UTN.BA
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FoDAMI
FORO DOCENTE DEL ÁREA MECÁNICA DE LAS INGENIERIAS

TRABAJOS

III CAIM 2012

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

Plaun, Leonardo
Trabajos CAIM 2012 : mecanismos, máquinas y mecatrónica . - 1a ed. - Buenos Aires :Centro de Estudiantes de Ingeniería Tecnológica - CEIT, 2013.

E-Book. **ISBN 978-987-1978-05-2**

1. Ingeniería Mecánica. 2. Actas de Congresos. I. Título **CDD 621**

Fecha de catalogación: 06/06/2013

AREA TEMATICA B - C

MECANISMOS MAQUINAS Y MECATRONICA

III CAIM 2012
Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

XXV REUNIÓN CIENTÍFICA ACADÉMICA del FoDAMI

		B MECANISMOS Y MAQUINAS	
N	CODIGO	TITULO DEL TRABAJO	1er AUTOR
1	B- 001	DISEÑO Y CÁLCULO DE UN TRANSPORTADOR DE TORNILLO SIN FÍN PARA EL MANEJO DE JAROSITA	Robledo Cordova, Jose
2	B- 002	ANÁLISIS COMPARATIVO DE LAS TENSIONES LOCALIZADAS PRODUCIDAS EN UN ÁRBOL FLEXOTORSIONADO SEGÚN EL MODO DE CONSIDERAR LAS CARGAS APLICADAS	Dasso, Gabriel
3	B- 003	APLICACIÓN DE LA TÉCNICA DE REUTILIZACIÓN EN EL DISEÑO DE ESPACIADORES AMORTIGUADORES DE HACES DE CONDUCTORES ELÉCTRICOS	Keil, German
4	B- 004	SIMULACIÓN ACÚSTICA, ANÁLISIS DE TENSIONES Y SOPORTACIÓN DE CAÑERÍAS ASOCIADAS A COMPRESORES ALTERNATIVOS	Collazo, Patricio
5	B- 005	REDUCCIÓN DEL EFECTO VIBRATORIO TRANSMITIDO AL BASTIDOR DE UNA MÁQUINA PARA LA COSECHA DE LA VID	Aguilar, Horacio
6	B- 006	PROPUESTA DE PROTOTIPO DE UN SISTEMA FORMADOR DE ALAMBRE PARA FABRICACIÓN DE ESTATORES	Tudón Martínez, Alberto
7	B- 008	CALCULO DE COJINETES PLANOS. COMPARACION ENTRE METODOS DE OCVRIK (COJINETES CORTOS) Y RAIMONDI Y BOYD (COJINETES DE LONGITUD INFINITA)	Lukjaniec, Antonio
8	B- 010	ANÁLISIS DE LAS VARIACIONES GEOMÉTRICAS DE UNA SUSPENSIÓN DE AUTOMOVIL DEPORTIVO, SU INFLUENCIA EN EL CENTRO DE ROLIDO Y ESTABILIDAD	Isoglio, Rosana
9	B- 011	APLICACIÓN DE LA TEORÍA DE GRAFOS AL PROBLEMA DE ENCONTRAR LASFUERZAS ACTUANTES EN LAS ARTICULACIONES DE UN MECANISMO ROMPEDOR DE AGLOMERADOS	Mendoza, Jesús
10	B- 014	ENGRANAJES CILÍNDRICOS: INFLUENCIA DEL TIPO DE MODIFICACIÓN DE PERFIL Y DE LA RELACIÓN DE CONTACTO TRANSVERSAL EN EL ″ERROR DE TRANSMISIÓN	Piña, Jose Luis
11	B- 015	DIMENSIONAMIENTO AUTOMÁTICO DE MECANISMOS DE ESLABONAMIENTOS	Pucheta, Martin
12	B- 016	ALTERNATIVA MECANICA PARA UN PROBLEMA DE BLOQUEO EN ROBOT PARA LA DESACTIVACION DE EXPLOSIVOS	Romero, Andrés
13	B- 017	DESARROLLO DE UNA BALANZA PARA MEDIR EL EMPUJE Y TORQUE EN MOTORES BRUSHLESS EN TÚNEL DE VIENTO	Elaskar, Omar
14	B- 019	SIMULACIÓN DE LA FUERZA DE RECTIFICADO QUE ACTÚA SOBRE UN POSICIONADOR CON MOTOR LINEAL DURANTE UN PROCESO DE RECTIFICADO DE LEVAS	Villegas, Fernado
15	B- 021	EL ESTADO DEL ARTE DE LOS ENGRANAJES EN ARGENTINA	Antezana Lopez, Javier
16	B- 024	FRESADO DE UNA LEVA CON VARIACIÓN DE PERFIL CONSTANTE	Mazini, Nelson
17	B- 026	SIMULACION COMPUTACIONAL DE LA RESPUESTA DE UN SISTEMA DE ORUGAS POLIMERICAS PARA UNA PLATAFORMA ROBÓTICA MULTITAREA	Pucci, Mauro
18	B- 029	CÁLCULO DA POTÊNCIA REQUERIDA NA AGITAÇÃO USANDO UM VISCOSÍMETRO MISTURADOR	Battaglini, Neusa
19	B- 030	CONSUMO DE POTÊNCIA NA AGITAÇÃO DE FLUIDOS DE VISCOSIDADES DIFERENTES	Battaglini, Neusa
20	B- 031	DISEÑO Y CALCULO DE UNA MÁQUINA PARA LA FABRICACIÓN DE BLOQUES DE HORMIGON	Bustamante, Gustavo
21	B- 034	CARACTERÍSTICAS FLUODINÁMICAS Y DE TRANSFERENCIA DE MASA GAS-LÍQUIDO PARA EL MEZCLADO DEL SISTEMA ACEITE-HIDRÓGENO CON UN AGITADOR MONOLÍTICO	Sanchez, M
22	B- 035	DISEÑO ESTRUCTURAL Y SISTEMAS DE SUSPENCION Y ARTICULACION DE VEHICULO UNIPERSONAL DE TRES RUEDAS, CON MOTORES ELECTRICOS CON TECNOLIGIA BRUSHLESS	Menghini, Matias
23	B- 037	DESARROLLO DE UN DISPOSITIVO PARA TERMINACION DE ARMADURA DE TENSION EN CONECTORES DE RISER FLEXIBLES	Wedekamper, Facundo
24	B- 038	PROJETO DE UM DISPOSITIVO PARA VIABILIZAR A UTILIZAÇÃO DE UM FORNO DE CICLAGEM TÉRMICA COM ATMOSFERA CONTROLADA	Silva, Gilbert

		C MECATRONICA	
N	CODIGO	TITULO DEL TRABAJO	1er AUTOR
1	C- 001	VALIDACION DE LAS SINGULARIDADES GEOMETRICAS DE UN MAIPULADOR PARALELO 3RPS	Penisi, Osvaldo
2	C- 003	REQUERIMIENTOS PARA EL DISEÑO DE UN PLUVIÓGRAFO A CANGILONES CON TELEINDICACIÓN VÍA GPRS",	Cova, Walter
3	C- 004	CONTRASTE ENTRE DOS MÉTODOS DE VISION ARTIFICIAL PARA LA DIFERENCIACIÓN DE PIEZAS EN CELDA DE MANUFACTURA FLEXIFLE	Deber, Franco
4	C- 006	CAMBIO DE HERRAMIENTAS EN UN ROBOT INDUSTRIAL. INTERCAMBIADOR Y PROCESO DE INTERCAMBIO AUTOMÁTICO	Perfumo, Lucas
5	C- 007	AUTOMATIZACIÓN DE UNA LLAVE HIDRÁULICA PARA LA OPTIMIZACIÓN DE LA OPERACIÓN DE ENROSCADO DE VARILLAS PARA BOMBEO	Sidorenko, Sergei
6	C- 008	SISTEMA DIGITAL PORTÁTIL, PARA EL DIAGNÓSTICO PREVENTIVO POR VIBRACIONES TORSIONALES, APLICADO EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA INDUSTRIALES"	Kolodka, Pedro
7	C- 009	CONSIDERACIONES PARA EL DESARROLLO DE UN MOLINETE HIDROGRÁFICO DE PRECISIÓN DE BAJO COSTO	Gonzalez, Gustavo
8	C- 012	PLATAFORMA PARA DISEÑO VIRTUAL DE UN EJE DE POSICIONAMIENTO DE UNA MAQUINA HERRAMIENTA	Vicente, Diego
9	C- 014	SISTEMA ROBOTIZADO PARA SEGUIMIENTO SOLAR DE PANELES FOTOVOLTAICOS EN LUGARES DE ALTA LATITUD	Labriola, Carlos
10	C- 015	MFI-MR, ROBOT AUTÓNOMO ESPECIAL DE 22 GRADOS DE LIBERTAD PARA TAREAS DE METROLOGÍA AUTÓNOMA EN PLANTA"	Bauer, Jorge
11	C- 018	FABRICACION DE UN PLOTTER DE TRES EJES PARA PCB	Apolo, Pablo
12	C- 019	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA IMPRESORA 3D APLICANDO LA TÉCNICA DE PROTOTIPADO RÁPIDO MODELADO POR DEPOSICIÓN FUNDIDA	Torres, Edgard
13	C- 020	DISEÑO CONCEPTUAL DE UN PROTOTIPO MECÁNICO PARA UN SISTEMA DE VISIÓN ARTIFICIAL APLICADO A LA DETECCIÓN DE DEFECTOS EN DIENTES ARTIFICIALES	Branch, John
14	C- 021	AVALIAÇÃO DE UMA ARQUITETURA MICROCONTROLADA PROGRAMÁVEL APLICADA AO CONTROLE DE UM SERVOPOSICIONADOR PNEUMÁTICO	Cukla, Anselmo
15	C- 022	DISEÑO Y ANALISIS TERMODINAMICO DE UN SISTEMA DE INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TIPO RADIADOR PARA APLICACIÓN EN AUTOMATIZACION	Daza Ospina, Francis

AREA TEMATICA B

MECANISMOS Y MAQUINAS

III CAIM 2012
Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

XXV REUNIÓN CIENTÍFICA ACADÉMICA del FoDAMI

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

Diseño y cálculo de un transportador de tornillo sinfín para el manejo de jarosita

Robledo Córdova, José de Jesús[*]*, Tudón Martínez, Alberto, Reyes Rodríguez, Cesar, Mendoza Razo, Juan Arturo*[1]

Universidad Tecnológica de San Luis Potosí.
Pról. Av. de las Américas No.100, Rancho Nuevo Soledad de Graciano Sánchez, S.L.P. México;
Apartado Postal 1-16, Código Postal 78430
jrobledo@utslp.edu.mx; atudon@utslp.edu.mx; creyes@utslp.edu.mx; amrazo1@yahoo.com.mx

(1) *Instituto Tecnológico de San Luis Potosí, Av. Tecnológico s/n, Col. UPA C.P. 78437, Soledad de Graciano Sánchez, San Luis Potosí, MEXICO*

RESUMEN.

En la actualidad el manejo de jarosita en una empresa se realiza con un sistema de transporte de tornillo sinfín comercial, lo cual genera problemas de paros continuos, elevados costos en el proceso de producción derivados del elevado número de tareas de mantenimiento y excesiva supervisión para la operación del equipo.

Por disposición de la Gerencia General se requiere de este mismo sistema de manejo de materiales solo que diseñado específicamente para el manejo de jarosita. Con la realización de este proyecto se pretende solucionar los problemas existentes con el actual sistema de manejo de jarosita.

Palabras Claves: Jarosita, tornillo, sinfín, helicoide.

1 INTRODUCCIÓN.

Los transportadores de tornillo sinfín son un sistema capaz de mover materiales a granel**,** prácticamente en cualquier dirección. Proporcionando variedad de opciones para su manejo de manera eficaz y confiable.

Los elementos básicos para manejo de materiales descritos en esta sección están destinados a proveer:

1. Elevación
2. Arrastre, tracción y empuje.
3. Conducción.
4. Mezcla, que son las funciones de uso más frecuente en movimientos reciprocantes.
5. Sistemas de transporte requeridos para el movimiento continuo de materiales a granel por cargas o empacadas.

En la fabricación estándar, la longitud de los sinfines va desde 1 a 12 metros, pudiendo fabricarse la medida necesaria. Las potencias instaladas varían de 1,1 a 15 kw. Con distintas relaciones de reducción 1:5, 1:7, 1:10, 1:15, 1:20, en función del material a transportar, capacidad requerida, inclinación y longitud de transporte.

JAROSITA

El proceso jarosítico se emplea en varias plantas de zinc en todo el mundo para controlar los contenidos de hierro de las soluciones procedentes de lixiviación antes de que éstas sean llevadas a electrólisis y evitar así problemas en la recuperación electrolítica de zinc. La producción de grandes cantidades de zinc electrolítico involucra la precipitación de cantidades importantes de compuestos tipo jarosita que son desechados como residuos en presas destinadas para ello.

Las empresas que emplean este proceso llegan a producir cerca de 430 toneladas de residuo jarosítico por día.

En la figura 1 se muestra el proceso de obtención de la jarosita.

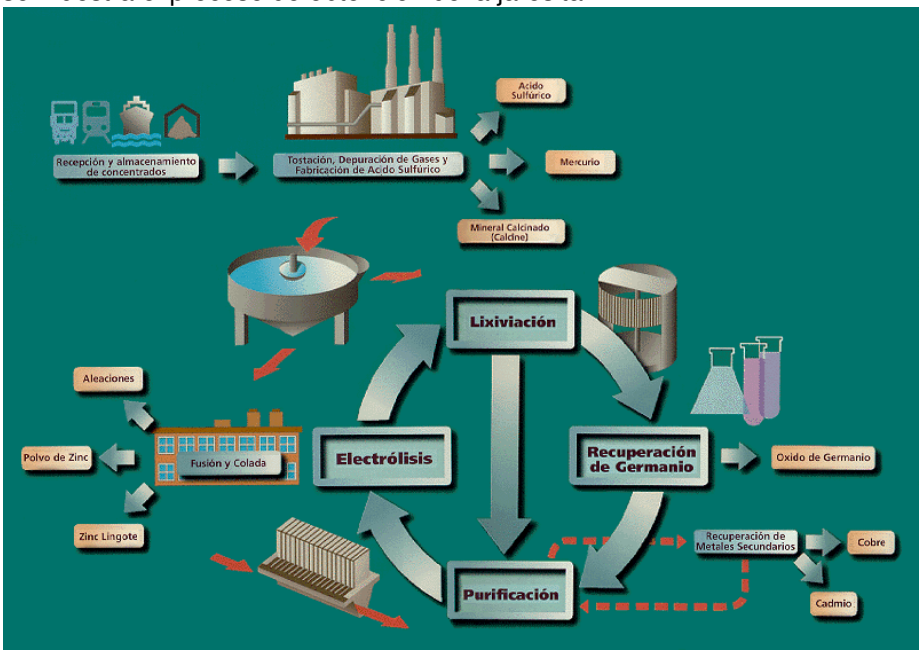


Figura 1. *Proceso de la obtención de la jarosita (2).*

2 DESARROLLO.

El diseño de un transportador para un material en una situación específica, se complica debido al gran número de factores interrelacionados que es preciso tomar en consideración. Aunque existen diseños normalizados de equipo y datos completos de ingeniería para muchos equipos comunes de transportadores, resulta evidente que los problemas relativos a materiales nuevos o no acostumbrados se deberán abordar con cuidado.

El problema existente con la jarosita y el sistema de transporte de tornillo sinfín comercial, genera problemas de paros continuos debido a que no es un sistema de transporte diseñado específicamente para el manejo de Jarosita si no es que es un sistema comercial, y esto provoca que durante el proceso de transporte de la jarosita ésta se endurece al perder humedad; esto es, al inicio se encuentra en forma de lodo poco denso y al final del transporte se encuentra en estado sólido, provocando los problemas comentados con anterioridad. La densidad que se requiere exista en la tercera sección del transportador helicoidal es 1.905 ton/m^3.

Realizando una analogía entre el manejo de jarosita y la extrusión de plástico, en la extrusión de plástico éste se encuentra en estado sólido al inicio del transporte mediante un tornillo sin fin y al final del proceso se encuentra en estado líquido; esto mismo pero en sentido inverso sucede con la jarosita; de tal forma que como propuesta para el manejo de jarosita se pretende emplear un tornillo sin fin semejante al empleado en la extrusión de plástico. Así empleando el principio que se utiliza para el diseño de los transportadores de tornillo sinfín de las máquinas extrusoras de plástico se diseña este transportador.

2.1 Cálculo.

Con el trabajo se pretende obtener un sistema de transporte especialmente diseñado para la Jarosita, ya que en la actualidad no existe uno especialmente para este material porque debido a sus condiciones físico-químicas, es complicada su manipulación además es difícil que se mezcle con algún otro material para poder manipularlo y sea manejado con mayor facilidad.
Se hace una comparación entre el comportamiento de los polímeros y el de la jarosita ya que es de forma inversa; esto es los polímeros a la entrada de un extrusor con sólidos y a la salida líquidos, mientras que la jarosita a la entrada tiene una consistencia líquida debido al contenido de agua que tiene y conforme avanza durante el proceso y se aproxima al fin del sistema de transporte llega de forma sólida.

Como parte inicial del proyecto se realizará la toma de muestras para determinar la densidad de la jarosita en diferentes etapas del recorrido que actualmente realiza, seccionándolo en tres partes, cuyos resultados se muestran en las tablas No. 2 a la No. 5. Con ello se lograra conocer la viscosidad del material para el adecuado cálculo del tornillo sinfín.
Con lo anterior se calcula el promedio de densidad para cada sección, quedado como sigue: para la sección No.1: 3448.66 Kg/m^3, para la sección No.2: 3320.46 Kg/m^3 y para la sección No.3 3214.16 Kg/m^3 respectivamente.

Haciendo una analogía entre el tornillo de una extrusora de plástico y un transportador de tornillo sinfín además de considerar las densidades calculadas, se tiene que el tornillo de una extrusora trabaja con material que va de sólido a líquido y los requerimientos que se presentan en la empresa es que el material va de líquido a sólido, debido a esto y con la analogía realizada, se espera que exista un cambio de geometría en las secciones propuestas para el transportador.

El diámetro del álabe es una de las limitaciones, ya que no son muy variados los tamaños y existen limitaciones para el uso de alimentadores de tornillo. Como resultado de los límites de tornillo, las fuerzas de corte son cada vez mayores con el área expuesta, es decir, el diámetro del tornillo, y la distancia a la que estas fuerzas operan aumentan conforme al radio; entonces el par necesario para iniciar y ejecutar un tornillo aumenta por lo menos el cuadrado de el diámetro del tornillo. En la práctica, los tornillos grandes tienen grandes aberturas y largo paso, y son usados para sobrepresiones, también tienden a ser grandes para aumentar aún más los valores del par. Como

resultado, los tornillos de más de 400 mm de diámetro tienden a requerir unidades muy pesadas, y los tornillos con mucho más margen son generalmente poco prácticos. Mayor capacidad y abertura de paso para el manejo de grandes flujos no son recomendados, ofrecen mejor servicio el uso de múltiples tornillos de gran diámetro. [11]

La longitud de los tornillos sinfín en condiciones normales no debe alargarse, por el motivo de que es necesario la instalación de apoyos intermedios, ya que obstruyen el paso de material, por ejemplo en un tornillo de llenado en general, creará un efecto desagradable. El máximo la longitud de un tornillo de alimentación está limitado a cuatro metros de longitud. Esto es determinado normalmente por la cantidad de deflexión tolerable en la carcasa, no por la capacidad de torque. Grandes longitudes de la flecha son sólo prácticas en los tornillos de diámetros grandes, de lo contrario no son eficaces. [11]

Los tornillos montados en voladizo, que permiten la descarga final directa, normalmente varían en longitud total de alrededor de 200 a 1000 mm y de 500 a 2000 mm de longitud de los tornillos con los ejes del centro. El lapso de tornillos apoyado en ambos extremos, oscila entre 2000 mm por cada100 mm de diámetro de tornillo, a más de 6000 mm de largo por 400 mm de diámetro del tornillo. [11]

2.1.1 Datos necesarios para el cálculo del transportador de tornillo sinfín.

A continuación se tienen los datos de los requerimientos de la empresa con los que se partirán para el diseño del transportador.

Material a Transportar:	**Jarosita**	
Longitud total del transportador (mm):	39.3701 pie	(12,000 mm)
Peso de la Jarosita (lbs /pie³):	200.00 lbs/pie³	(3,203.6927 kg/m³)
Peso del contenido de agua (lbs /pie³):	15.00 lbs/pie³	(240.277 kg/m³)
Capacidad de carga por hora (lbs/hr):	71,649.03 lbs/hr	(32,500 kg/hr)
Capacidad en volumen por hora (pie³/hr):	358.2451 pie³/hr	(10.13 m³/hr)

2.1.2 Cálculo de la primera sección del transportador de tornillo sinfín.

Para calcular la primera sección del transportador de tornillo sinfín es necesario seguir una secuencia de pasos.

2.1.2.1 Datos de la mezcla a transportar.

Jarosita

Capacidad de carga por hora (lbs/hr):	71,649.03 lbs/hr	(32,500 kg/hr)
Capacidad en volumen por hora (pie³/hr):	358.2451 pie³/hr	(10.13 m³/hr)

Agua

Capacidad de carga por hora (lbs/hr):	110.2293 lbs/hr	(50.0 kg/hr)
Capacidad en volumen por hora (pie³/hr):	7.348618 pie³/hr	(0.21 m³/hr)

Capacidad en volumen total por hora (pie³/hr): 365.5938 pie³/hr (10.34 m³/hr)

Con los datos que se tienen se obtienen los siguientes valores [12]:
Debido a que la Jarosita no existe en la tabla de materiales se opta por seleccionar Mineral de Plomo que es el material más parecido a la Jarosita en el cual se va a localizar el código del material al que pertenece, que es A40-37. [12]

Número de Buje: H, Acero tratado (Endurecido), Superficie endurecida (Endurecido o especial), Estelita (Especial).

Fm= 2

Carga de la carcasa= 30% A

Capacidad en volumen por hora (pie³/hr) a máximas rpm: 400 pie³/hr (2.83 m³/hr) a 100rpm

Diámetro del helicoide correspondiente (pulg.): 9" (228.6 mm)

Capacidad en volumen por hora (pie³/hr) a 1 rpm: 5.45 pie³/h (0.156 m³/hr)

Se calcula la velocidad de operación o angular.

$$N = \frac{C}{Cl} = \frac{365.59377}{5.45} = 67.08143 \text{ rpm} \quad (1)$$

Velocidad angular del helicoide para una capacidad de 365.59377 pie³/hr (10.34 m³/hr) es de 67.08143 rpm

Verificación del diámetro del helicoidal por tamaño de trozos:

Se tienen grumos de jarosita con dimensión máxima de 0.0016 pulg, se considera una clase III de tamaño partícula (95% de partículas van del tamaño máximo a 1/2 del máximo y el 90% son menores a ¾" del máximo). En la clase III se tiene que para un tamaño máximo de partícula de ¾" el diámetro del helicoide recomendado es 9". [12]

Por tanto se tienen los siguientes parámetros:

Diámetro del helicoidal: 9" (228.6 mm)
Diámetro exterior del tubo: 2 3/8" (60.325 mm)
Separación radial: 3 9/16" (90.4875 mm)

2.1.3 Cálculo de la potencia requerida.

$$HPf = \frac{L*N*Fd*Fb}{1000000} \quad (2)$$

$$HPm = \frac{C*L*W*Ff*Fm*Fp}{1000000} \quad (3)$$

$$\text{Total HP} = \frac{(Hpf+Hpm)Fo}{e} \quad (4)$$

2.1.4 Valores de los factores

Para obtener el valor del factor de diámetro de transportador (Fd) y con el diámetro del tornillo sinfín se localiza el valor. [12]

Para un diámetro de tornillo sinfín de 9". [12]

Fd= 31

Para encontrar el valor del factor de buje para colgante (Fb). [12]

Para un buje intermedio H el valor que se obtiene es:

Fb= 4.4

C= 365.59377 pie³/hr. (10.34 m³/hr)

W= 215 lb/pie³ (3443.966 kg/m³)

Para encontrar el valor de factor del helicoide (Ff), para un porcentaje de carga de 30%A y considerando que el material de fabricación del álabe es estándar, el valor correspondiente es: [12]

Ff= 1

El valor del factor del material [12]

Fm = 1.4

El valor del factor de paleta (Fp), en el diseño no se requiere paletas por tal motivo el valor de [12]:

Fp= 1.0

La eficiencia de transmisión (e), para este valor suponemos el menor valor de la eficiencia como factor de seguridad el cual es:

e= 0.87

2.1.5 Los valores obtenidos de potencia

$HPf = \frac{L*N*Fd*Fb}{1000000} == \frac{13.12336*67.08143*31*4.4}{1000000} =$ 0.120078 hp

$HPm = \frac{C*L*W*Ff*Fm*Fp}{1000000} = \frac{365.5938*13.12336*215*1*1.4*1}{1000000} =$ 1.444143 hp

Se suman los valores obtenidos de HPf y HPm para obtener el valor del factor de sobre carga (Fo). [12]

HPf + HPm= 1.564221
Fo= 1.8
Total HP = $\frac{(HPf+HPm)Fo}{e} = \frac{(1.564221)1.8}{0.87} =$ 3.236319 hp

Se toma el valor inmediato superior para la selección del motor.
Total HP= 4 hp
Torque transmitido (lb in):
Torque = $\frac{(63025*hp)}{rpm} = \frac{(63025*4)}{67.08143} =$ 3,758.119 lb.in (1,704.6541 kg-m)

Con el torque obtenido y para obtener el diámetro de flecha cédula del tubo, ejes y tornillos para ensamblar. [12]

Diámetro de eje del acoplamiento = 2” (50.8 mm)
Diámetro interno del tubo ced. 40 = 2.5” (63.5 mm)
No. de tornillos usados = 2 (par máximo de determinado componente que determina el valor, 7600 lb in). [12]

Comparando estos valores con los obtenidos, se hace el ajuste a los parámetros siguientes (considerando cédula 40):

Diámetro exterior del tubo: 2 7/8” (73.025 mm)
Separación radial: 3 9/16” (90.4875 mm)
Diámetro nominal del tubo: 2 ½” (63.5 mm)

2.1.6 Revisión de rangos de hp para las partes del transportador.

Con el diámetro nominal del tubo, se consulta el valor de hp a 1 rpm. [12]

hp a 1 rpm= 0.059629

Se concluye que para cada componente son mayores que este valor calculado por lo que los diámetros del eje, tubo y número de tornillos son adecuados. [12]

Debido a todo lo anterior:

Número de helicoidal será: 9H414

Calibre o espesor de la artesa: 14

2.1.7 Cálculo de la segunda y tercera sección del transportador.

Siguiendo el mismo procedimiento que en la sección 2.1.2 se presentan enseguida los resultados para la segunda y tercera sección.

En la tabla No. 1 y No. 3 se muestran los datos de la mezcla que se tiene en la segunda y tercera sección respectivamente.

Tabla 1. *Mezcla en la segunda sección.*

Jarosita		
Capacidad de carga por hora	71,649.03 lbs/hr	(32,500 kg/hr)
Capacidad en volumen por hora	358.2451 pie³/hr	10.13 m³/hr
Agua		
Capacidad de carga por hora	44.09171 lbs/hr	20 kg/hr
Capacidad en volumen por hora	2.939447 pie³/hr	0.083 m³/hr
Volumen total de la mezcla		
Capacidad en volumen total por hora	361.1846 pie³/hr	10.22 m³/hr

Los cálculos correspondientes y la selección del transportador para la segunda y tercer sección, se presentan en la tabla 2 y 4 respectivamente.

Tabla 2. *Cálculo de la segunda sección.*

Código del material	A40-37	
Número de Buje	H	
Fm	1.4	
Carga de la carcasa	30% A	
Capacidad en volumen por hora (pie³/hr) a máximas rpm	361.1846 pie³/hr a 100 rpm	10.22 m³/hr a 100 rpm
Diámetro del helicoide	6”	152.4 mm
Capacidad en volumen por hora (pie³/hr) a 1 rpm	1.49 pie³/h	0.042 m³/hr
Velocidad angular del helicoide para una capacidad de 361.1846 pie³/hr (10.22 m³/hr)	242.4058 rpm	
Por tanto se tienen los siguientes parámetros		
Diámetro del helicoidal	6”	152.4 mm
Diámetro exterior del tubo	2 3/8”	60.325 mm
Separación radial	2 5/16”	58.7375 mm

Tabla 2. *Cálculo de la segunda sección. (Continuación)*

Para un diámetro de tornillo sinfín de 6”		
Fd	18	
Para un buje intermedio H el valor que se obtiene		
Fb	4.4	
C	361.1849 pie³/hr	10.22 m³/hr
W	215 lb/ pie³	3,443.966 kg/m³
Ff	1	
Fp	1.0	
E	0.87	
HPf	0.251949 hp	
HPm	1.426727 hp	
HPf + HPm	1.678676 hp	
Fo	1.8	
Total HP	4 hp	
Torque	1,039.992 lb.in	471 kg.m
Diámetro de eje del acoplamiento	1.5”	38.1 mm
Diámetro interno del tubo cédula 40	2 3/8”	30.325 mm
No. de tornillos usados	2	
Diámetro exterior del tubo	2 3/8”	30.325 mm
Separación radial	2 5/16”	58.7375 mm
Diámetro nominal del tubo	2 3/8”	30.325 mm
hp a 1rpm	0.016501 hp	
Número de helicoidal será	6H312	
Calibre o espesor de la artesa	3/16”	4.7625 mm
Calibre o espesor de la cubierta	14	

Tabla 3. *Mezcla de la tercera sección.*

Jarosita		
Capacidad de carga por hora	71,649.03 lbs/hr	(32,500 kg/hr)
Capacidad en volumen por hora	358.2451 pie³/hr	10.13 m³/hr
Agua		
Capacidad de carga por hora	0 lbs/hr	0 kg/hr
Capacidad en volumen por hora	0 pie³/hr	0 m³/hr
Volumen total de la mezcla		
Capacidad en volumen total por hora	358.2451 pie³/hr	10.13 m³/hr

Tabla 4. *Cálculo de la tercera sección.*

Código del material	A40-37	
Número de Buje	H	
Fm	1.4	
Carga de la carcasa	30% A	
Capacidad en volumen por hora (pie³/hr) a máximas rpm	180.00 pie³/hr a 120 rpm	
Diámetro del helicoide	6”	152.4 mm

Tabla 4. *Cálculo de la tercera sección.(Continuación)*

Capacidad en volumen por hora (pie³/hr) a 1 rpm	1.49 pie³/h	0.042 m³/hr
Velocidad angular del helicoide para una capacidad de 358.24515 pie³/hr	240.4058 rpm	
Por tanto se tienen los siguientes parámetros		
Diámetro del helicoidal	6”	152.4 mm
Diámetro exterior del tubo	2 3/8”	60.325 mm
Separación radial	2 5/16”	58.7375 mm
Para un diámetro de tornillo sinfín de 6”		
Fd	18	
Para un buje intermedio H el valor que se obtiene		
Fb	4.4	
C	361.1849 pie³/hr	10.22 m³/hr
W	215 lb/ pie³	3,443.966 kg/m³
Ff	1	
Fp	1.0	
E	0.87	
HPf	0.249899 hp	
HPm	1.415115 hp	
HPf + HPm	1.665014 hp	
Fo	1.8	
Total HP	4 hp	
Torque	1,048.525 lb.in	475.6 kg.m
Diámetro de eje del acoplamiento	1.5”	38.1 mm
Diámetro interno del tubo cedula 40	2”	30.325 mm
No. de tornillos usados	2	
Diámetro exterior del tubo	2 3/8”	30.325 mm
Separación radial	2 5/16”	58.7375 mm
Diámetro nominal del tubo	2 3/8”	30.325 mm
hp a 1rpm	0.016637 hp	
Número de helicoidal será	6H312	
Calibre o espesor de la artesa	3/16”	4.7625 mm
Calibre o espesor de la cubierta	14	

Como se muestra en los resultados en la toma de muestras para obtener la densidad de la mezcla el contenido de agua disminuye debido a que la jarosita no absorbe ningún material y se separa el agua de esta, además de que el agua que se separa se precipita y es imposible desplazarla con el transportador de tornillo sinfín y otra cantidad se evapora durante el transporte de la mezcla.

2.1.8 Potencia total requerida por el transportador.

Para determinar el motor del transportador, es necesario conjuntar la potencia calculada para cada sección esto mediante una suma directa quedando como sigue:

Total HP= Total HP Sección 1 + Total HP Sección 2 + Total HP Sección 3
Total HP= 4 + 4 + 4= 12 hp

2.1.9 Motorreductor.

Con los datos que se tienen se selecciona el motorreductor apropiado como sigue:

Potencia requerida: 12 hp * 1.5 (factor de servicio)= 18 hp
Torque: 1048.525 lb.in
Velocidad de entrada: 1750 rpm
Velocidad de salida: 240 rpm
Servicio: 24 hrs.
Impacto: moderado
Motorreductor seleccionado:
CHH-6165-Y-R1-614H (Marca Sumitomo)

2.1.10 Cálculo analítico de la 3er. Sección.

El tornillo sinfín es el elemento más crítico dentro del equipo debido a que sin el no podremos lograr manipular el mineral, esto nos origina que la verificación se centra en este elemento. El transportador se encuentra cargado como se muestra en la figura 2, donde se asume las cargas radiales en z de valor despreciable y las cargas axiales usadas para desplazar el mineral.

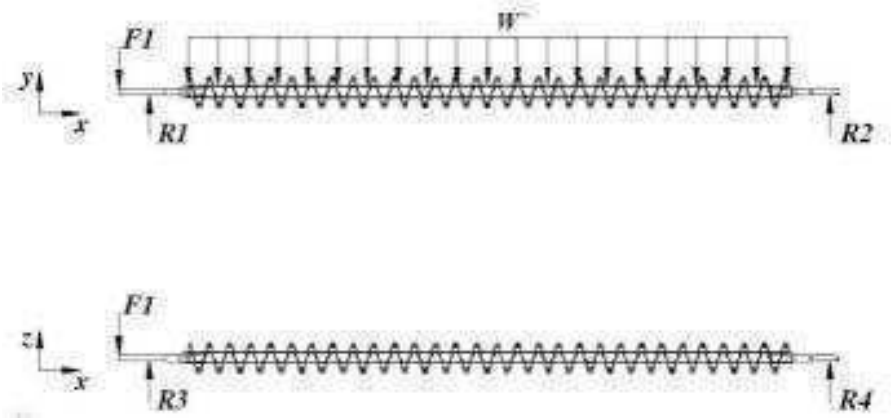


Figura 2. *Diagrama de cuerpo libre del tornillo sinfín.*

Realizando el cálculo del esfuerzo cortante, esfuerzo normal, esfuerzo circunferencial y la deformación máxima del gusano considerándolo como si fuera una viga, se tiene lo siguiente:

$$\tau = \frac{p}{A} = \frac{p}{\frac{1}{4}\pi D^2} \quad (5)$$

$$\tau = \frac{p}{\frac{1}{4}\pi(0.060)^2} = \frac{300}{0.002827} = \quad 106.11 \text{ KN/m}^2$$

Calculado el esfuerzo normal para una sección circular se tiene:

$$\sigma = \frac{pD^2}{(D^2 - d^2)} \quad (6)$$

$$\sigma = \frac{(300)\ (0.06033)^2}{(0.06033)^2 - (0.05255)^2} = \quad 1{,}243.34 \text{ N/m}^2$$

Calculado el esfuerzo circunferencial para una sección circular se tiene:

$$\sigma_{c=\frac{pd}{2t}} \quad (7)$$

$$\sigma_{c=\frac{600\ X\ 0.05250}{2\ X\ 0.00783}} = \quad 1{,}005.74 \text{ N/m}^2$$

Ahora se calcula la deflexión, tomando en cuenta la distancia de 2000 mm debido a que en el centro es en donde se genera la mayor carga en el equipo.

$$\delta = \frac{pL}{AE} \qquad (8)$$

$$\delta = \frac{pL}{AE} = \frac{300\ X\ 2000}{(0.002827)(200\ x\ 10^9)} = \quad 1.0611\ \text{x}10^{-3}\text{mm}$$

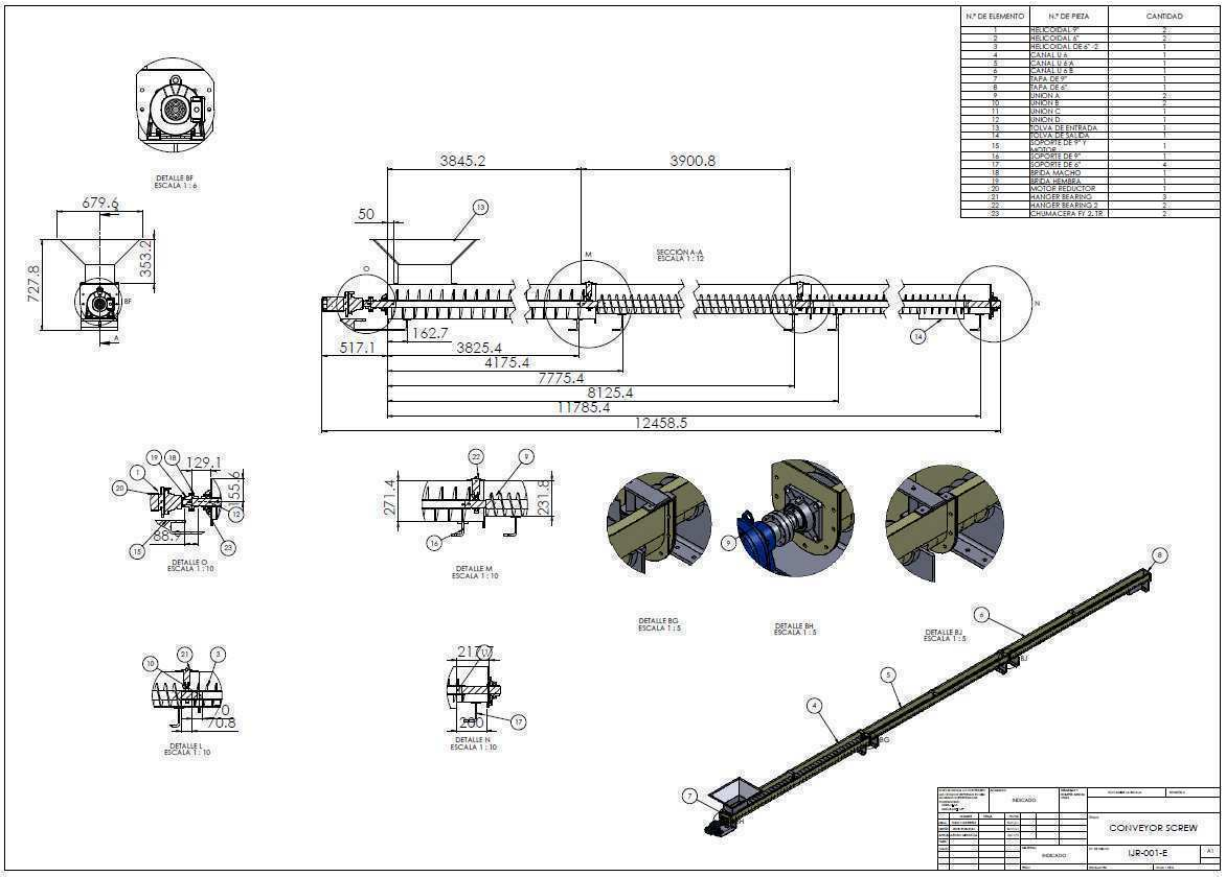


Figura 3. *Esquema de conjunto del transportador del tornillo sinfín.*

3. CONCLUSIONES.

Para el diseño de sistemas de transporte debe tenerse en cuenta que el transportador de tornillo sinfín es el candidato idóneo para suplir las necesidades de transporte de Jarosita.

Las instalaciones usadas para el proceso electrolítico del zinc y en particular para la obtención de la Jarosita demanda altos costos de mantenimiento, mano de obra, utilización de equipos auxiliares, espacios muy grandes y porcentajes de desperdicio considerable. En última instancia todos estos costos los asume en su totalidad el consumidor final, de allí la importancia de un diseño de transportador de tornillo sinfín con alta eficiencia operativa.

Con el diseño del tornillo sinfín para el manejo de jarosita una vez fabricado, se logra comparación con el diseño actual, y que este diseño sea de utilidad para las empresas que cuenta con el proceso electrolítico de Zinc. La mejora en la operación del proceso es continúo, con el propósito de incrementar la productividad y reducir los costos unitarios, al mismo tiempo que se mantiene o mejora la productividad.

Además con el cambio de diámetros en las secciones se pretende que al momento de que el material entra en estado lodoso se maneje la mayor cantidad de éste para que ayude a la evacuación de material y al momento de pasar a las secciones dos y tres se encuentre en un estado que facilita su manejo.

4. REFERENCIAS.

[1] Berroa, P., Manual de manejo de materiales, México, 2007.

[2] Castro, Jesús Antonio, Principios de manejo de materiales, Instituto Tecnológico La Paz, México, 1999.

[3] González Alcázar, Daniel, Articulo sobre Morteros / Revoques, SOTECMA, México, 2010.

[4] Eleazar Salinas, Martín Reyes, Francisco Patiño, Ma. Teresa Méndez, Isauro Rivera, Antonia Martínez, Leticia Hernández, Factores que afectan el crecimiento de partículas de Jarosita de amonio, Journal of the Mexican Chemical Society, México, 2002.

[5] Boletín Info 16, Transporte de Materiales, Perú, 2008.

[6] Fernández Rubio Rafael, Activos Ambientales en la Minería, España, 2008.

[7] http://www.fade.es/cevegar/cajas.htm

[8] Española de Zinc, S.A., Proceso, España, 2010.

[9] Heliven C.A., Tornillo de Arquímedes, Rif. J-08510097-0, México, 2007.

[10] Bandas, Cortes transportadores helicoidales o sinfines, España, 2010.

[11] Lyn, Bates, Guide to the Design, Selection, and Application of Screw Feeders, United Kingdom, 2000.

[12] Martin, Engineering Design Screw Conveyor of Martin, EUA, 2009.

[13] Sumitomo Drive Technologies, Cyclo 600 Reductores de Velocidad, Catalogo 03.601.50.004SP, México, 2011.

[14] N. Bianco, O. Manca, S. Nardini and S. Tamburrino, Transient heat conduction in solids irradiated by a moving heat source, Proceedings of the COMSOL Users Conference 2006, Milan, Italy.

[15] Jeffrey W. Herrmann, Joyce Cooper, Satyandra K. Gupta, Caroline C. Hayes, Kosuke Ishii, David Kazmer, Peter A. Sandborn, William H. Wood, New Directions in Design for Manufacturing, Proceedings of DETC'04 ASME 2004 Conference, Salt Lake City, Utah, USA.

Agradecimientos.

Los autores de este trabajo desean agradecer a agradecen el apoyo recibido por la Universidad Tecnológica de San Luis Potosí para participar en el Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica, CAIM 2012.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

Análisis comparativo de las tensiones localizadas producidas en un árbol flexotorsionado según el modo de considerar las cargas aplicadas.

Dasso, Gabriel M.*; Amé, Ricardo M.

Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Lomas de Zamora.
Camino de Cintura y Juan XXIII, Lomas de Zamora, Prov. Buenos Aires, Argentina.
gabriel.dasso@gmail.com

RESUMEN.

Por sus características funcionales, los elementos de máquinas se diseñan con diversas discontinuidades geométricas, por lo general combinadas en una misma sección o en secciones muy próximas. Las tensiones localizadas que éstas generan son de difícil obtención si no es por medios informáticos. En la bibliografía clásica no existen valores de factores de concentración de tensiones para casos tan comunes como los que se observan en, por ejemplo, el diseño de un árbol, sometido a momento de torsión y de flexión combinados, en el cual coexisten discontinuidades geométricas diversas. En este trabajo se presentan y analizan las tensiones de Von Mises que se producen en dos zonas de un árbol con cambio de diámetro y chavetero plano, considerando las cargas aplicadas a partir de la presión lateral que genera la chaveta para transmitir un momento de torsión dado. El objetivo es, obtener los valores para distintas posiciones del chavetero, respecto del radio de acuerdo entre los diámetros, y comprobar la incidencia, en los resultados, derivada de la manera de considerar la carga aplicada. Se utiliza un *software* de análisis de tensiones por elementos finitos. Se obtienen valores de las tensiones muy distintos según el modo de consideración de la carga y se verifican resultados de trabajos anteriores que confirman la escasa influencia, sobre las tensiones localizadas, debido a la cercanía entre ambas discontinuidades geométricas.

Palabras Claves: elementos de máquinas, diseño mecánico, elementos finitos.

1. INTRODUCCIÓN

En el diseño mecánico de componentes de máquinas, es común incluir diversas discontinuidades geométricas con el fin que dicho componente cumpla con la utilidad para la cual se lo ha pensado. Por lo general, dichas discontinuidades se superponen en una misma sección resistente o se ubican en secciones muy próximas entre sí. El resultado de ello es la generación de tensiones localizadas cuyos valores son difíciles de obtener si no es por medio de herramientas informáticas.
En la bibliografía disponible especializada en diseño mecánico [1,2,3], fatiga de los metales [4], o de concentradores de tensión [5,6], no se ofrece información sobre casos de concentradores de tensión debidos a discontinuidades geométricas combinadas en estados complejos de tensión o, por lo menos, lo existente es de aplicación específica [7].
A pesar de la existencia de distintos *software* (Abaqus, ANSYS, Nastran) que permiten calcular las tensiones en los elementos de máquinas, para formas complejas y estado de cargas combinadas, el concepto de diseño previo adecuado y la manera de presentar el estado de carga para el análisis, es de fundamental importancia para optimizar la labor y obtener valores confiables.
En este trabajo se presentan y analizan los resultados obtenidos en dos zonas de un árbol con cambio de diámetro y chavetero plano combinados y sometido a un estado complejo de tensiones debido a la existencia de un momento de torsión y otro de flexión. Se obtienen distintos valores de las tensiones de Von Mises según la cercanía del chavetero con el radio de acuerdo entre los diámetros.
Los resultados se comparan con los obtenidos en un trabajo anterior [8], realizado por este equipo de investigadores, en donde se estudió el mismo tramo de árbol, considerando el momento de torsión aplicado de manera puntual en el extremo libre del árbol. Esta comparación lleva a confirmar los resultados obtenidos en lo referente a la escasa influencia, por la cercanía de ambas discontinuidades geométricas, sobre la magnitud de la tensión localizada en el chavetero y la importancia de la manera en que se considera la aplicación de la carga externa de momento de torsión en la obtención de los resultados.

2. OBJETO DE ESTUDIO.

El objeto de estudio es un árbol con cambio de diámetro y chavetero en la sección menor, como se muestra en la Figura 1.

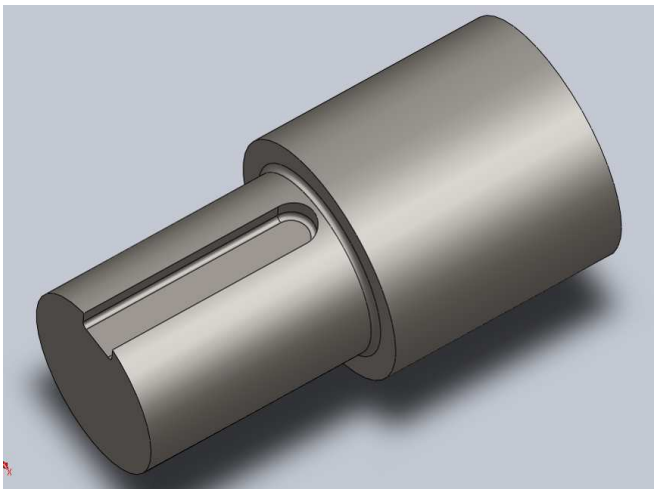


Figura 1. *Objeto de estudio.*

En la Figura 2, se muestra las dimensiones del mismo, las cuales son: diámetro mayor D = 99,75mm, diámetro menor d = 75,00 mm, relación D/d= 1,33 (para coincidir con Peterson [6] Pág. 76, Fig. 67), radio del empalme entre diámetros r = 2,50 mm (tomado de un manual de rodamientos, como radio

para alojar un rodamiento rígido de bolas serie 6415), luego resulta la relación r/d=2,50/75=0,0333; largo de tramo de menor diámetro l = 97,50 mm.
Las cargas actuantes son: momento de torsión *Mt* y de flexión *Mf*. La variable de análisis es la distancia j medida entre el extremo del chavetero y la finalización del radio de acuerdo r entre ambos diámetros: D y d (la variable independiente j induce la modificación del largo del chavetero de manera inversa).

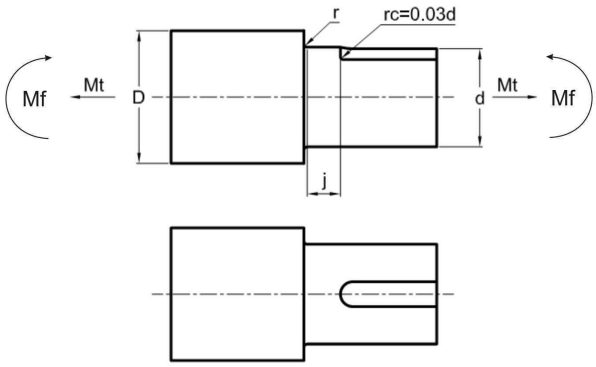


Figura 2. *Estado de carga y geometría del objeto de estudio.*

En las Figuras 3 y 4 se muestran las dimensiones longitudinales y transversales del chavetero, las cuales (salvo la longitud que es variable dependiente de la distancia j) se mantienen inalterables durante el análisis de las tensiones.
Las mismas son: profundidad t = d/8 = 75/8 = 9,375 mm, ancho b = d/4 = 18,75 mm (para coincidir con Peterson [6] Pág. 118, Fig. 100), relación r/d = 0,03 (ibíd.) por lo que rc = d x 0,03 = 75 x 0,03 = 2,25 mm (radio en el fondo del chavetero).

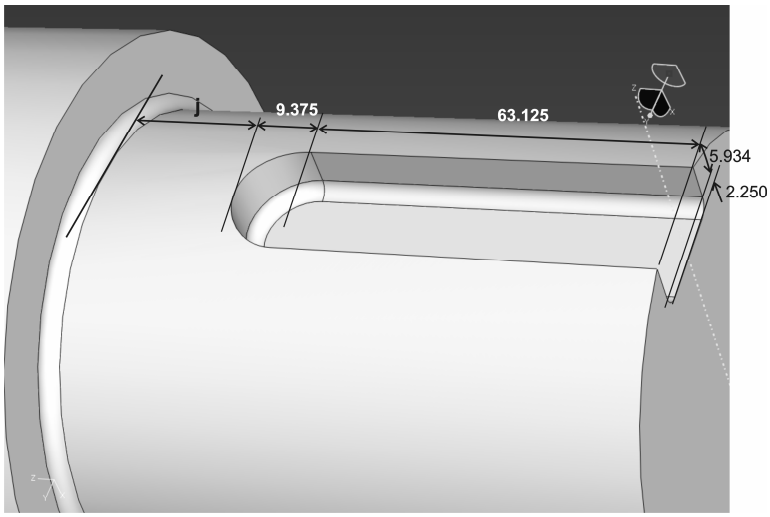


Figura 3. *Dimensiones longitudinales del chavetero.*

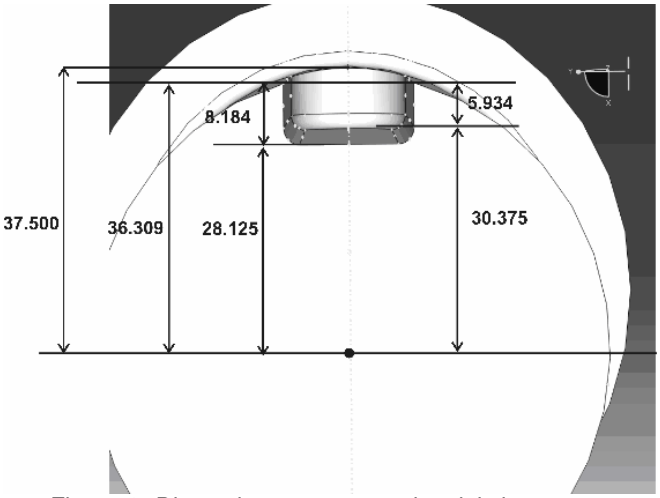


Figura 4. *Dimensiones transversales del chavetero*

El momento de torsión *Mt* aplicado se impone en 10.000.000 Nmm, y el de flexión *Mf* en 1.000.000 Nmm, (éste en el plano vertical que pasa por el centro de la ranura del chavetero, con el sentido como se indica en la Figura 2) de modo que coincidan con los utilizados en el trabajo previo ya indicado [8], con la intención de obtener resultados comparables.
El momento de torsión permite determinar la presión *p* que genera la chaveta sobre la cara longitudinal del chavetero, la cual se obtiene mediante la expresión (1). Esta manera de evidenciar la acción del momento de torsión marca la diferencia entre el actual análisis y el realizado en el trabajo [8]. En ese estudio, a dicho momento, se lo consideró aplicado puntualmente en el extremo derecho del árbol, como una carga concentrada, en tanto que en el presente trabajo, es el resultado de la presión *p* que actúa como carga distribuida sobre el lateral del chavetero.

$$p = \frac{Mt}{S \cdot y} \qquad (1)$$

Donde:

S es el área útil de la cara longitudinal lateral del chavetero de altura 5,934mm y responde a:

$$S = 5{,}934 \cdot (l - j - 9{,}375) \qquad (2)$$

l = 97,5 mm, es la longitud del tramo de árbol de diámetro d = 75mm.

y es la distancia desde el centro de la sección circular del árbol, al medio de la altura de la cara longitudinal lateral del chavetero, e igual a 30,375 + (5,934/2) = 33,342mm.

Resulta que al ser cambiante el largo del chavetero, y para mantener constante el valor del momento de torsión, la presión *p* será variable. Los distintos valores de esta presión se consignan, entre paréntesis, en los títulos de los parágrafos 3.1 al 3.3.

3. METODOLOGÍA Y RESULTADOS

Se considera un acero con coeficiente de Poisson: 0,3 y módulo de elasticidad longitudinal de 210.000 MPa. Para el modelado se previó un vínculo de tercer grado en el extremo de mayor diámetro del árbol.
Con el fin de obtener el factor de concentración de tensiones teórico *Kt*, mediante la relación entre los valores obtenidos -por aplicación del *software Abaqus*®- de las tensiones en las zonas de análisis y los teóricos, se calculó, de manera tradicional, la tensión nominal de Von Mises, para la sección completa de diámetro d = 75mm, con los valores del momento de torsión y el de flexión indicados anteriormente.

Se utilizó la expresión:

$$\sigma_{VM} = (\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2)^{1/2} \tag{3}$$

Donde:

σ Tensión normal por flexión $= \frac{Mf}{W} = \frac{32 \cdot Mf}{\pi \cdot d^3} = 24{,}14\ N/mm^2$

τ Tensión tangencial por torsión $= \frac{Mt}{W_p} = \frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot d^3} = 120{,}72\ N/mm^2$ (4)

Y la tensión nominal de Von Mises es:

$$\sigma_{VM} = 210{,}48 N/mm^2 \tag{5}$$

Con la ayuda del *software* de análisis de tensiones por elementos finitos ya indicado (el cual fue validado en el trabajo previo [8] y por otros autores [13], que han verificado la discrepancia de resultados con el análisis matemático y con los ensayos) se determinan las máximas tensiones de Von Mises, que resultaron ubicadas en las zonas indicadas en las Figuras 5 a 10, para j = 0, j = 10mm y j = 25mm. Se trabajó con mallado adaptativo e iteraciones automáticas y su tamaño se refinó hasta obtener resultados convergentes sólo en las zonas en estudio. La escala que se suele colocar en estos gráficos sólo se muestra en las Figuras 5 y 6 como ejemplo, y no se ha colocado en el resto de las figuras, pues la malla tan pequeña no permite discernir los valores a partir de ella. Se indican los valores máximos y queda suplida la necesidad de la escala.

3.1. Tensiones de Von Mises obtenidas para j = 0 (*p* = 573 Mpa).

La máxima tensión de Von Mises obtenida en el chavetero corresponde a la zona del radio de empalme entre su lateral y el fondo y ha sido de 1598 MPa.
Para la zona del acuerdo entre diámetros, se ha obtenido 1105 MPa.
Las Figuras 5 y 6 muestran la representación gráfica que entrega el *software* con la ubicación de las zonas indicadas.

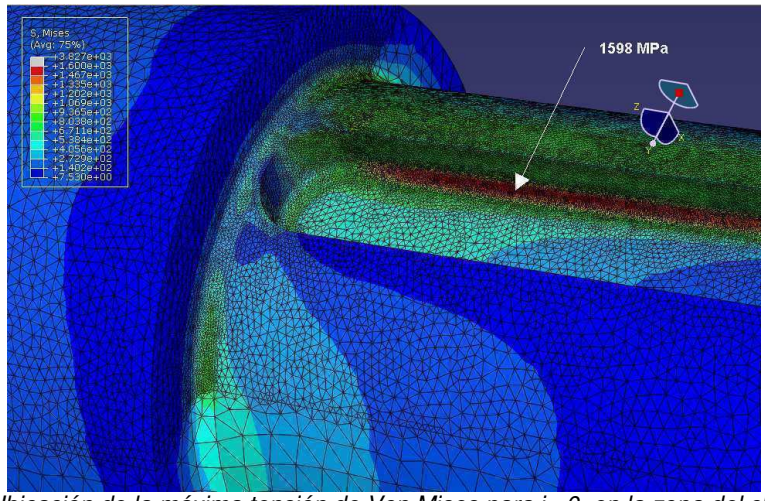


Figura 5. *Ubicación de la máxima tensión de Von Mises para j =0, en la zona del chavetero.*

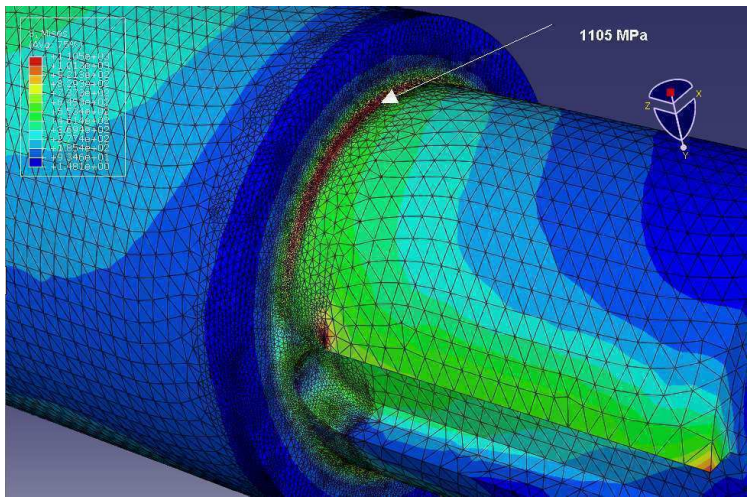


Figura 6. *Ubicación de la máxima tensión de Von Mises para j = 0, en la zona de empalme entre diámetros.*

Los valores de tensión de Von Mises, obtenidos en el trabajo [8] -utilizando el mismo software y modelo de objeto- son, para el chavetero 396 MPa y para el radio de acuerdo 383 MPa.

3.2. Tensiones de Von Mises para j = 10 mm (*p* = 647 Mpa).

Para la zona del chavetero, la máxima tensión registrada es de 1768 MPa. Para la zona del acuerdo entre diámetros, la máxima tensión obtenida es 1163 Mpa.

Las figuras 7 y 8 muestran la representación gráfica que entrega el *software* y la ubicación de las zonas en donde se han obtenido los valores indicados.

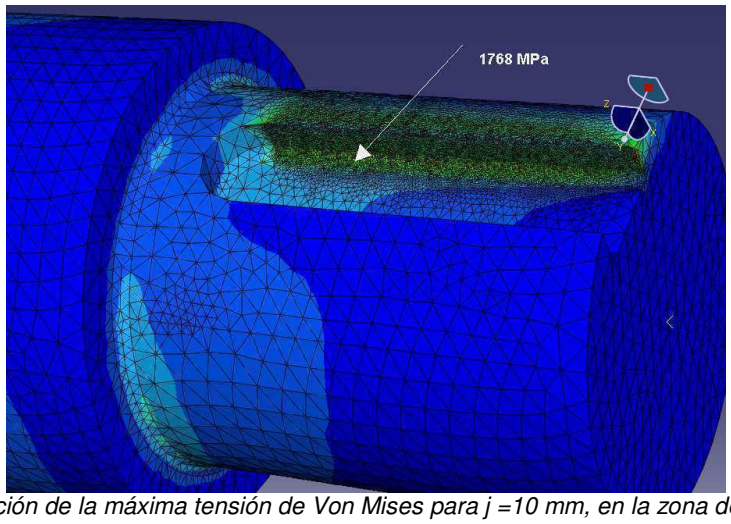


Figura 7. *Ubicación de la máxima tensión de Von Mises para j =10 mm, en la zona del chavetero.*

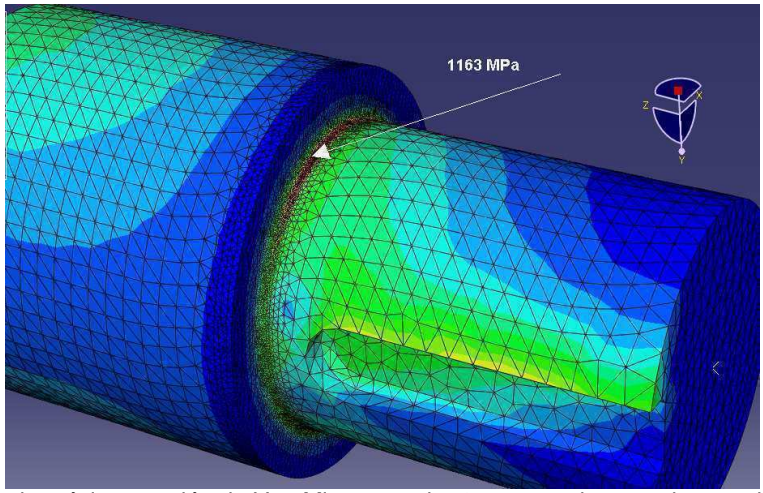


Figura 8. *Ubicación de la máxima tensión de Von Mises para j = 10 mm, en la zona de empalme entre diámetros.*

En el trabajo [8] las tensiones obtenidas -utilizando el mismo software y modelo de objeto- fueron, para el chavetero 398 MPa y para la zona del radio de acuerdo 397 MPa, lo cual indica un incremento de 3,9 veces para el punto A y 2,37 veces para el punto B.

3.3. Tensiones de Von Mises para j = 25 mm (*p* = 801 Mpa)

Para la zona del chavetero, la máxima tensión obtenida ha sido de 2232 MPa. Para la zona del acuerdo entre diámetros, la máxima tensión obtenida fue de 1294 Mpa.
Las figuras 9 y 10 muestran la representación gráfica que entrega el *software* y la ubicación de las zonas en donde se han obtenido los valores indicados.

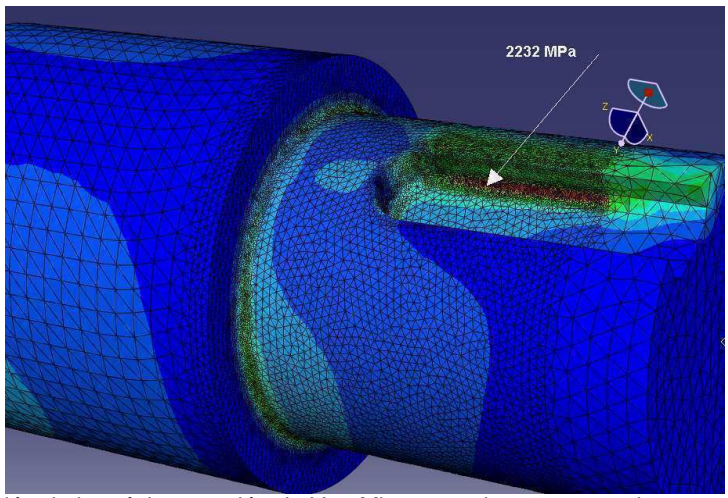


Figura 9. *Ubicación de la máxima tensión de Von Mises para j = 25 mm, en la zona del chavetero.*





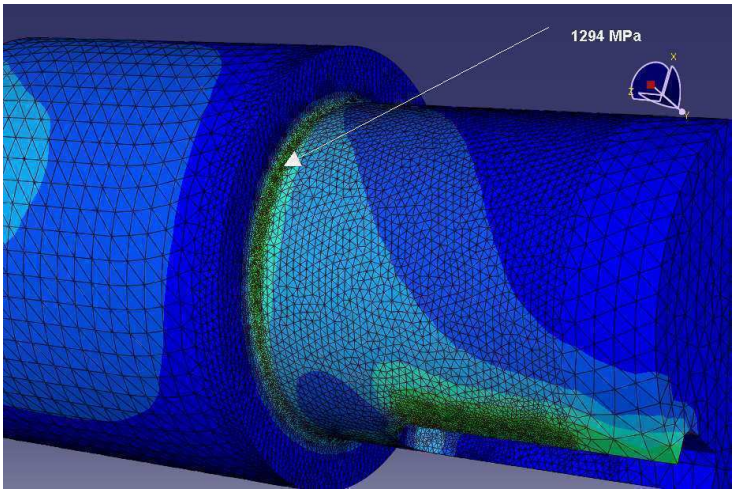


Figura 10. *Ubicación de la máxima tensión de Von Mises para j = 25 mm, en la zona de empalme entre diámetros.*

En el trabajo [8] las tensiones obtenidas -utilizando el mismo software y modelo de objeto- fueron, para el chavetero 396 MPa y para la zona del radio de acuerdo 375 MPa.

3.4. Tabla resumen de resultados.

En la Tabla 1 se indican los valores de las máximas tensiones de Von Mises obtenidos y su comparación con las equivalentes del trabajo [8]. Se indican, también, el valor teórico del factor de concentración de tensiones para cada caso.

Tabla 1. *Valores obtenidos y sus comparaciones*

Dist. j (mm)	Resultados según trabajo [8]				Resultados según el presente trabajo			
	Tensión máxima V.M. (MPa)		Factor Kt		Tensión máxima V.M. (MPa)		Factor Kt	
	Chav.	empalme	Chav.	empalme	Chav.	empalme	Chav.	empalme
0	398	397	1,89	1,89	1598	1105	7,59	5,24
10	396	383	1,88	1,82	1768	1163	8,40	5,52
25	396	375	1,88	1,78	2232	1294	10,60	6,15

4. CONCLUSIONES.

La Tabla 1 muestra las diferencias en los valores de las tensiones obtenidos según la manera de considerar las cargas aplicadas.

El modo simplificado de modelizar la aplicación de los momentos actuantes, de la manera que comúnmente se presenta en la bibliografía, y aplicada en el trabajo [8], induce la obtención de valores bajos de las tensiones y de los factores de concentración de tensiones.

De los resultados según trabajo [8], también puede observarse la escasa discrepancia entre los valores de las tensiones para las distintas ubicaciones del chavetero, dada por la cota j y entre las zonas de estudio.

En cambio, en los resultados del presente trabajo, existen marcadas diferencias entre las tensiones en la zona del chavetero y del acuerdo, para cualquiera de las distancias j. Obsérvese que, para j = 0, la relación entre la tensión en el chavetero respecto de la del empalme es de 1,45 veces superior, en j = 10 de 1,52 veces y para j = 25 de 1,72 veces mayor.

La tensión en el la zona del chavetero disminuye a medida que lo hace la cota j = 0, lo cual se debe a la menor presión sobre el lateral longitudinal del mismo (p = 573 Mpa, respecto de p = 801 Mpa, a igual momento de torsión transmitido). Esto es válido como estrategia de diseño, pues la chaveta de mayor longitud disminuye las tensiones generadas. No obstante es muy superior a las obtenidas en el

acuerdo. Ello pone de manifiesto que el chavetero es un concentrador más significativo, incluso coincidiendo con la zona del acuerdo entre ambos diámetros.
Es importante destacar que, con respecto al estudio previo [8], la localización de la máxima tensión en el chavetero, siempre en el radio de acuerdo entre su lateral y el fondo del mismo, se ha desplazado desde una posición coincidente con su extremo curvo, hacia la zona media del largo del chavetero. Esto podría deberse al criterio utilizado para definir la presión, pues se ha obviado dicha zona curva por su incapacidad para la transmisión del momento de torsión.
La tensión máxima registrada para la zona del acuerdo, se ubica a aproximadamente 90° respecto del chavetero, y disminuye a medida que también lo hace j. Los autores piensan que este resultado se debe a la orientación del plano de acción del momento flector resultante, cuya ubicación está notoriamente influenciada por el momento flector generado por la presión lateral en el chavetero, de valor significativamente superior al *Mf* de 1.000.000 Nm considerado como carga externa.
Esta situación, más el hecho de no ser afectada por la proximidad del chavetero, es distinta a los resultados obtenidos en el estudio anterior [8].
El modo de considerar aplicado el momento de torsión, incide notablemente en los resultados obtenidos. La consideración de la presión que ejerce la chaveta, al transmitir el momento de torsión, sobre el lateral longitudinal del chavetero es más cercana a la realidad que si se lo considera aplicado de modo concentrado en el extremo libre del árbol.

5. REFERENCIAS.

[1] Norton, R. L. *Diseño de máquinas* (1999). Prentice Hall Hispanoamericana. México.
[2] Deutschman, A.D.; Michels, W.J., Wilson, C.E. *Diseño de máquinas. Teoría y práctica*. (1985). Compañía Editorial Continental. México.
[3] Budynas, Richard, G.; Nisbett, J. Keith. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.* Octava edición. McGraw Hill. México.
[4] Frost N. E.; Marsh K. J.; Pook L. P. *Metal Fatigue.* (1999). Oxford University Press. Canada.
[5] Pilkey, Walter D.; Pilkey, Deborah, F. (2008). *Peterson´s Stress Concentration Factors*. Tercera edición. John Wiley and Sons. Estados Unidos de Norte América.
[6] Peterson, R. E. (1974). *Stress concentration design factors. Charts and relations usefull in making strength calculations for machine parts and structural elements*. John Wiley and Sons. Estados Unidos de Norte América.
[7] Amé R.M; Dasso G.M. "Concentración de tensiones producida por discontinuidades geométricas combinadas. Una exploración del estado del arte". (2008). *Anales del Primer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica I°CAIM 2008*. Bahía Blanca. Argentina.
[8] Dasso, Gabriel M.; Amé, Ricardo M.; Lezama, Daniel H. (2010). "Determinación de las tensiones localizadas de Von Mises producidas por discontinuidades geométricas combinadas en estados complejos de tensión". *Segundo Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica II° CAIM 2010.* San Juan, República Argentina.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

Aplicación de la técnica de reutilización en el diseño de espaciadores amortiguadores de haces de conductores eléctricos.

Keil, Germán*, Jurasics Américo[1], Maranghello, Daniel[2]

Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional del Comahue.
Buenos Aires 1400 – (Q8300BCX) Neuquén (Prov. del Neuquén).E-mail: german.keil@fain.uncoma.edu.ar

[2] E-mail: americo.jurasics@fain.uncoma.edu.ar
[3] E-mail: dmaranghello@hotmail.com.ar

RESUMEN.

En operación, los componentes de los sistemas de protección antivibratoria de haces de conductores de líneas de transmisión, denominados espaciadores amortiguadores, sufren la degradación de sus propiedades de rigidez y amortiguamiento, en sus articulaciones elásticas. Esto implica que luego de varios años de operación, el sistema de amortiguamiento tenga un comportamiento no acorde con sus especificaciones técnicas y requieran de una intervención. Resulta usual, en líneas con treinta o más años de operación, proceder al recambio del sistema de protección completo, por uno totalmente nuevo, constituido por otro tipo de espaciadores amortiguadores, o por uno con los mismos.
En ambos casos es de práctica habitual, que los espaciadores amortiguadores retirados, son entregados como forma de pago, o bien vendidos como chatarra.
Visto en estos casos de reemplazo, que la mayoría de los componentes del espaciador amortiguador no han sufrido deterioro alguno, se está en presencia de un procedimiento que aparece reñido con prácticas medioambientales sustentables.
En el marco de las técnicas de diseño de componentes mecánicos, se tienen las denominadas *Design For*, entre las cuales podemos destacar la denominada de reutilización o *reusing*.
En atención a lo señalado, se presentan los lineamientos para que en la elaboración de las especificaciones técnicas para la provisión de nuevos sistemas de protección antivibratoria de conductores de haces múltiples, se plantee la necesidad de generar facilidades en el diseño de las articulaciones elásticas de los espaciadores amortiguadores, para el recambio de los componentes elastoméricos, simplificando las tareas de desmontaje y montaje.
Con la implementación de la propuesta, independientemente de la gran economía que se lograría en la recuperación de las propiedades del sistema amortiguante, también debe destacarse, que se estaría sintonizando con los propósitos de una práctica ingenieril que propicia el cuidado y preservación del medioambiente.

Palabras Claves: Transmisión eléctrica, espaciadores amortiguadores, reutilización.

1. INTRODUCCIÓN

El sistema de protección antivibratoria de haces múltiples de conductores, está constituido por una serie de espaciadores amortiguadores, con su respectiva tabla de posicionamiento. Tiene por objetivo mantener la distancia de diseño entre los conductores de una fase. Su función es además absorber y disipar parte de la energía trasferida por el viento a los conductores, manteniendo a las vibraciones eólicas y oscilaciones de subvano, en niveles que no comprometan la seguridad de los diversos componentes de la línea.

Las especificaciones técnicas de los contratos de provisión del sistema de protección antivibratoria de conductores para líneas de transmisión eléctrica en 500 KV en la Argentina, pautan la performance relativa a límites máximos de vibraciones eólicas de los conductores, oscilaciones de subvano, vida útil estimada de los mismos por un proceso de fatiga acumulada, y a una serie de ensayos mecánicos y eléctricos [1]. En el primer caso se hace referencia al comportamiento del sistema, y en el segundo a ensayos sobre componentes, para garantizar una adecuada vida útil.

La performance del sistema de protección de protección antivibratoria se determina en la línea instalada, con la medición, en determinados vanos convenientemente seleccionados, de vibraciones eólicas, oscilaciones de subvano, desplazamientos de los brazos de algunos espaciadores amortiguadores, temperatura ambiente y velocidad del viento normal a la línea; estas dos últimas para realizar estudios de correlación.

Se dispone de normas como la IEC 61854 *Overhead Lines – Requirements and tests for spacer* [2], con recomendaciones de uso internacional para esbozar las especificaciones técnicas y los ensayos de tipo y de rutina recomendables. Tal como lo plantean dichas normas, el espaciador amortiguador debe ser diseñado para que en términos generales, mantenga la configuración física del haz, previniendo el contacto entre conductores excepto para cortocircuito, con restauración para este caso a la geometría normal. No deben aparecer en operación deformaciones permanentes inaceptables en componentes, aflojamientos en operación, y ruidos audibles críticos. Además deben presentar condiciones de fácil instalación y remoción en líneas energizadas. También se establecen pautas para los materiales no metálicos. La diferencia de potencial entre partes metálicas no deberá causar daños por descarga. Cualquier flujo de corriente entre subconductores, no deberá degradar los materiales del espaciador.

En los párrafos precedentes se mencionan algunos conceptos que resultan de interés y se constituyen como base para la propuesta que se presenta y desarrolla a continuación.

Como punto de partida puede plantearse el siguiente interrogante: Que sucede con los conductores, cuando el sistema de protección antivibratoria, constituido por espaciadores amortiguadores con componentes elastoméricos, cuyas propiedades mecánicas se van modificando en el tiempo, en esencia degradando, de tal manera que la performance del espaciador amortiguador y del sistema se va modificando. La respuesta es: Dadas determinadas condiciones, se requiere realizar una intervención para salvaguardar en primera instancia a los conductores, “que van acumulando fatiga”, en otros término un consumo de su vida útil, y en segunda a toda la estructura.

En la actualidad, verificada esta situación de degradación del sistema de protección antivibratoria, que trae aparejado un comportamiento antivibratorio no adecuado, con vibraciones eólicas y oscilaciones de subvano que superan límites admisibles, se requiere un recambio del sistema amortiguante por un nuevo diseño, o bien por un mismo tipo de espaciadores amortiguadores con recambio total de componentes.

A la fecha en algunas líneas de muy alta tensión de nuestro país, bajo el supuesto de un comportamiento antivibratorio adecuado durante un período prolongado, 20 o mas años, y con un criterio de mantenimiento de la confiabilidad operativa del sistema de transmisión, se está procediendo al recambio de espaciadores amortiguadores. En estos la mayoría de sus componentes, excepto las articulaciones elásticas, y eventualmente algún elemento de cierre de las grapas, están en perfectas condiciones estructurales y funcionales, para seguir operando conforme a sus especificaciones técnicas y prestaciones preestablecidas. El planteo del “supuesto”, encuentra su fundamento en la no realización de mediciones sistemáticas de vibraciones eólicas y oscilaciones de subvano, con evaluación de tendencias.-

Intervenciones como la señalada en el párrafo precedente, implica costos elevados, y no tiene en cuenta aspectos medioambientales, en lo relativo a disponibilidad de materias primas como el aluminio, y de toda la energía puesta en juego en las tecnologías de producción asociadas. Esta situación debería motorizar la búsqueda de nuevas intervenciones ingenieriles, con técnicas y

procedimientos alternativos, teniendo en cuenta todo el ciclo de vida del espaciador amortiguador y de sus componentes mecánicos, con la búsqueda de alternativas sostenibles en el tiempo, en el marco de una nueva conciencia medio ambiental.

2. TÉCNICAS DE DISEÑO DE SISTEMAS MECÁNICOS

En el diseño de sistemas mecánicos, en general, se están empleando en forma sistemática las denominadas técnicas "diseño para", más conocidas como técnicas *design for* [3,4]. Se trata de un conjunto de técnicas y aspectos de diseño, a ser considerados durante las fases del proyecto, con distinto grado de profundidad dependiendo del caso. Queda claro que el objetivo central de un proyecto ingenieril, es diseñar para una performance preestablecida. Paralelamente a dicha performance preestablecida se proponen, y se deberían considerar en forma concurrente, todo un abanico de aspectos pautados a través del *design for,* y que se presentarán a continuación, en forma sucinta y a título descriptivo en cuanto a sus objetivos y aspectos más significativos.

Design for Reliability - DFR: Que el producto mantenga sus características a lo largo del ciclo de vida.

Design for Safety – DFS: Reducir el riesgo de accidentes en condiciones de producción, operación y mantenimiento.

Design for Manufacturing – DFM: Minimizar la complejidad, estandarizar, maximizar la compatibilidad del proceso de fabricación de piezas y subconjuntos. Reducir el número de piezas y diseñarlas para que sean fáciles de manipular, insertar y fijar, buscando en general la simplificación.

Design for Recycling – DFRc: Que el producto, piezas o materiales, al fin del ciclo de vida pasen a un nuevo ciclo de vida. Implica el aprovechamiento de materiales, minimizando la generación de residuos con reducción del impacto ambiental del proceso productivo.

Design for Re-using – DFRu: El diseño para la re-utilización tiene por objetivo concebir productos para que las piezas constituyentes que hayan cubierto un ciclo de vida, mediante un tratamiento o adecuación, puedan prolongar su vida útil.

Design for Disassembly – DFD: Que los elementos que han de ser objeto de una refabricación, reutilización, reprocesamiento, puedan ser fácilmente desmontables y limpiables. Prevé diseños modulares para facilitar el reemplazo y ensamblaje.

Design for Environment – DFE: Tiene por objetivo la consideración de los efectos medioambientales en todas las fases del ciclo del producto y de los procesos asociados, reduciendo los efectos negativos., obteniendo un producto ecológico con la certificación correspondiente.

Design for Maintainbility –DFM: Se reduce la complejidad de las operaciones de mantenimiento. Sus principios: a) Realizar los desmontajes del modo más simple. b) Facilitar las tareas de montaje. c) No realizar uniones complejas.

Design for Assembly – DFA: Son herramientas que permiten analizar y simular el proceso de ensamblado de productos por medio de un modelo matemático. Permiten establecer el tiempo de ensamblado. Existen paquetes de software como el CADFA (*Computer Aided Design for Assembly*).

Design for Cost – DFC: En castellano una de las denominaciones es "diseño para un costo objetivo". Se hace referencia a una metodología que determina y controla el costo de un producto (proyecto) desde su concepción.

Los principios básicos son determinar para el producto, el costo máximo que puede alcanzar, y su relación con el nivel de prestaciones funcionales y calidad.

Design for Ergonomics – DFE: Apunta a un diseño correcto de los componentes desde un punto de vista antropométrico y biomecánico.

Design for Aesthetics – DFE: Con la aplicación de conocimientos y técnicas se busca lograr determinados efectos de percepción y sensaciones con el producto.

Design for Testing – DFT: Con previsiones para facilitar la realización de ensayos de puesta en marcha y operación.

Design for Packing –DFP: Plantea facilidades para el embalaje, protecciones y conservación.

Design for Transportability – DFT: Ajusta las dimensiones para el transporte según normativas y disponibilidades.

Resulta muy importante señalar, que la consideración simultánea de las técnicas expuestas, implica en muchos casos adoptar soluciones de compromiso.

La reutilización de objetos y el reciclaje de formas existentes, es una conducta cada vez más presente en el diseño mecánico e industrial. Los diseñadores optan por el aprovechamiento de

materiales de desecho y la utilización de energías renovables para el funcionamiento de mecanismos y máquinas.
El colosal aumento de desechos producidos por una sociedad consumista, el deterioro de los recursos naturales, el incremento del costo de las materias primas y de los procesos tecnológicos asociados por el aumento del precio de la energía, implica tener en cuenta estas situaciones en el diseño de componentes mecánicos teniendo en cuenta todo su ciclo de vida, diseño, fabricación, operación, mantenimiento, reciclado o reutilización y/o eventualmente su deposición final.
El uso responsable de los bienes naturales, implica una nueva mirada del diseño mecánico, debiéndose apelar a la creatividad, promoviéndose el reciclaje, promoviendo la utilización de un elemento más de una vez, para la misma función, o para una segunda vida, cuando se utiliza con un propósito diferente.
Debe señalarse que la reutilización ayuda a ahorrar tiempo, dinero, energía y recursos, sin comprometer la performance de un producto, pudiendo como una externalidad o subproducto, generar puestos de trabajo y nuevas actividades económicas.
La reutilización no debe confundirse con reciclaje. Este consiste en el procesamiento de los materiales utilizados para la producción de nuevos objetos.
Del análisis de las especificaciones contractuales en la República Argentina de las últimas décadas, para la provisión de sistemas de protección antivibratoria de conductores, se puede observar una reiteración mecánica de conceptos y metodologías. No se denotan cambios, aun menores que puedan contextualizarse en una evolución gradual. En relación a la temática afín a la cual se está haciendo referencia en el presente trabajo, no hay referencias explícitas.
Con el concepto de reutilización o remanufactura de componentes, se presenta una alternativa a considerar en sistemas de protección antivibratoria de nuevas líneas. En la fase de proyecto de las mismas, se debería incluir el tema del diseño de espaciadores amortiguadores, para contemplar la posibilidad de que agotada su vida útil, los componentes principales de los mismos puedan ser reutilizados. Para ello el proveedor debería instrumentar, técnicas de diseño con el fin de facilitar el desarmado y posterior armado de las articulaciones de los espaciadores amortiguadores, para el recambio de los componentes elastoméricos en las mismas, y eventualmente en las grapas soporte de conductores, lo que permitiría reutilizar los componentes principales, estructurales, de los espaciadores amortiguadores.

3. ARTICULACIONES DE LOS ESPACIADORES AMORTIGUADORES

Se visualiza en el mercado, una gran cantidad de diseños de espaciadores amortiguadores. En la Figura 1, pueden observarse algunos tipos de los ensayados en el Laboratorio de Ensayos de Conductores y Espaciadores Amortiguadores de la Universidad Nacional del Comahue.



Figura 1 *Espaciadores amortiguadores.*

Los espaciadores amortiguadores disponen de las denominadas articulaciones elásticas, que vinculan a los brazos con el cuerpo, permitiendo un movimiento relativo entre los mismos. Su componente(s) más sensible es del tipo polimérico.
Según su diseño, dichos componentes trabajan sometidos a torsión, o compresión- tracción. Se tiene cierres de fuerza y de forma. Sobre el particular cabe señalar que la vinculación o cierre del brazo articulado conforme al diseño, se realiza con tornillos y tuercas con arandelas planas, elásticas y tuercas autofrenantes, bujes expandidos o roblones.
En la Figura 2, pueden observarse diferentes diseños de articulaciones, con sus componentes poliméricos.



Figura 2 *Articulaciones*

4. ANTECEDENTES DE INTERVENCIONES EN SISTEMAS DE PROTECCIÓN ANTIVIBRATORIA
En nuestro país se tienen sistemas de transmisión en muy alta tensión con más de 30 años de operación comercial. En algunos casos, surgen evidencias de deterioros importantes dadas por:

A) En el cambio de posición relativa permanente de uno o más brazos del espaciador amortiguador respecto de su cuerpo.
B) Detección de la rotura de algunos hilos del conductor.
C) Desprendimientos totales o parciales de brazos del amortiguador respecto al cuerpo.
D) Detección en las inspecciones de brazos flojos.
E) Determinación en laboratorio de las características elásticas y amortiguantes de espaciadores amortiguadores retirados de la línea y con variación importante de los valores respecto a los iniciales.
F) Mediciones de vibraciones eólicas y desplazamientos de los brazos de espaciadores amortiguadores, no realizadas generalmente en forma sistemática, con registro de valores superiores a los admisibles según especificaciones.

Debe aclararse que las situaciones planteadas, generan un compromiso muy serio de la vida útil de los conductores, que en esencia son los elementos que se desea y deben proteger.
Frente a lo señalado, se visualizan distintos criterios en cuanto al posicionamiento de los responsables de la operación de sistemas de transmisión en muy alta tensión. Se tipifican a continuación algunos casos.
Caso A: En determinadas líneas de transmisión, como ser las puestas en marcha en la década del 70, con visualización de algunos daños en conductores, y con espaciadores amortiguadores sin respuesta elástica o reducida al mínimo *minimorum,* se está procediendo al recambio parcial del sistema de protección antivibratoria de algunos vanos, por uno de nuevas características.
Las especificaciones técnicas del suministro señalado para la reposición, conforme al conocimiento que se tiene, comprende la cantidad y el posicionamiento de los espaciadores amortiguadores suficientes y necesarios para reducir en los vanos indicados, las vibraciones eólicas y oscilaciones de subvano a los niveles especificados. También detallan los repuestos correspondientes, con una presentación del cálculo teórico correspondiente con todas las justificaciones de la metodología empleada y las mediciones de campo de vibraciones eólicas y oscilaciones de subvano. El cálculo

teórico indicado deberá incluir, como mínimo, una tabla de valores de esfuerzos en las grapas de suspensión, y del espaciador amortiguador más solicitado en función del perfil de vientos para vibraciones eólicas y de subvano, y se efectuará en base a los parámetros del espaciador amortiguador ofrecido, relevados antes del ensayo de fatiga, y se repetirá con los parámetros del mismo espaciador amortiguador, relevados luego de dicho ensayo. En estos casos es usual que los oferentes soliciten al operador del sistema de transmisión, los datos meteorológicos necesarios para definir las características del sistema de protección antivibratoria en los vanos a intervenir, y a la tipificación de las propiedades actuales del conductor.
Las especificaciones técnicas también establecen los requerimientos básicos para la presentación de los antecedentes técnicos del oferente y del equipamiento ofertado, las características de fabricación, los ensayos a realizar, la certificación del desempeño satisfactorio en servicio y la garantía de los sistemas de protección antivibratoria a instalar en calidad de recambio en los vanos que se señalan. Es de práctica no aceptar espaciadores amortiguadores prototipo o experimentales, vale decir que no tengan antecedentes satisfactorios en servicio. Generalmente se considera como condición cumplida, si el oferente demuestra que el mismo modelo de la unidad ofrecida ha estado en servicio por mas de diez años, en líneas de tensión similares de extensión comparable, y vanos similares, demostrando un comportamiento satisfactorio. Los espaciadores amortiguadores del sistema de protección antivibratoria a proveer, estarán conformados por materiales de reciente manufactura, sin uso, libres de defectos.
Además de los ensayos de remesa sobre componentes, la eficacia del sistema amortiguante será comprobada mediante ensayos de campo. En tal sentido una vez realizado el montaje de los espaciadores amortiguadores, se deberán realizar mediciones de vibraciones y oscilaciones para verificar el cumplimiento de las exigencias del pliego. Dichos ensayos se podrán extender durante el período de garantía de la provisión. Las eventuales correcciones estarán a cargo del Contratista y deberán realizarlas dentro de los plazos previstos, sin que esto afecte el servicio de las líneas.
Conforme a información recibida, los espaciadores amortiguadores retirados, se entregan al proveedor en forma de pago por la nueva provisión, o bien se venden directamente como chatarra, donde el material base aluminio, es destinado a reciclaje por parte de terceros. Vale decir sobre el particular y como hecho destacable, que por la evolución de los diseños, estamos en presencia del retiro de sistemas amortiguantes con mucha mayor masa que los sustitutivos.
Caso B: Se presentan situaciones, donde el operador de línea, ante indicios de una respuesta inadecuada del sistema de protección antivibratoria, o en el marco de una acción preventiva, no de condición, decide el recambio de los espaciadores amortiguadores, por el mismo tipo del instalado originalmente, dentro de una programación de reemplazos por tramos.
Para la aceptación del lote de espaciadores amortiguadores a reemplazar, se dispone habitualmente la realización de ensayos de tipo, que incluye ensayos mecánicos, como ser determinación de las características elásticas y amortiguantes y ensayos de fatiga de espaciadores amortiguadores. La realización de los ensayos se corresponde con las pautas establecidas por las especificaciones técnicas empleadas para la provisión del sistema original, que va a ser reemplazado parcialmente por tramos.
En cuanto al destino de los espaciadores amortiguadores retirados, vale también lo señalado para el caso anterior.

5. PROPUESTA DE ACCIÓN

Para líneas nuevas, en la provisión del sistema de protección antivibratoria, independientemente que el diseño debe asegurar el cumplimiento de la performance prevista en los ensayos de sus componentes, es de decir los espaciadores amortiguadores, y luego del sistema completo, se propone evaluar en el análisis de las ofertas técnicas las facilidades para el recambio de los elementos degradables de la articulación elástica. Esto implica poner bajo un minucioso análisis, el procedimiento propuesto para el desarmado y armado de las articulaciones elásticas, y el herramental necesario para la operación. En el mismo sentido, correspondería ponderar las facilidades para el retiro y colocación y aseguramiento de la posición de las grapas y disminución de influencias de la grapa en el amarre del conductor, y deformaciones y concentración de tensiones en el mismo.
Se entiende que las facilidades para el recambio de piezas de elastómero señaladas, debería contemplarse en el menú de consideraciones para calificar un diseño en un análisis comparativo, aun

en una perspectiva a largo plazo. Lo señalado debería quedar taxativamente definido en el pliego de especificaciones técnicas.
Para dar sentido a la propuesta, y en previsión de un escenario que requiera la intervención del sistema de protección antivibratoria luego de un período de operación de la línea, por una degradación de las propiedades elásticas y amortiguantes de los espaciadores amortiguadores, debería contemplarse adicionalmente, la provisión de un lote de repuestos (espaciadores amortiguadores), en una cantidad a definir. Con esta disponibilidad, tomada la decisión de un recambio parcial del sistema, se recurriría al stock de repuestos o provisión *ad-hoc*, para proceder luego, al recambio de componentes poliméricos en los espaciadores amortiguadores retirados.
Una alternativa superadora a la señalada precedentemente, sería la de generar desde el diseño, las facilidades para poder cambiar in-situ los componentes poliméricos, es decir sin retirar el espaciador amortiguador de la línea.
En esta instancia queda planteada la incertidumbre, si conviene solicitar con la provisión original, un número determinado de piezas de elastómero adicionales, para prever recambios a futuro, o disponiendo de las especificaciones técnicas de las mismas, proceder a su fabricación dada una necesidad concreta. Sobre el particular debe considerarse, como un aspecto de cuidado, que los sistemas de protección antivibratoria contemplan una vida útil de veinte o más años, con la probabilidad cierta, que transcurrido dicho lapso, la firma proveedora ya no exista, o, si la marca, pero no el modelo. Se entiende que disponiendo de las características elásticas amortiguantes correspondientes a la provisión original, con los planos y detalles de las piezas poliméricas, la firma que dispone la comercialización del producto o sucedáneos estaría en condiciones de fabricar los elementos necesarios. Las alternativas de provisión, son otros proveedores del rubro, o especialistas en la fabricación de piezas poliméricas.
Debe señalarse que estas intervenciones se realizan fuera del período de garantía, y el operador de la línea tiene los derechos de propiedad para intervenir en sus componentes.
También debe señalarse, que por sus características, independientemente de los ensayos de envejecimiento, las piezas de elastómero cambian sus propiedades, siendo común una rigidización, aún sin ser sometidas a deformaciones cíclicas. Previendo esta situación, dado el caso deberían contemplarse las condiciones necesarias para un adecuado almacenamiento.
A los efectos de evaluar la calidad de la prestación de los espaciadores amortiguadores intervenidos, a través de las mediciones de vibraciones en los vanos correspondientes se puede visualizar el comportamiento y realizar un estudio de vida útil aplicando el criterio de la normativa. Lógicamente a efectos comparativos estas mediciones se deberían realizar pre y post los recambios de los componentes poliméricos en los espaciadores amortiguadores, para condiciones eólicas similares.
También previo a la instalación se deberían realizar, para tipificar el comportamiento del espaciador en el cual se le reemplazaron los componentes de elastómero, los ensayos de tipo de relevamiento de características elásticas y amortiguantes con el correspondiente ensayo de fatiga. Es a los fines de asegurar que las mismas se encuentren dentro del rango, tolerancia mediante, de los parámetros de referencia originales.
En materia de costos, corresponde señalar que la desinstalación y colocación de un sistema amortiguante y su reemplazo por otro, es igual a que si dicho reemplazo se realiza por uno constituido por el mismo tipo de espaciador.
Colocar el mismo tipo de espaciador, con las mismas características elásticas y amortiguantes, asegura en principio, con idéntica tabla de posicionamiento, igual comportamiento, que se supone era aceptable conforme a la historia.
Con la propuesta se reduce a un mínimo el costo de restitución o reemplazo del sistema amortiguante. Se reduce el stock de repuestos, simplificando la logística asociada.
Con la propuesta, en el marco del ciclo de vida del espaciador amortiguador, hay una reducción en el uso de energía, ya que se mantiene el cuerpo del espaciador y sus brazos, que no sufren deformaciones y cambios en sus propiedades, por efecto de la operación de la línea y la exposición al medio ambiente.
La sustitución de un sistema amortiguante existente, por uno nuevo, más allá de todas las evaluaciones analítico experimentales previas, siempre conlleva en cuanto a su eficiencia y comportamiento real, un margen de incertidumbre que debe ser ponderado.

También en cuanto al recambio, en un marco de reutilización, sería conveniente hacer pequeñas reubicaciones de los espaciadores amortiguadores. Se sabe que la zona crítica en cuanto a nivel tensional y problemas de fatiga está en la sección límite de contacto externo entre la grapa y el conductor, donde independientemente que no se haya detectado una fisura hay un proceso de fatiga acumulada en lo que se denomina etapa I del fenómeno, reconocida como nucleación de la fisura. Por lo tanto un pequeño corrimiento dentro de la tolerancia de instalación fijada por el proveedor original del sistema amortiguante contribuirá a una vida útil mayor del conjunto.
Para el caso de vanos que hayan tenido un comportamiento vibracional en el límite de lo especificado, estudio previo mediante, se podría densificar la cantidad de espaciadores amortiguadores, con un costo mínimo.
Para el caso de no disponer de un procedimiento de reemplazo, se debería: a) Contactar al proveedor o sucedáneos para la provisión de los componentes; b) En el caso de no existir el proveedor original o sucedáneos, en base a los planos existentes contactar proveedores de elastómeros respetando geometrías y tolerancias, con caracterización del mismo conforme a exigencias originales del pliego; c) Evaluar el procedimiento de desarmado y armado de los espaciadores amortiguadores. Para el caso de uniones atornilladas, proceder al recambio de arandelas elásticas y eventualmente de tuercas si fueran autofrenantes, o analizar su instalación. Se debe prestar especial atención con la vida útil de estos componentes, por su degradación; d) Para el caso de bujes expandidos, evaluar su reutilización o el recambio.
La propuesta de acción precedente, tiene su analogía con procedimientos aplicados en determinados diseños de acoplamientos elásticos. Tanto en las articulaciones elásticas de los espaciadores amortiguadores, como en los acoplamientos de ejes, en ambos casos, el fin de los insertos o componentes poliméricos, tiene raíces comunes (elasticidad y amortiguamiento). En la Figura 3, puede observarse un diseño de acoplamiento elástico de tipo de uñas [5]. En el diseño presentado, se tiene una banda metálica que sujeta a los insertos cilíndricos o tampones de elastómero, que son fácilmente reemplazables, con un corrimiento de la misma.

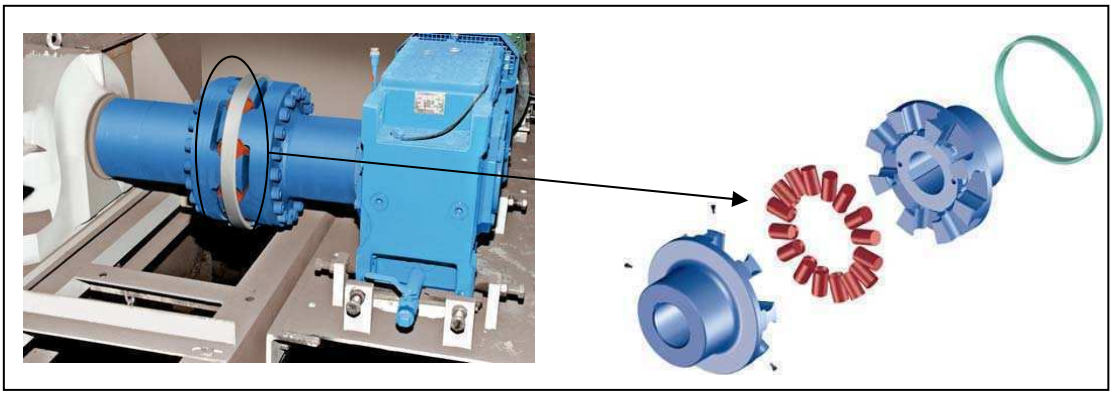


Figura 3 *Acoplamiento elástico tipo de uñas para ejes*

6. CONCLUSIONES

Se entiende que la propuesta de acción es de absoluta viabilidad, y responde a una racionalidad ingenieril, que contempla desde una visión sistémica, todo el ciclo de vida de un componente mecánico o producto industrial, involucrando diseño, fabricación, instalación, control funcional y eventual reutilización. Teniendo como instancia superadora, la reutilización sobre el reciclado.
La operación de recambio expuesta, se facilita si durante la fase de ingeniería de la provisión, previamente contemplado en las especificaciones técnicas, se conciben diseños para facilitar el recambio de componentes poliméricos, con una mirada puesta en la reutilización de los espaciadores amortiguadores.
Cabe mencionar por las características del comportamiento a la fatiga del aluminio, en los conductores tipo ACSR, sin un límite de fatiga definido para una carga del tipo aleatoria, donde las

vibraciones en forma permanente generan estados de tensiones variables, con un consumo de vida útil, se podría evaluar en un marco de aptitud para el propósito, dada la economicidad que trae aparejada la reutilización de los espaciadores amortiguadores, acortar el período de intervención en la línea en lo que se denominaría renovación del sistema de protección antivibratoria de los conductores.
Independientemente que la implementación de la propuesta, traería aparejado una sensible reducción en el costo de mantenimiento de una línea de transmisión y un aumento de su confiabilidad operativa, la misma tiene un propósito superador, que es fundamentar la práctica ingenieril en una racionalidad, con una mirada prospectiva hacia el cuidado del medio ambiente y en la utilización de los recursos naturales y energía.

7. REFERENCIAS.

[1] Keil, Germán; Jurasics, Américo; Maranghello, Daniel. (2010). "Componentes de líneas eléctricas de muy alta tensión: Explorando nuevas pautas de provisión a partir de los requerimientos de las especificaciones técnicas actuales de los contratos. *INTERCON 2010.* Puno, PERÚ.
[2] CEI IEC 61854 - INTERNATIONAL STANDARD. Overhead lines – Requirement and tests for spacers. First edition 1998-09
[3] Aguayo, Francisco; Sánchez, Víctor. (2003). *Metodología del Diseño Industrial. Un enfoque desde la Ingeniería Concurrente.* México. Editorial Alfaomega.
[4] Ulrich, Karl; Eppinger, Steven. (2000). *Product Design and Develpment.* United States of America. Second Edition. Ed. Irwin – Mc Graw Hill.
[5] www.tschan.de/pdf/Oelsandgewinnung_esp.pdf - Técnica de acoplamiento resistente a las temperaturas en servicio.

Agradecimientos
Los autores de este trabajo desean agradecer a la empresa TRANSENER S.A., y en particular a sus Ingenieros Hugo Canay, Miguel Gariboglio y Enrique Brettschneider, por la permanente colaboración y asistencia que brindan al desarrollo del Laboratorio de Ensayos de Conductores y Espaciadores Amortiguadores de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional del Comahue.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012



UTN.BA
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



Simulación Acústica, Análisis de Tensiones y Soportación de Cañerías Asociadas a Compresores Alternativos

Collazo Patricio

Techint Ingeniería y Construcción
Bouchad 557 Piso 12 Ciudad Autónoma de Buenos Aires (C1106ABG)
pacollazo@techint.com

RESUMEN

Definir las pautas para realizar un diseño de cañerías de succión y de descarga de compresores alternativos de gas que cumpla con los requerimientos acústicos establecidos por la norma API 618, con los requerimientos de tensiones establecidos por ASME B31.3 e indicar recomendaciones para el diseño de la soportación de cañerías.
La presentación tiene una orientación práctica, basada en los antecedentes de los proyectos desarrollados por Techint Ingeniería y Construcción. Se mencionan los fundamentos teóricos del tema sin profundizar en los mismos.
Como en todos los análisis dinámicos, el fenómeno de resonancia es central para desarrollar el tema de pulsaciones en cañerías, es necesario estar familiarizado con estos conceptos para comprender la presentación.

Palabras Claves: Compresores, cañerías, pulsaciones, vibraciones, acústico.

1. INTRODUCCIÓN

Los cilindros de un compresor de gas alternativo, junto con todos sus restantes componentes mecánicos, están sometidos durante la marcha a esfuerzos cíclicos originados en el mecanismo biela – manivela, los que inducen vibraciones en el mismo que se propagan a las cañerías de succión y descarga a través de las conexiones a las mismas. Por otro lado, el gas que fluye por estas cañerías, botellones de pulsación y colectores asociados, está siendo permanentemente sometido a trenes de ondas de presión asociadas a un flujo pulsante, originado en la succión y descarga cíclica de las válvulas de los cilindros. Estas ondas recorren en principio las cañerías en forma longitudinal, expandiéndose en los aumentos de sección, reflejándose en los extremos ciegos y en los cambios de dirección, difractándose con otras ondas donde concurren en colectores, y en general superponiendo sus efectos al flujo másico de base impulsado por el compresor. Esto se manifiesta de una manera muy compleja en función de la forma y amplitud de la perturbación original generada en la válvula, la geometría de la línea de gas y la velocidad de propagación de la perturbación en el medio gaseoso (velocidad del sonido en el medio). Estas ondas de presión pueden reflejarse hasta su origen en las válvulas de admisión y descarga de los cilindros del compresor, originando problemas de cierre o desgaste prematuro de las mismas en caso de reforzarse su amplitud por un fenómeno de resonancia. También, propagándose hasta adentro del propio cilindro en el intervalo de apertura de las válvulas, dichas ondas pueden afectar la forma del ciclo p – V de compresión y disminuir por consiguiente la eficiencia del mismo. Pero su efecto más notable consiste en la generación de esfuerzos en las curvas y botellones de las cañerías de gas, producto de las fuerzas no balanceadas (shaking forces) que se generan por la diferencia en fase que presentan las oscilaciones de presión ante diferentes superficies. Se rompe de esta manera el equilibrio hidrostático que el sistema presenta cuando está en reposo, sometido a una presión uniforme en toda su superficie interior. Estos esfuerzos cíclicos originan a su vez vibraciones de la cañería que se superponen a las vibraciones mecánicas mencionadas anteriormente, siendo su amplitud muy superior a las mismas en determinadas configuraciones. En la resonancia mecánica, las estructuras responden con oscilaciones de gran amplitud cuando se excitan con una frecuencia cercana a una frecuencia natural. En la resonancia acústica se tiene un resultado análogo: el sistema responde en forma de pulsos de presión de gran amplitud cuando se lo excita con variaciones de presión de pequeña amplitud y en una frecuencia cercana a alguna frecuencia natural acústica. La frecuencia natural acústica de caños es función de la velocidad del sonido en el medio y de la longitud del tramo del caño. Algunas de las consecuencias que se observan cuando se manifiestan estos fenómenos de resonancia son: vibración, falla por fatiga, falla en la performance esperada del equipo, ruido, sobrecarga del sistema y falla en la medición de propiedades del flujo. Es por esto que se diseñan dispositivos supresores de pulsaciones (botellones, filtros acústicos, placas orificio, etc.).

2. ANÁLISIS SEGÚN API 618

2.1. Niveles de análisis.

Según la norma API 618, se detallan tres niveles de análisis y de diseño en función de la potencia por cilindro y la presión de descarga. El nivel de análisis se selecciona según la Tabla 1.

Tabla 1 *Nivel de análisis a realizar.*

Presión de Descarga Absoluta	***Potencia Nominal por Cilindro***		
	HP/cil < 75 KW/cil < 55	75 < HP/cil < 300 55 < KW/cil < 220	300 < HP/cil 220 < KW/cil
P < 500 psi P < 35 bar	1	2	2
500 < P < 1000 psi 35 < P <70 bar	2	2	3
1000 < P < 3000 psi 70 < P < 200 bar	2	3	3
3000 < P < 5000 psi 200 < P < 350 bar	3	3	3

2.1.1. Diseño primera aproximación (Design Approach 1)

Dimensionamiento empírico de dispositivos supresores de pulsaciones. El diseño de estos dispositivos se realizará con técnicas desarrolladas por las empresas que los fabrican y/o analíticas para cumplir con los niveles de pulsaciones y pérdida de carga máximas permitidas por la norma. Cuando se sigue este criterio de diseño no se realizan análisis acústicos.

2.1.2. Diseño segunda aproximación (Design Approach 2)

Simulación acústica y análisis de restricciones de las cañerías. Con este criterio se busca el control de las pulsaciones a través de los dispositivos supresores y técnicas acústicas, en conjunto con el análisis mecánico de las cañerías y el sistema de soportes. En esta aproximación se incluye la evaluación de la interacción acústica entre el compresor, los elementos supresores de pulsaciones y las cañerías asociadas. La evaluación concluye modelando el sistema de compresores y cañerías para luego realizar una simulación acústica para determinar la respuesta.

2.1.3. Diseño tercera aproximación (Design Approach 3)

Simulación acústica y análisis de restricciones de las cañerías, más análisis mecánico. Este criterio es similar al anterior, pero se le agrega el análisis mecánico del cilindro del compresor, dispositivos atenuadores de pulsaciones y la cañería asociada, incluyendo la interacción entre las respuestas acústica y mecánica.

2.2. Estudios sobre el compresor y su sistema de cañerías.

Estos son los pasos a seguir para cumplir con el análisis según el Diseño tercera aproximación (Design Aproach 3), caso más común en plantas compresoras de gas:

2.2.1. Análisis mecánico.

- Cálculo de las frecuencias naturales de vibración mecánica y de los modos normales del equipo compresor. Este análisis requiere modelización de las propiedades del mecanismo biela–manivela, cilindros, bridas, boquillas del compresor, conexiones con la cañería, botellones de pulsación, etc.
- Predicción de las tensiones cíclicas inducidas por vibración en el cilindro del compresor. Deben aplicarse fuerzas no balanceadas (shaking forces) sobre el modelo mecánico de los botellones de succión y descarga con frecuencias y amplitudes obtenidas del análisis acústico.
- Cálculo de las tensiones dinámicas y de presión en los internos de los botellones de pulsación. Este estudio consiste en aplicar fuerzas no balanceadas (shaking forces) a la carcasa e internos del recipiente, y calcular los niveles de tensiones alcanzados comparándolos con los admisibles. Generalmente las fallas en los internos de los botellones crean solamente problemas operacionales, pero ha habido casos en que se ha llegado a romper la carcasa.
- Cálculo de la respuesta mecánica general del sistema de cañerías.
- Se debe verificar que las resonancias mecánicas no coincidan con las frecuencias de resonancia acústicas a ser halladas en el estudio. Esto involucra el diseño de los soportes de cañerías, en cuanto a tipo y localización de los mismos, y eventuales cambios en la configuración de las cañerías.
- Cálculo de las tensiones dinámicas en la cañería. Se debe verificar que las mismas se encuentren dentro de los valores admitidos por la norma de cañerías que sea de aplicación al caso que se está estudiando.
- Análisis de la flexibilidad térmica. Involucra la predicción de las fuerzas y tensiones resultantes de los gradientes térmicos y de los transitorios, peso propio de las cañerías y accesorios y presión.

2.2.2. Análisis acústico.

- Es importante tener en cuenta que la simulación acústica se debe realizar luego de que un análisis estático de tensiones de la cañería haya demostrado que el tipo y la ubicación de los soportes son aceptables.
- Determinación de la respuesta acústica. Las características de la respuesta acústica del sistema de cañerías deben determinarse en términos de la amplitud relativa de la presión y su distribución espectral.

§ Predicción de niveles de pulsación pico a pico. Se verificarán las condiciones de operación y los niveles y frecuencias del compresor que provoquen las más altas componentes de pulsación a través de las cañerías.
§ Cálculo de las fuerzas no balanceadas inducidas por pulsación (shaking forces). Deben predecirse las máximas fuerzas no balanceadas (shaking forces) inducidas por pulsación actuando sobre los elementos críticos del sistema de cañerías, tales como los botellones de pulsación, internos de los botellones, recipientes, colectores de succión y descarga, codos, etc.
§ Determinación de la caída de presión estacionaria en el sistema de cañerías. Se calcularán las caídas de presión a través de cada dispositivo de supresión de pulsaciones y compararlas con los valores admitidos por la norma API 618.
§ Predicción de performance del cilindro compresor. Deben ser evaluados los efectos de la interacción dinámica entre cilindros compresores, botellones de pulsación y sistemas de cañerías, sobre la performance del cilindro.

2.3. Información requerida para los análisis.

Para realizar una simulación acústica y mecánica se necesita una cantidad considerable de información. Serán necesarios los siguientes ítems:

§ Hoja de datos de los compresores y un análisis de todos los gases que se van a comprimir.
§ Isométricos de las cañerías.
§ Diagramas de cañerías e instrumentos (P&ID´s).
§ Esquemas, para ayudar a determinar la factibilidad de modificaciones.
§ Todas las placas orificio o todo tipo de dispositivo que ofrezca resistencia al flujo debe estar indicado y se debe proveer todos sus detalles.
§ Dibujos detallados de los equipos con las posiciones de las conexiones.
§ Hoja de datos de los intercambiadores de calor.
§ Si se van a usar dos o más compresores se debe suministrar información detallada de cómo van a operar.

3. DISEÑO DE CAÑERÍAS Y SOPORTES

3.1. Consideraciones mecánicas para el diseño de cañerías.

3.1.1. Orientación de las cañerías.

La máxima vibración en las cañerías generalmente se encuentra en el medio de la longitud entre soportes, y en los extremos no soportados en la dirección transversal. Las fuerzas desbalanceadas (shaking forces) acústicas se producen en la dirección axial de la cañería causando vibraciones en el sentido axial de ese tramo. Pero en realidad, las vibraciones máximas ocurren en el sentido transversal de tramos de cañerías que tienen un cambio de dirección respecto al tramo en el que ocurre la vibración axial. En la Figura 1 se esquematiza esta situación con un par de ejemplos.

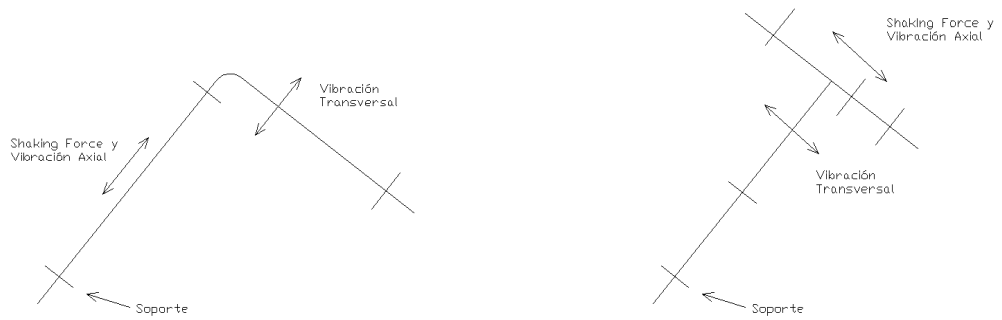


Figura 1 *Orientación de cañerías.*

3.1.2. Determinación de la Rigidez Estática Efectiva.

A continuación se sugieren ecuaciones para la rigidez estática efectiva y mínima para cañerías. La rigidez axial efectiva de las cañerías generalmente se determina por la rigidez axial que le proveen los soportes, según la Ecuación (1):

$$Keff = 0.66.n.ks \quad (1)$$

Donde:
keff = rigidez estática efectiva en la dirección en la cual actúa la shaking force, en N/mm (lbf/in).
0,66 = coeficiente de diseño dinámico.
n = cantidad de soportes axiales activos.
ks = rigidez axial estática de los soportes, en N/mm (lbf/in), ks mínimo según la Ecuación (2)

$$ksmin = C_{KS}. A^{0.75}. I^{0.25}. fnt^{1.5} . (n-1/n) \quad (2)$$

Donde:
C_{KS} = constante que depende de las unidades de la rigidez de los soportes (SI: 1/130, USC: 25).
A = área del metal de la sección del caño en mm2 (in2).
I = momento de inercia de la sección del caño en mm4 (in4).
fnt = frecuencia natural transversal mínima en Hz, igual a 2,4 veces la velocidad máxima del compresor.
n = número de soportes activos.

El cálculo de la ks mínima no incluye masas concentradas (como válvulas), pero resulta en un criterio conservativo cuando se adopta la fnt según los valores indicados. Los equipos y recipientes se pueden considerar como restricciones para la cañería. La cantidad de soportes axiales efectivos incluye todos aquellos que se encuentren en el tramo de cañería que contiene la shaking force y los que se encuentran en otros tramos de cañería a una distancia menor al 25% de la máxima longitud admisible, ver Figura 2.

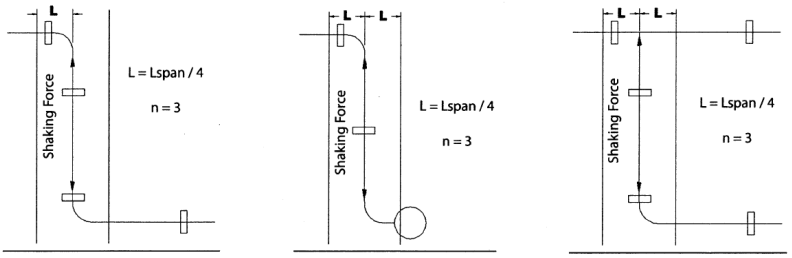


Figura 2 *Soportes efectivos.*

3.2. Consideraciones acústicas para el diseño de cañerías.

La interacción entre los compresores y los diversos dispositivos que componen un sistema produce pulsaciones que pueden llegar a ser dañinas cuando existe resonancia acústica. Para tratar de minimizar este problema hay que evitar longitudes resonantes de caños. Además, se pueden usar dispositivos como botellones, placas orificio, etc. Es recomendable que las longitudes de estas configuraciones sean evitadas en una banda del ± 10% para las primeras cuatro armónicas de la velocidad del compresor. Las áreas de cañería donde es más importante este aspecto son el primer tramo de mayor volumen de la succión y de la descarga. En las áreas de cañería fuera de estos volúmenes o las secciones alejadas lo suficiente de los compresores el daño se reduce notablemente.

3.2.1. Secciones de cañería abiertas o cerradas en ambos extremos.

Para secciones de cañería abiertas o cerradas en ambos extremos, la longitud a evitar está dada por la Ecuación (3). Ejemplos de este caso son longitudes entre volúmenes grandes, longitud de colectores, etc.

$$L_H = 30c / nN \quad (3)$$

Donde:
L_H = longitud de caño a evitar en metros (o feet).
c = velocidad del sonido en el medio en metros por segundo (o feet per second).
n = número de armónica (1, 2, 3 y 4).
N = velocidad del compresor en RPM.

3.2.2. Secciones de cañería abiertas en un extremo y cerradas en el otro.

Para secciones de cañería abiertas en un extremo y cerradas en el otro, la longitud a evitar está dada por la Ecuación (4). Ejemplos de esto son cañerías con válvulas de alivio y de by-pass.

$$L_Q = 15c / nN \quad (4)$$

Donde:
L_Q = longitud de caño a evitar en metros (o feet).
c = velocidad del sonido en el medio en metros por segundo (o feet per second).
n = número de armónica (1, 2, 3 y 4).
N = velocidad del compresor en RPM.

3.3. Soportación.

3.3.1. Tipos de soportes.

Para estos casos se prefiere usar soportes del tipo clamp (con abrazaderas), ya que permiten una fijación dinámica adecuada y al mismo tiempo sirven para la fijación estática. En la Figura 3 se indica un diseño típico. Otro tipo de abrazaderas con patines permiten el movimiento vertical debido a las variaciones de temperatura. Estos últimos llevan resortes en la conexión abulonada, los cuales se deben ajustar a la tensión adecuada para que trabajen correctamente, ver Figura 4.

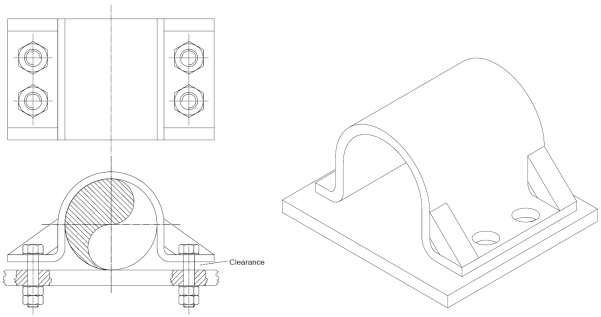


Figura 3 *Abrazadera típica.*





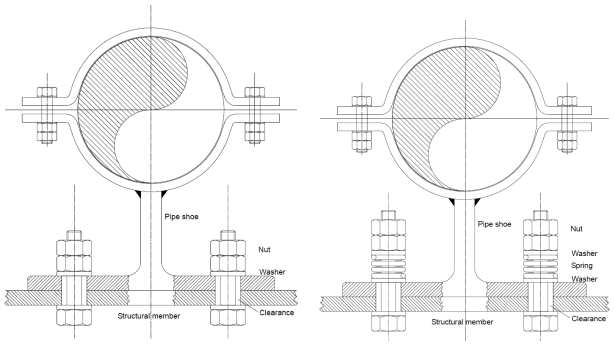


Figura 4 *Abrazadera típica con patín.*

3.3.2. Ubicación de soportes.

Es posible cambiar la frecuencia natural del sistema incrementando la rigidez de las vigas y columnas ya existentes o colocando nuevas. Para lograr un aumento de la rigidez de las ya existentes se pueden agregar tornapuntas, soldar placas adicionales o cambiarlas por unas que tengan una mayor rigidez. La orientación de las columnas debe ser tal que la dirección de mayor rigidez coincida con la dirección de las cargas pulsantes. En la Figura 5 se puede ver este caso.

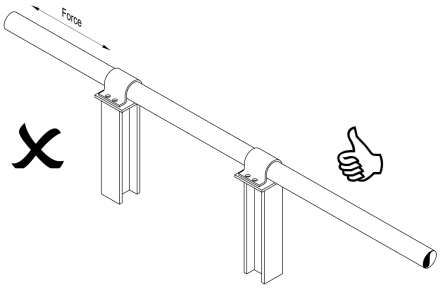


Figura 5 *Orientación de perfiles.*

Es recomendable:

§ Utilizar secciones estructurales cerradas siempre que se pueda.
§ Hacer conexiones rígidas en los extremos.
§ En caso de conexiones con tornillos, utilizar tortillería de alta resistencia controlando el pretensionado.
§ Se debe tratar de que las estructuras tipo pórtico sean lo suficientemente rígidas.

A continuación, en la Tabla 2, se muestra el espaciamiento recomendado entre soportes para obtener una frecuencia de 40 Hz para diferentes diámetros de cañería. En este caso se analizó un caño recto sin cargas concentradas.

Tabla 2 *Distancia entre soportes.*

Diámetro nominal [in]	Máximo espaciamiento [ft]	Máximo espaciamiento [mm]
2	6,7	2042
3	8	2438
4	9,2	2800
6	11,1	3383
8	12,7	3870
10	14,3	4358
12	15,6	4754
14	17	5181
16	18,6	5669

3.3.3. Soportación de conexiones.

Las líneas de diámetros ¾" y 1" conectadas a los sistemas de succión y de descarga de compresores pueden experimentar altas vibraciones debido a una excitación de alta frecuencia mecánica o acústica, esto puede provocar fallas en las conexiones. Las siguientes recomendaciones minimizan la posibilidad de problemas de vibración sobre estos componentes:

- § Siempre que sea posible, evitar la instalación de conexiones.
- § Minimizar los casos de masas en voladizo instalando las válvulas de venteo y de drenaje lo mas cerca posible de la línea principal.
- § Reforzar las masas (válvulas) en voladizo vinculándolas con el caño principal.
- § Utilizar cañerías de mayor espesor de pared posible.

En las Figuras 6 y 7 se indican recomendaciones para reforzar venteos y drenajes y soportar válvulas.

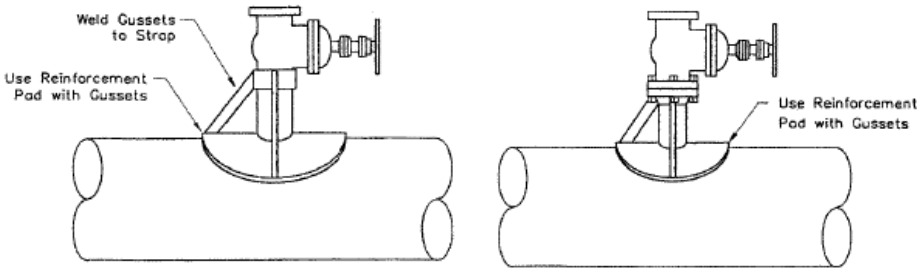


Figura 6 *Refuerzos de venteos y drenajes.*

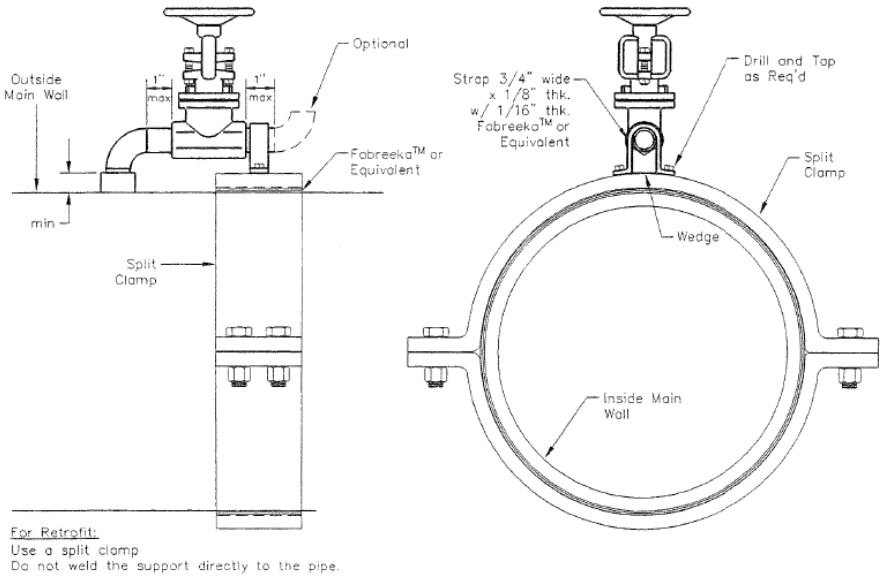


Figura 7 *Soportación de válvulas.*

3.4. Recomendaciones generales.

- § La frecuencia natural del sistema de cañerías no debe coincidir con ninguna frecuencia de excitación. La frecuencia natural del sistema debe estar dos veces por encima de la máxima frecuencia de excitación.
- § Los soportes de cañerías y abrazaderas deben tener una rigidez tal que puedan tomar las cargas desbalanceadas (shaking forces).

- Venteos, drenajes, bypass y cañerías de instrumentación deben ser reforzadas vinculandolos con la línea principal para evitar vibraciones relativas.
- Debe evitarse soldar restricciones, soportes o refuerzos (gussets) directamente sobre recipientes a presión o cañerías.
- No deben utilizarse para controlar vibraciones guías de cañerías que comúnmente tienen un huelgo (gap) para permitir la expansión térmica.
- Para resistir las vibraciones, las abrazaderas deben hacer contacto con la cañería al menos 180° de la circunferencia.
- Es recomendable que el análisis acústico se realice en la etapa de diseño.
- Las placas orificio pueden ser muy efectivas para atenuar frecuencias naturales acústicas si se colocan cerca del punto de mayor velocidad acústica.

4. CONCLUSIONES

Para asegurar que un sistema de cañerías está libre de vibraciones excesivas es necesario que tenga una frecuencia natural alejada de las frecuencias generadas por los compresores. Para lograr esto, debe conocerse la frecuencia natural de la cañería y la frecuencia de la fuerza de excitación. En el presente texto se han indicado las recomendaciones básicas para realizar un diseño inicial del sistema de cañerías el cual debe ser luego analizado por métodos computacionales de simulación acústica y por programas de cálculo de tensiones en cañerías.

5. REFERENCIAS

[1] Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services, API Standard 618 fifth edition, december 2007. API Publishing Services, 1220 L Street, N.W., Washington, D.C. 20005.

[2] Retordinamics of Machinery. Engineering Dynamics Incorporated, San Antonio, Texas. EDI REPORT 41450-2, June 2006. 16117 University Oak, San Antonio, Texas 78249.

[3] Vibrations In Reciprocating Machinery and Piping Systems. Engineering Dynamics Incorporated, San Antonio, Texas. June 2007. 16117 University Oak, San Antonio, Texas 78249.

[4] G. Sánchez Sarmiento; C.G. Ljungberg. (1990). “Análisis acústico de pulsaciones en tuberías de compresores alternativos mediante simulación computacional: Programa PIPED-PULSE”. *Jornadas técnicas sobre Operación de plantas de Gas. Neuquén, 25 al 29 de junio de 1990.*

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

REDUCCIÓN DEL EFECTO VIBRATORIO TRANSMITIDO AL BASTIDOR DE UNA MÁQUINA PARA LA COSECHA DE LA VID

Aguilar, Horacio[1*], Galdeano, Hugo[2], Rodríguez, Carlos[3], Bocca, José Carlos[4], Penisi, Osvaldo[5], Battistella, Maximiliano[6]

[1] *Universidad Nacional de San Juan, Facultad de Ingeniería, Instituto de Mecánica Aplicada. Av. Libertador General San Martín 1109, CP 5400, San Juan, Argentina.*
E-mail: haguilar@unsj.edu.ar
[2] *E-mail: galdeano@unsj.edu.ar*, [3] *E-mail: crodri@unsj.edu.ar*, [4] *E-mail: jbocca@unsj.edu.ar*, [5] *E-mail: openisi@unsj.edu.ar*
[6] *Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria, Estación Experimental Agropecuaria San Juan. Ing. Marcos Zalazar y Vidart, CP 5427, Villa Aberastain, San Juan, Argentina.*
E-mail: mbattistella@sanjuan.inta.gov.ar

RESUMEN.

En un trabajo anterior, se presentó el desarrollo de una máquina cosechadora, haciendo uso de un mecanismo vibratorio para producir el arranque de los granos o racimos de uva, pretendiendo aportar una solución a la cosecha mecánica de la vid, dispuesta en estructura de conducción de parral. En la actualidad, se encuentra en la fase de ensayo el prototipo de esta máquina, haciendo necesario un estudio dinámico de la misma para permitir un funcionamiento seguro, dado que en el mecanismo existen importantes fuerzas no equilibradas.
El trabajo contempla el análisis dinámico preliminar de un mecanismo de movimiento oscilatorio armónico simple, determinando las fuerzas puestas en juego durante un ciclo de funcionamiento y tiene como objetivo general, elaborar una propuesta de solución para atenuar el efecto de las vibraciones sobre el bastidor de la máquina.
La metodología del trabajo consiste en aplicar a los ensayos de laboratorio, las conclusiones obtenidas del análisis teórico del presente trabajo y comprobar la efectividad del sistema propuesto.
El alcance que tiene el presente desarrollo, es en consecuencia, obtener una máquina de funcionamiento seguro en relación a las vibraciones producidas en el conjunto.

Palabras Claves: Vibraciones – bastidor - cosechadora – vid

1. INTRODUCCIÓN

En general la vitivinicultura regional no posee en la actualidad herramientas que permitan reemplazar la cosecha manual, cuando la estructura de conducción utilizada es el parral tipo cuyano cultivado en Argentina. Por varias razones la cosecha mecanizada en el mundo es cada día más utilizada e independientemente de las razones, el hecho en sí, representa una modernización. Argentina, importante país elaborador de vinos y mostos y en vías de posicionarse a nivel mundial como país exportador de productos vitivinícolas, transita por un camino de modernización de su vitivinicultura [1][2], desde el manejo del viñedo hasta la sofisticada tecnificación de sus bodegas.

La viticultura mundial y también la Argentina, da mucha importancia al momento oportuno de la cosecha, atendiendo a la madurez enológica del fruto. La falta de disponibilidad de mano de obra de cosecha en el periodo considerado oportuno, hace más lenta esta tarea [3], con un fuerte impacto en la calidad y cantidad de uva cosechada. Es por esto que actualmente, las nuevas implantaciones se realizan en sistemas de conducción vertical, como la espaldera alta, ya que permite la mecanización de tareas como poda, despampanado y cosecha. Si bien estos sistemas de conducción son mecanizables con equipos cabalgantes, el potencial productivo es inferior al de sistemas de conducción en parral. En general, para la cosecha, no siempre se cuenta con la mano de obra necesaria en el momento oportuno, situación que se agrava cuando la vid es conducida usando como estructura el parral tipo cuyano por la falta de herramientas que permitan una cosecha mecanizada de este tipo de estructura.

En nuestro país la superficie implantada de vid con estructura de conducción de parral tipo cuyano, asciende a aproximadamente 100.000 hectáreas, según datos dados a conocer por el Instituto Nacional de Vitivinicultura. La cosecha manual obliga a que esta actividad se realice en horario diurno con elevada temperatura ambiente, lo que constituye una situación desfavorable, ya que se incrementan los procesos de deterioro del producto. Además y a pesar de que en muchas situaciones se pagan valores superiores a los acordados, no se cuenta con la mano de obra necesaria en el momento óptimo dado por la madurez enológica. El aumento de la superficie implantada y el incremento de los rindes por hectárea, profundizan la crisis. Lo anterior indica la necesidad de mecanizar la vendimia, lo que permitiría cosechar en el momento oportuno, acelerar los tiempos de cosecha, reducir el costo de la misma y compensar la notoria reducción de la disponibilidad de mano de obra.

Si bien cualquier sistema de cosecha distinto del manual provocará una mayor rotura de granos, la reducción del tiempo de cosecha y la posibilidad de hacer una cosecha nocturna, compensará con creces esa situación adversa. Este trabajo, está dirigido a mecanizar la cosecha de viñedos, cuya estructura responda al parral tipo cuyano, exigiendo una modificación en el ordenamiento de la canopia, que consiste en pasar de un sistema de conducción de poda mixta a un sistema de conducción en H, en cordón de pitones. Esta modificación, exigiría una inversión mínima en estructura de conducción, requiriendo un periodo de transformación de dos años y sacrificando en dicho período el 30% de la producción, pérdida que a posteriori será ampliamente compensada. Se hace notar que el costo operativo de poda cuando el sistema de conducción es el de cordón de pitones, se reduce en el orden del 40%, lográndose una mejor distribución de racimos y un ahorro importante en productos fitosanitarios. Entre las razones que motiva esta iniciativa podemos mencionar entre las más importantes, una reducción de los tiempos y costos de cosecha, contrarrestar el déficit creciente de mano de obra y el poder realizar la cosecha en función de la madurez enológica y en los horarios más convenientes.

El trabajo contempla el análisis de las vibraciones producidas en un mecanismo de arranque de los granos de uva de las vides, mediante la vibración de los mismos [4], con el objeto de minimizar los efectos que estas vibraciones transmiten al bastidor de la máquina, procurando de este modo un funcionamiento estable y seguro del conjunto mecánico a lo largo de su vida útil.

2. METODOLOGÍA DEL DESARROLLO

El desarrollo del presente trabajo, surge de una idea de los técnicos de la Estación Experimental San Juan del Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria (INTA), que sostienen la posibilidad de producir el desprendimiento de los granos de uva mediante el vibrado de los mismos, en particular en los viñedos cultivados con estructura de parral tipo cuyano, en H y cordón de pitones y comienza con

el estudio básico de las características dinámicas que se impondrán al mecanismo vibratorio, según los fines perseguidos. Este mecanismo vibratorio, consiste en una rueda de bastones dispuestos en forma radial, los cuales además de vibrar, permiten el giro solidario de toda la rueda de bastones para permitir que el conjunto pueda girar sobre su eje, al encontrarse con algún obstáculo en su movimiento de avance.
De acuerdo con la bibliografía consultada, (Curso de Perfeccionamiento y Actualización Profesional de la Vitivinicultura, Cosecha mecánica)[5], la masa de los granos y la fuerza de arrancado, para dos variedades distintas, se dan en la Tabla 1:

Tabla 1 *Masas de los granos y fuerza de arrancado para dos variedades distintas*

Variedades	***Grenache***	***Carignan***
Peso de los Granos	2,2 gramos	3,2 gramos
Fuerza de Arranque	0,25 Newton	0,44 Newton

Si se pretende arrancar los granos mediante la vibración de los racimos, estos deberán estar sometidos a una aceleración tal que provoque una fuerza igual o mayor que la fuerza de arrancado, la que para los casos tabulados valdrá:

$$a = \frac{F}{m} = \frac{0{,}25N}{0{,}0022Kg} = 113{,}64\ \frac{m}{s^2} \tag{1}$$

$$a = \frac{F}{m} = \frac{0{,}44N}{0{,}0032Kg} = 137{,}5\ \frac{m}{s^2} \tag{2}$$

Por lo tanto para producir el arrancado de los granos, se debe someter a estos, a una aceleración de aproximadamente 150m/s^2. Partiendo de esta condición se debe lograr que el bastón trasmita dicha aceleración al racimo.
Para producir la vibración, se emplea un oscilador armónico simple, cuyo mecanismo se muestra en la Figura 1:

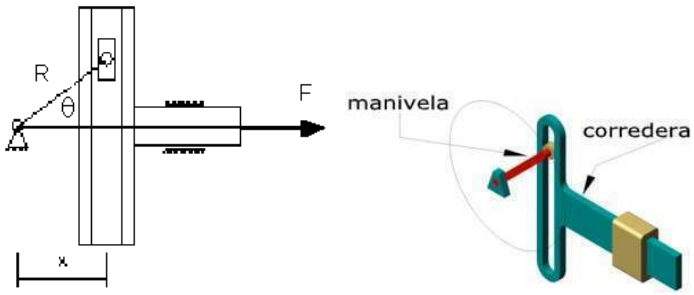


Figura 1 *Mecanismo oscilador armónico simple*

Para este mecanismo, se cumple que:

$$\begin{aligned} &\text{desplazamiento, } X = R\cos\theta \\ &\text{velocidad, } V = -\omega R\,\text{sen}\theta \\ &\text{aceleración, } a = -\omega^2 R\cos\theta \end{aligned} \tag{3}$$

Los diagramas respectivos de desplazamiento, velocidad y aceleración, se muestran en la Figura 2.

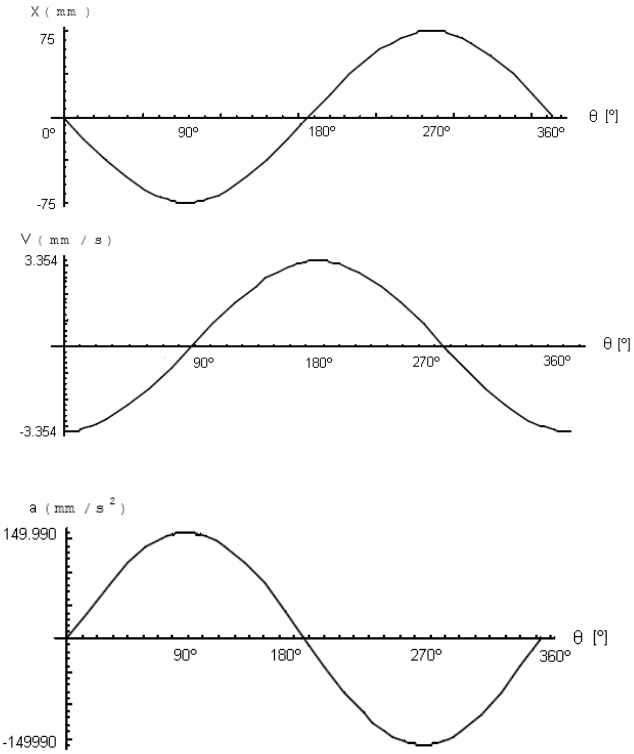


Figura 2 *Diagramas de desplazamiento, velocidad y aceleración*

La frecuencia de oscilación, se calcula con la aceleración máxima absoluta, adoptando un radio de manivela del oscilador de 75 mm lo que da una amplitud de oscilación de 150 mm:

$$a_{máx.} = \omega^2 R \therefore \omega = \sqrt{\frac{a_{máx.}}{R}} = \sqrt{\frac{150[\frac{m}{seg^2}]}{0{,}075[m]}} = 44{,}72[\frac{1}{seg}] \quad (4)$$

La frecuencia de oscilación será:

$$\omega = 2\pi \mathbf{f} \therefore \mathbf{f} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{44{,}72[\frac{1}{seg}]}{2\pi} = 7{,}12[\frac{1}{seg}] = 7\,Hz \quad (5)$$

El número de revoluciones por minuto a la que debe girar el eje de accionamiento, será:

$$\omega = \frac{2\pi \mathbf{f}}{60} \therefore n = \frac{\omega \quad 60}{2\pi} = \frac{44{,}72 \quad 60}{2\pi} = 427 rpm \quad (6)$$

O sea, aproximadamente 430 rpm. Este movimiento de rotación, se obtiene de un motor hidráulico que acciona una corredera con movimiento lineal, transformando el movimiento en rectilíneo y alternativo que se transmite a la rueda de bastones por medio del dispositivo que se muestra en la Figura 3.
Esta fuerza alternativa tendrá un valor máximo de aproximadamente 1.500 N.

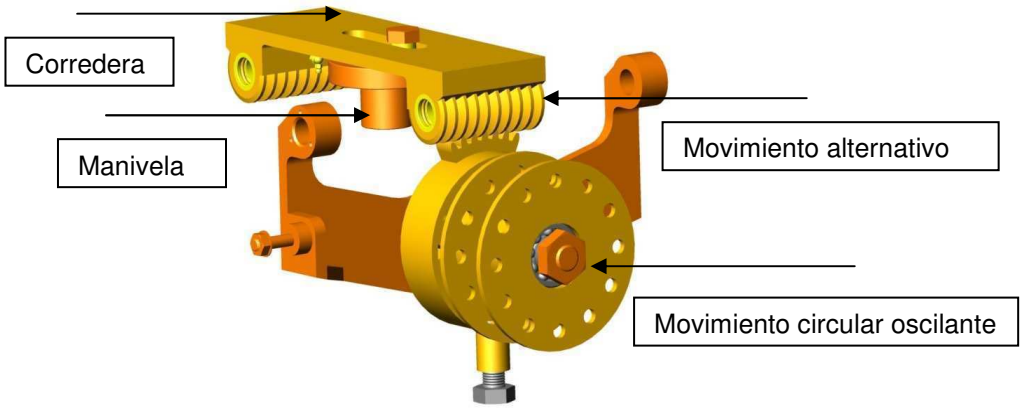


Figura 3 *Mecanismo de accionamiento de la rueda de bastones*

Este mecanismo fue construido para realizar los primeros ensayos de laboratorio, presentando los detalles que se muestran en la Figura 4.

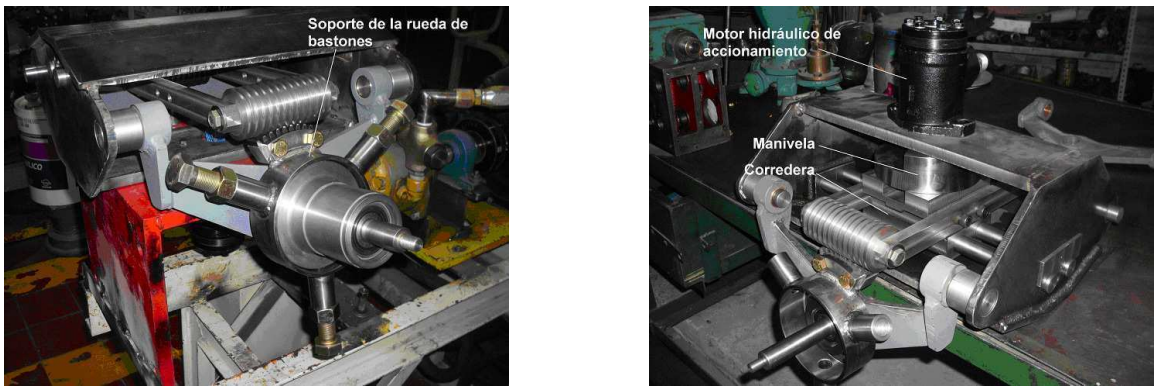


Figura 4 *Detalles constructivos del mecanismo oscilador*

De las primeras pruebas realizadas en laboratorio, se observó que el mecanismo se desempeña adecuadamente desde el punto de vista del comportamiento mecánico.
Sin embargo, las masas alternativas puestas en movimiento con una frecuencia de oscilación de 7 Hz, producen en el conjunto, vibraciones que pueden tornarse peligrosas y que hace necesario controlar adecuadamente para un funcionamiento seguro.

3. PROPUESTAS DE SOLUCIÓN

Se proponen dos alternativas de solución. Una con el agregado de un sistema de equilibrado de las fuerzas desequilibradas y otro mediante un sistema de aislamiento de las vibraciones con respecto al bastidor de la máquina.
El mecanismo oscilador armónico simple, mueve una masa de 10 Kg., según se muestra en la Figura 5, provocando una fuerza de:

$$F = m\,a = -m\omega^2 R\cos\theta = \\ = -10Kg(44{,}75\frac{1}{seg})^2 0{,}075mm\cos\theta = -1.502\cos\theta\,N \tag{7}$$

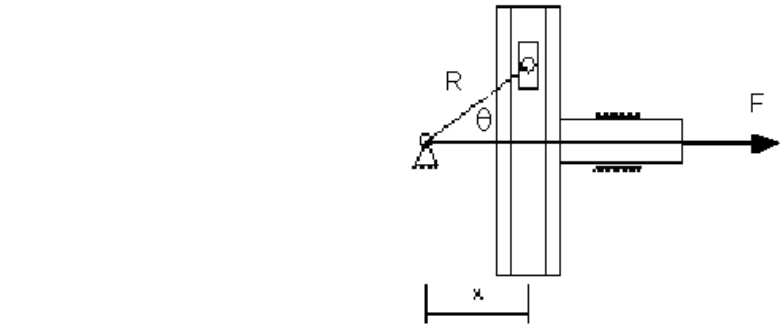


Figura 5 *Fuerza generada por el mecanismo oscilador*

3.1. Equilibrado con masas rotativas.
La primera alternativa de solución, consiste en colocar una masa desequilibrada mB en el eje de la manivela motora, cuya componente en la dirección de la fuerza F, equilibre su efecto en esa dirección por acción de la fuerza FBt, según se muestra en la Figura 6.

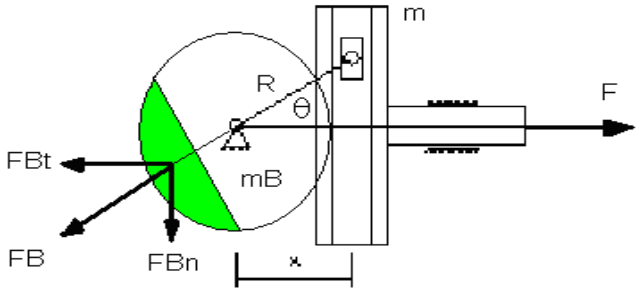


Figura 6 *Equilibrado de la fuerza generada por el mecanismo oscilador*

Si RB=200 mm, es el radio al que se colocará la masa mB y además si se cumple que FBt = F, será:

$$mB\ \omega^2 RB\cos\theta = m\omega^2 R\cos\theta \tag{8}$$

De donde:

$$mB = m\frac{R}{RB} = 10Kg\frac{75mm}{200mm} = 3{,}75Kg \tag{9}$$

De este modo, la acción de la masa mB, equilibra en todo momento a la fuerza F. Sin embargo, la fuerza lateral FBn, produce un desequilibrio importante.
Afortunadamente, cada máquina consta en total de un conjunto de cuatro cabezales con dos motores hidráulicos, uno por cada par, cada motor acciona dos cabezales simultáneamente.
Es decir que si en cada motor se coloca una masa desbalanceada, como se muestra en la Figura 7 y se hacen girar sincronizadamente en sentido inverso por medio de correas dentadas, se puede compensar completamente la fuerza lateral FBn.

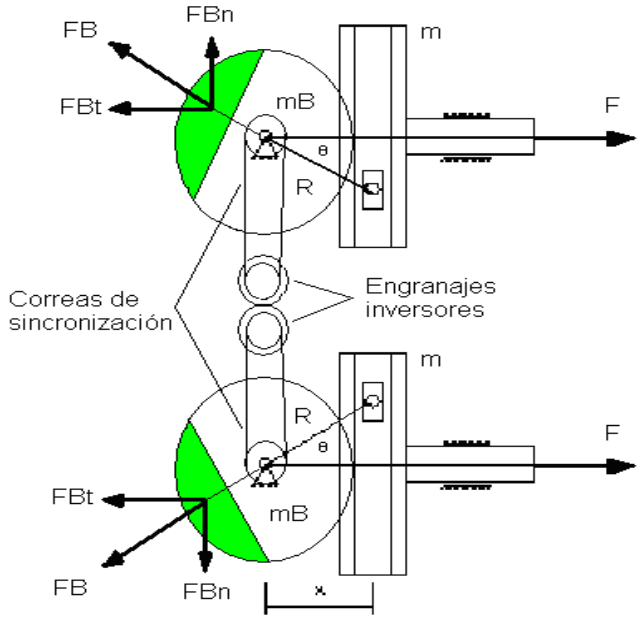


Figura 7 *Equilibrado de las fuerzas laterales FBn*

Si bien este sistema produce un buen equilibrado, resulta evidentemente más complejo y costoso que el mecanismo original, aunque permitiría tal vez, accionar el conjunto con un solo motor.
Por este motivo, se propone una segunda alternativa.

3.2. Aislamiento de las vibraciones transmitidas al bastidor.
Esta alternativa consiste en montar todo el conjunto vibratorio sobre una corredera deslizante por medio de rodamientos y contenida lateralmente por de resortes, permitiendo de este modo que todo el conjunto oscile lateralmente en forma independiente del resto del bastidor de la máquina y transmitiéndole en consecuencia una fuerza vibratoria de menor intensidad, según se muestra esquemáticamente en la Figura 8, donde m es la masa del mecanismo oscilador, M es la masa del todo el conjunto y K es la constante de los resortes.

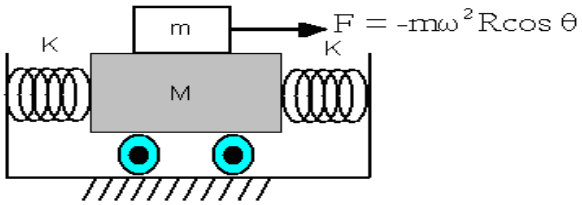


Figura 8 *Esquema conceptual de la segunda alternativa*

La frecuencia de oscilación del oscilador es de 7 Hz, y la masa total del conjunto es de M=25 Kg., adoptándose una transmisibilidad de las vibraciones al bastidor del 10%.
Utilizando la expresión simplificada de la transmisibilidad, tendremos:

$$T = \frac{1}{r^2 - 1} \qquad (10)$$

Como debemos aislar el 90 % de las vibraciones, la transmisibilidad debe ser del 10% = 0,1, como mínimo, esto nos exige un valor para r de:

$$r = \sqrt{\frac{1}{T} + 1} = \sqrt{\frac{1}{0,1} + 1} = 3,316 \tag{11}$$

Donde r, es la relación entre la frecuencia de excitación y la frecuencia natural del sistema:

$$r = \frac{F_{Excitación}}{F_{Natural}} \tag{12}$$

De acuerdo a esto, la frecuencia natural será:

$$F_{Natural} = \frac{7Hz}{3,316} = 2,11Hz \tag{13}$$

Como la frecuencia natural es igual a:

$$F_{Natural} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{M}} \tag{14}$$

La constante del los resortes será:

$$K = M(2\pi F_{Natural})^2 = 25(\pi 4,22)^2 = 4.394\left[\frac{N}{m}\right] \tag{15}$$

O sea K=4.394 N/m=4,5 Kg/cm=5,2 lb/pulg.
De acuerdo a la tabla de resortes helicoidales de compresión, que figura en el libro “Diseño de Maquinaria” de Robert L. Norton [6], se adoptan dos resortes de compresión, de las siguientes características:

K=5,2 lb/pulg.
Longitud libre = 4 pulg.
Deflexión máxima = 3 pulg.
Diámetro exterior = 3/4 pulg.
Diámetro del alambre = 0,062 pulg.

4. DISCUSIÓN

Dadas las características vibratorias de la máquina en si, es necesario proveer a la misma de algún sistema de equilibrado dinámico, para proporcionar un funcionamiento seguro en el tiempo.
Para ello, como se ha visto, se proponen dos sistemas. El primero de ellos, si bien proporciona un sistema efectivo de equilibrado de la máquina, resulta mecánicamente más complejo y costoso, aunque sería oportuno analizar la posibilidad de utilizar un solo motor hidráulico de accionamiento para los dos conjuntos, utilizando para ello, a las correas de sincronización como mecanismo de transmisión.
El segundo sistema, si bien no elimina completamente el efecto vibratorio sobre el bastidor, resulta mucho más sencillo y económico desde el punto de vista constructivo, produciendo además un efecto secundario, que resulta beneficioso para el objeto de la máquina, cual es el de producir una vibración adicional de todo el conjunto del cabezal, ayudando al desprendimiento de los granos de uva.

5. CONCLUSIÓN

De la discusión precedente, se concluye que por resultar más sencillo y económico, contribuyendo a disminuir el efecto vibratorio sobre el bastidor de la máquina e incrementando el vibrado de las plantas, se adopta el segundo sistema propuesto esto es, el de aislar las vibraciones de los

cabezales, montándolos sobre rodamientos que permitan el movimiento longitudinal y limitando los desplazamientos del mismo, por sendos resortes como los mostrados en la Figura 8.

6. REFERENCIAS

[1] Aguilar, Horacio; Galdeano, Hugo; Rodriguez, Carlos; Bocca, José Carlos; Penisi, Osvaldo; Battistella, Maximiliano. (Año de publicación: 2010). "Propuesta de una Máquina Cosechadora de Vid en Estructura de Parral", *Segundo Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica*, ISBN 978-950-605-633-9. San Juan, Argentina.

[2] Aguilar, Horacio; Galdeano, Hugo; Rodriguez, Carlos; Bocca, José Carlos; Penisi, Osvaldo; Battistella, Maximiliano. (Año de publicación: 2011). "Análisis Dinámico de un Mecanismo Vibratorio para la Cosecha de la Vid", *X Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica*, ISBN 978-989-96276-2-8. Oporto, Portugal.

[3] Battistella, Maximiliano; Aguilar, Horacio; Galdeano, Hugo; Rodriguez, Carlos; Bocca, José Carlos; Penisi, Osvaldo; Sansó, O.; Chaparro, A. (Año de publicación: 2011). "Desarrollo de una Vendimiadora Mecánica para Sistemas de Conducción de Canopia Dividida en dos Planos", *Primer Simposio Argentino de Viticultura y Enología*. Mendoza, Argentina.

[4] C. J. Troncoso, J. Riquelme, F. Laurie, J. Abarca, "Evaluación de las Ventajas Relativas de la Vendimia Mecanizada en Chile Central", *52° Congreso Agronómico efectuado*, Quillota Chile, octubre 2001.

[5] "Curso de Perfeccionamiento y actualización Profesional de la Vitivinicultura, Cosecha Mecánica", Mendoza, Argentina, junio 2006.

[6] "Diseño de Maquinaria", Robert L. Norton, Ed. McGraw Hill, 1998.

Agradecimientos

Los autores de este trabajo desean agradecer a la Universidad Nacional de San Juan y a la Estación Experimental INTA San Juan por el apoyo brindado para desarrollo del presente proyecto.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

Propuesta de prototipo de sistema formador de alambre para fabricación de estatores

Tudón Martínez Alberto*, Robledo Córdova J. De Jesús, Constante Mendoza José Luis Antonio, Mendoza Razo J. Arturo (1)

Universidad Tecnológica de San Luis Potosí, Soledad de Graciano Sánchez, San Luis Potosí, México
albertotudon@hotmail.com, robledo29@yahoo.com.mx, jla_constante@hotmail.com

(1) Instituto Tecnológico de San Luis Potosí, Soledad de Graciano Sánchez, San Luis Potosí, México, (1)amrazo1@yahoo.com.mx

Resumen

Cada día la sociedad demanda productos de alta calidad y a mejor precio, exigiendo a la industria mejores procesos de fabricación para ser más competitivos con sus productos en el mercado, por lo cual se ha generado una gran competencia entre fabricantes de un mismo producto.
La industria automotriz no es la excepción y cada vez existen nuevas exigencias entre los fabricantes de los automóviles para mejorar los diseños de sus productos y así ofrecer vehículos innovadores y a bajo costo, para de esta manera lograr aumentar su aceptación en el mercado. Atendiendo a esta necesidad del sector automotriz se presenta la propuesta de un prototipo de un sistema formador de alambre para la fabricación de estatores, la cual surge para satisfacer la necesidad específica de una empresa fabricante de alternadores; esta empresa actualmente realiza el formado de alambre magneto mediante una máquina que emplea 55 cilindros neumáticos; lo cual genera un costo elevado en refacciones y mantenimiento, al compararla con la propuesta del prototipo del sistema formador de alambre.
La propuesta del prototipo del sistema formador de alambre para la fabricación de estatores está constituida por una parte móvil y una fija, la parte móvil funciona como positivo o “macho” y la parte fija como negativo o “hembra”. La parte móvil consta de un mecanismo sinfín el cual es girado por medio de un motor y éste sirve para darle un movimiento longitudinal a un carro que contiene un conjunto de cuatro cilindro neumáticos, el cual se mueven transversalmente. Cuando se coloca el alambre magneto entre la parte móvil y parte fija, los cilindros realizan un ciclo de trabajo de forma que queda atrapado el alambre entre las dos partes y se logra con esto darle la forma requerida, que es el objetivo principal del sistema formador.

Palabras clave: Estator, alambre, formado.

UTN.BA
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO DOCENTE DEL AREA MECANICA DE LAS INGENIERIAS
FoDAMI

1. INTRODUCCIÓN

El presente proyecto se refiere a la elaboración de una propuesta de un prototipo para el formado del alambre para la fabricación de estatores, el cual debe satisfacer la necesidad de dar una forma predeterminada al tipo de alambre que tiene la siguientes características, Bajo coeficiente de fricción, alta resistencia a la abrasión, tiene excelente desempeño en máquinas embobinadoras de alta velocidad y en procesos de inserción y formado de bobinas, excelente adherencia y flexibilidad entre otros. En el mercado éste tipo de alambre es conocido como alambre magneto y tiene una sección transversal en forma rectangular. [1]

Otra de las necesidades que se debe satisfacer con la realización de este proyecto es la generación de tecnología propia para la empresa dedicada a la fabricación de estatores, pues actualmente realiza pagos por el uso de tecnología patentada por otras personas.

Las características principales que deberá tener la propuesta del prototipo es que debe estar constituido con el menor número de elementos posibles, ser higiénico para no contaminar el alambre, que sea seguro en su funcionamiento para no poner en riesgo la integridad física de los operadores y del mismo equipo.

La metodología que se utilizó para el desarrollo del proyecto fue visitar a diferentes empresas donde realizan distintos formados de materiales, así como consultas bibliografías y modelos matemáticos.

El proyecto se inició recopilando información técnica de equipos que se utilizan para el deformado de materiales, además de un análisis de las funciones que realiza la máquina que actualmente ejecuta el formado del alambre, posteriormente se elaboró un análisis funcional para después proponer alternativas de solución de cada una de ellas, al tener todas las alternativas de solución se realizó una valoración de las mismas para seleccionar la alternativa que mejor satisficiera la necesidad, en esta actividad se propusieron elementos existentes en el mercado. Se procedió a elaborar un bosquejo para tener una idea del conformado de los elementos.

Se realizaron algunos cálculos del sistema de transmisión, así como una prueba experimental para determinar la presión necesaria para el formado del alambre. Finalmente se elaboraron los esquemas para una futura fabricación de la máquina.

Con el presente proyecto se pretende cumplir con una serie de exigencias establecidas por el cliente y de esta forma lograr su completa satisfacción. El diseño de la máquina debe ser:

1. De tecnología propia
2. Ergonómico y Silencioso
3. Higiénico
4. De fácil operación
5. De mantenimiento mínimo
6. Seguro en su funcionamiento y para el operador
7. Económico
8. Utilizar el menor número posible de elementos
9. Capaz de formar 100 alambres por hora
10. Emplear el mínimo de sistemas auxiliares
11. Utilizar un máximo de 90 Lbs./pulg^2

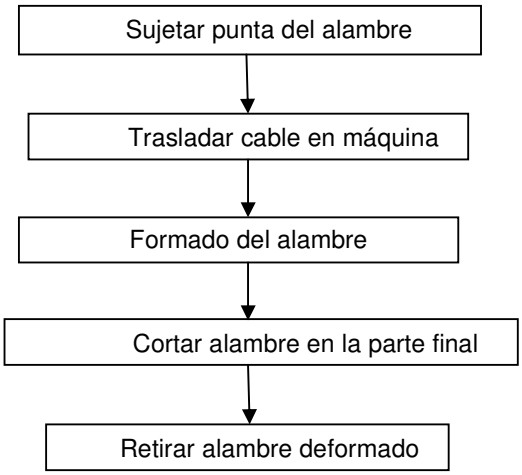
En la máquina con la que trabaja actualmente la empresa realiza el formado de alambre con 55 cilindros neumáticos, lo cual incrementa el costo por refacciones y mantenimiento.

2. DESARROLLO

2.1. Opciones de elementos para la solución de elementos

La descripción general de la máquina y su forma de trabajo es la siguiente; estará constituida por una parte móvil y una fija, la parte móvil funciona como positivo o “macho” y la parte fija como negativo o “hembra”. La parte móvil estará constituida por un mecanismo de sinfín el cual es girado por utilizando un motor y este sirve para darle un movimiento longitudinal a un carro que contiene un juego de cuatro cilindros neumáticos, los cuales tendrán un movimiento transversal. Cuando se coloque el alambre magneto entre la parte móvil y fija, los cilindros realizaran un ciclo de trabajo de forma que queda atrapado el alambre entre ambas partes, logrando dar la forma requerida al alambre magneto, que es el objetivo principal del diseño de la máquina.

Para la selección de los elementos se analizaron los objetivos a cumplir y las formas de lograrlos, esto mediante la generación del diagrama de funciones que se presenta en la figura 1, donde se debe apreciar el encadenamiento de cada una de las funciones necesarias para que el diseño cumpla cada uno de los objetivos particulares y por tanto con el objetivo principal.
La elección de los elementos a emplear se realiza en base a una comparativa de las diferentes estructuras técnicas que pueden satisfacer una función en la máquina a diseñar. En esta comparativa se analizaron las ventajas y desventajas de estructuras técnicas propuestas, y más adelante se selecciona alguna en base a una ponderación. En la ponderación para la selección se consideraron factores tales como tamaño, costo, complejidad de la estructura y funcionamiento.



Figura, *Diagrama de funciones*

Comparando los mecanismos enunciados en la Tabla 1, se realiza la tabla de valoración correspondiente, en base a una comparativa para seleccionar la mejor opción para la sujeción del cable; esta valoración se presenta en la Tabla 2, donde se eligió el pisador neumático. En esta tabla la ponderación se realizó dando valores de 1 a 3 donde 3 es la mejor opción y 1 la menos adecuada.

Tabla 1, *Sujeción del cable*

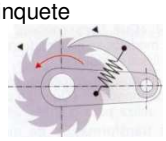
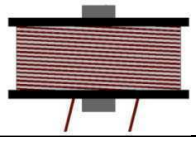
Dispositivo	Ventajas	Desventajas
Pinzas 	Económico. Fácil manejo. Ocupa poco espacio.	Funcionamiento inseguro. Cansado e impreciso. Maltrata el recubrimiento del alambre.
Pisador neumático 	Sujeción confiable. Ajuste de presión de sujeción. Preciso. No maltrata el recubrimiento del cable.	Costo elevado. Requiere un sistema neumático.
Trinquete 	Sujeción confiable. Práctico. Fácil de conseguir.	Maltrata el recubrimiento del cable. Requiere de protección de seguridad (guarda).

Tabla 2, *Valoración para la selección del tipo de sujeción del cable*

Dispositivo	Tamaño	Costo	Complejidad de estructura	Funcionamiento	Evaluación total
Pinzas	2	3	3	1	9
Pisador neumático	3	2	3	3	11
Trinquete	2	2	2	1	7

En la Tabla 3 se presenta el análisis general de algunas características para los sistemas de formado del alambre magneto. Mediante el uso de la Tabla 4, se eligió el cilindro neumático como elemento formador, por ser altamente confiable en su funcionamiento, higiénico, fácil adquisición y el poco mantenimiento requerido.

Tabla 3, *Sistema de formado del alambre magneto*

Dispositivo	Ventajas	Desventajas
Leva 	Gran capacidad de carga.	Inseguro en funcionamiento. Mayor número de elementos mecánicos. Mayor desgaste por fricción. Requiere mayor espacio.
Cilindro Neumático 	Confiable. Higiénico. Presión y velocidad ajustable. Rápida reacción de respuesta. Espacio reducido. Fácil adquisición. Poco mantenimiento.	Alto costo. Requiere sistema neumático.
Cilindro Hidráulico 	Gran capacidad de carga. Presión y velocidad ajustable. Fácil adquisición.	Alto costo. Requiere un sistema hidráulico. Requiere mayor limpieza. Requiere mayor mantenimiento.
Bobina eléctrica con núcleo 	Rápida reacción de respuesta.	Ocupa mayor espacio. Ejerce poca fuerza. Requiere una fuente de energía eléctrica.

Tabla, *Valoración para la selección sistema de formado del alambre magneto*

Dispositivo	Tamaño	Costo	Complejidad de estructura	Funcionamiento	Evaluación total
Leva	2	1	1	1	5
Cilindro Neumático	3	3	3	3	12
Cilindro Hidráulico	2	3	2	3	10
Bobina eléctrica con núcleo	1	3	1	1	5

En la Tabla 5 se presenta como ejemplo final la ponderación del Sistema de Traslado del carro, donde se presentan las opciones analizadas.

Tabla 5, *Valoración para la selección el sistema de traslado del carro porta cilindros*

Dispositivo	Tamaño	Costo	Complejidad de estructura	Funcionamiento	Evaluación total
Tornillo Sin-fin	3	3	2	3	11
Cilindro Neumático sin vástago	2	2	3	3	10
Piñón-cremallera	1	1	1	3	5

2.2. Análisis de dispositivos para el formado de alambre

Una vez que se tiene el análisis general y la selección inicial de elementos de la máquina a diseñar, se procede a generar propuestas de diversos arreglos para dar el movimiento a los cilindros que formarán el alambre. Si bien el uso de sistemas neumáticos o hidráulicos es el más adecuado a emplear, debido a los requisitos de emplear el mínimo de sistemas e instalaciones auxiliares, se realizó el análisis de sistemas híbrido con levas y/o pistones.

El funcionamiento de la propuesta del sistema con levas, se describe enseguida: las levas se sujetan en un eje para transmitir movimiento o árbol, las levas van desfasadas 90° con el fin de que una sea la formadora y la otra sea la pisadora, el árbol va acoplado a un motor el cual le daría el movimiento rotativo a las levas como se aprecia en el bosquejo de la figura 2.

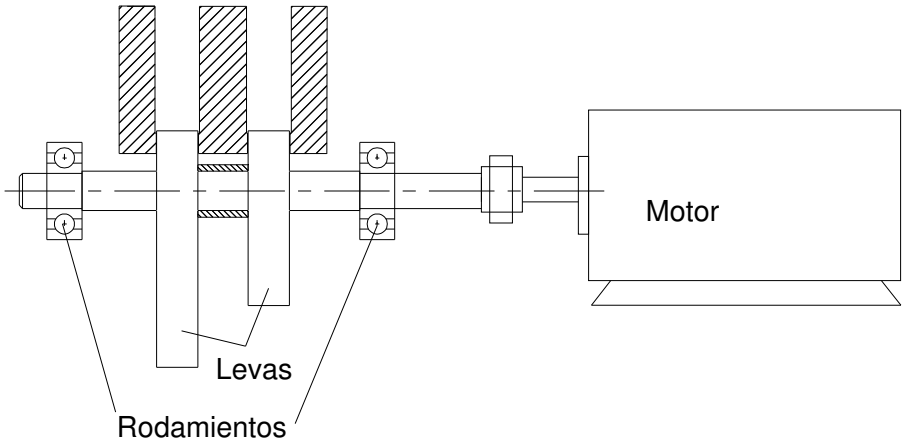


Figura 2, *Bosquejo de mecanismo con levas directas.*

La siguiente alternativa de solución que se analizó fue el uso de levas de manera indirecta, esto es utilizando un perno seguidor el cual estaría en contacto con el alambre a ser deformado.

El funcionamiento sería similar al anterior, únicamente que este mecanismo utiliza los pernos seguidores para evitar desgastes en las levas por el efecto de la fricción con el alambre, lo cual traería como consecuencia reparación y/o cambio de la leva y esto implica mayor costo que cambiar el perno únicamente. Los pernos cuentan con un resorte para que su retorno sea completo y en el menor tiempo posible. Este mecanismo se puede apreciar en la figura 3.

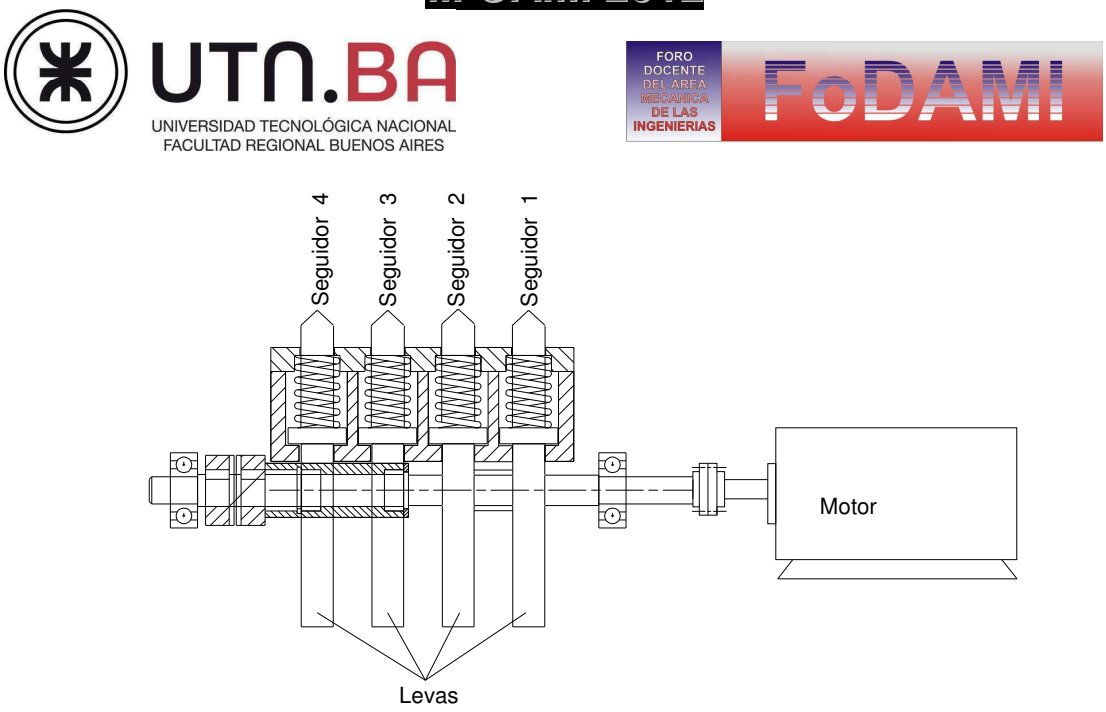


Figura 3, *Bosquejo de mecanismo de levas con seguidores.*

Otra de las alternativas de solución en el formado del alambre fue el uso de cilindros neumáticos. Su funcionamiento se basa en un circuito neumático, a los cilindros se le acopla en el vástago un cabezal que es el que está en contacto con él alambre a formar, cuando surge un desgaste en el cabezal resulta sencillo y económico hacer el cambio.
Al realizar la ponderación de estas alternativas, la última enunciada resultó ser la más adecuada por cumplir con los objetivos específicos del cliente, en la figura 4 se presenta un bosquejo completo del diseño de la máquina propuesta.

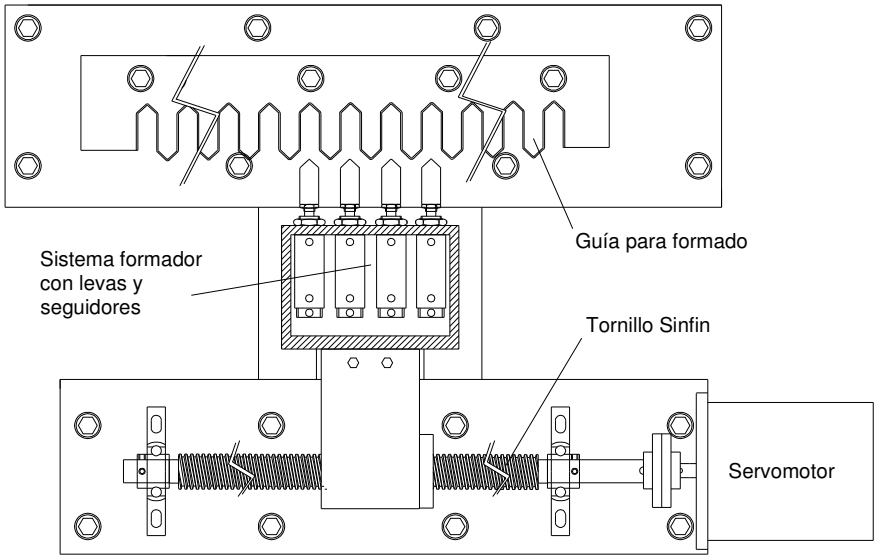


Figura 4, *Bosquejo complete de la máquina formadora de alambre.*

2.3. Cálculos
Se realizó un análisis experimental del comportamiento de la formación del alambre a diferentes presiones, ver tabla 8, observándose en un manómetro que se conectó en la salida del cilindro neumático, que la presión optima para llevar a cabo la formación del alambre que cumpla con el

requerimiento de la calidad es de 90 lbs. /pulg². Cabe mencionar que este análisis experimental se realizó utilizando la máquina que actualmente realiza el formado del alambre.

Tabla 8, *Comportamiento de la deformación del alambre sometido a diferentes presiones*

Alambre deformado	Presión aplicada (lbs./pulg²)	Observaciones
	15	Vértice flexionado
	30	Se monta sobre guía quedando torcido el alambre.
	45	Quedan torcidos los dobleces del alambre.
	60	El alambre queda flexionado.
	75	Se tuerce en la parte final del alambre
	80	Mal formado, torcido y flexionado
	90	El formado del alambre es el adecuado.

2.4. Análisis de la fuerza y del par de torsión del tornillo de potencia

En la figura 4, se muestra un bloque que representa una tuerca deslizándose hacia arriba del plano inclinado de una rosca cuadrada. La inclinación del plano se conoce como el ángulo de avance λ y se puede calcular mediante la ecuación (1). [2]

Donde:

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi d_p} \qquad (1)$$

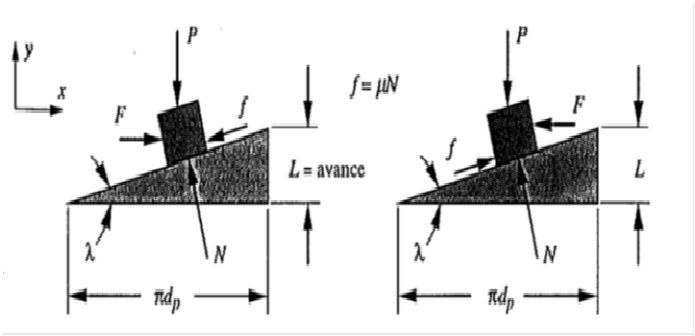


Figura 5, *Análisis de fuerzas en la interfaz tuerca-tornillo*.

Utilizando la ecuación (2) y (3) se calcula la suma de fuerzas en "x" y "y"

$$\sum F_{x=0} = \text{F} - f\cos\lambda - N\text{sen}\lambda = \text{F} - \mu N\cos\lambda - N\text{sen}\lambda \qquad (2)$$

$$\sum F_{y=0} = N\cos\lambda - f\text{sen}\lambda - \text{P} = N\cos\lambda - \mu N sen\lambda - \text{P} \qquad (3)$$

Despejando de la ecuación (2) la fuerza (F) requerida para desplazar la carga P, obtenemos que:

$$\text{F} = N\,(\mu\cos\lambda + \text{sen}\lambda) \qquad (4)$$

Y despejando N de la ecuación (3), obtenemos que *N* es igual a:

$$N = \frac{\text{P}}{\cos\lambda - \mu\text{sen}\lambda} \qquad (5)$$

Sustituyendo el valor de N de la ecuación (5) en la ecuación (4), se obtiene que la fuerza F está dada por:

$$\text{F} = \text{P}\frac{\mu\cos\lambda + \text{sen}\lambda}{\cos\lambda - \mu\text{sen}\lambda} \qquad (6)$$

Donde:

D = Diámetro mayor.
= Diámetro de paso.
L = Avance.
P = Carga a desplazar.
= Coeficiente de fricción del bronce sobre el acero.
= Angulo de avance.
F = Fuerza requerida para desplazar la carga.
= Fuerza de fricción.

De la tabla 8 se selecciona un diámetro propuesto para el tornillo sinfín.

Tabla 8, *Dimensiones principales de roscas ACME American Standard* [2]

Diámetro mayor (in)	Hilos por pulgada	Paso De rosca (in)	Diámetro De paso (in)	Diámetro menor (in)	Área de Esfuerzo a tensión (in²)
1.000	5	0.200	0.900	0.800	0.568
1.125	5	0.200	1.025	0.925	0.747
1.250	5	0.200	1.150	1.050	0.950
1.375	4	0.250	1.250	1.125	1.108
1.500	4	0.250	1.375	1.250	1.353

De acuerdo al material del tornillo sinfín (acero) y la tuerca (bronce) se determina por medio de la tabla 10 el coeficiente de fricción **μ.**

Tabla 10, *Coeficiente de fricción entre diferentes materiales* [3]

Superficies en contacto	**μ**
• Bronce sobre bronce	0.2
• Bronce sobre acero	0.18
• Roble sobre roble en la dirección de la fibra	0.48

La carga a desplazar (P), se determinó realizando la suma del peso del carro porta cilindros que es de aluminio, el peso de los cuatro formadores que son de acero y el peso de los cuatro cilindros neumáticos, según se muestra la ecuación (7).

$$P = W_{carro} + W_{cilindros} + W_{formadores} \quad (7)$$

Sustituyendo valores en la ecuación (7) se obtiene que P es igual a:

$$P = 107.9N + 13.73N + 12N = 133.63N$$

Sustituyendo los siguientes datos en las ecuaciones (1), obtenemos que:

D = 31.75 mm.
d_p = 29.21 mm.
L = 5.08 mm.
P = 133.63 N
μ = 0.18

De ecuación (1) $\tan \lambda = \frac{L}{\pi dp}$

Despejando λ, $\lambda = \tan^{-1} \frac{L}{\pi dp}$

Sustituyendo valores $\lambda = \tan^{-1} \frac{5.08}{\pi(29.21)}$

Se obtiene que λ=3.17°
Sustituyendo estos valores en la ecuación (6), se obtiene la fuerza total requerida para desplazar el carro porta cilindros por el tornillo sinfín.

$$F = 133.63 \frac{0.18\cos 3.17° + \operatorname{sen} 3.17°}{\cos 3.17° - 0.18\operatorname{sen} 3.17°}$$

F=31.77N

El par de torsión del tornillo T_{s_u} requerido para desplazar el carro porta cilindros se puede calcular utilizando la ecuación (8).

$$T_{s_u} = F\frac{dp}{2} = \frac{Pdp}{2}\frac{\mu\cos\lambda + \operatorname{sen}\lambda}{\cos\lambda - \mu\operatorname{sen}\lambda} \quad (8)$$

Sustituyendo valores en la ecuación (7), obtenemos que el par de torsión requerido es:

$$T_{s_u} = F\frac{dp}{2} = 31.77\frac{0.2921}{2}$$

$$T_{s_u} = 4.64\text{Nm}$$

Con la ecuación (9), se calcula de la potencia requerida para impulsar el tornillo:

$$P = \frac{T_{s_u}\, n}{63000} \qquad (9)$$

Donde: n es la velocidad angular del tornillo

De acuerdo a los requerimientos del proyecto n = 170rpm.

Sustituyendo valores en la ecuación (9), obtenemos que:

$$P = \frac{4.64(170)}{63000} = 0.0125\text{HP}$$

La potencia mecánica requerida para girar el tornillo sinfín es de: P=0.0125HP

2.4. Esquema de ensamble

En la figura 6, se elabora un esquema general del prototipo en el cual se identifican cada uno de los elementos que conforman el prototipo, así como una descripción de cada uno de estos elementos, como se muestrea en la tabla 11.

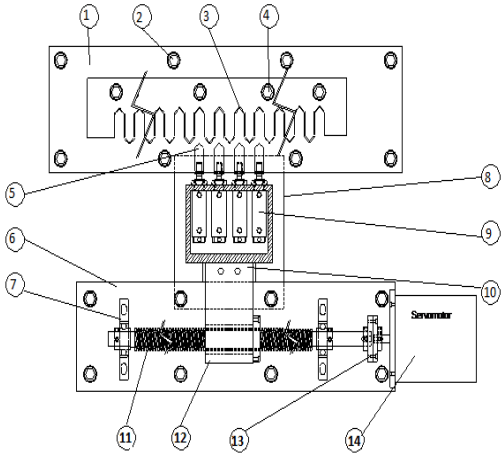


Figura 6. *Esquema de ensamble general*

Tabla 11, *Lista de partes*

No	Cant	Descripción
1	1	Placa base de guía formadora
2	16	Tornillos de ø10mmx25mm
3	1	Guía para formadora (matriz)
4	4	Tornillos de ø12mmx25mm
5	4	Formador (punzón)
6	1	Placa base de tornillo sinfín
7	2	Chumaceras mod. VSP25, mca. Browning
8	1	Placa base de carro de traslado
9	4	Cilindros Festo DNSU 25-125 PPV-A
10	1	Placa de acoplamiento
11	1	Tornillo rosca cuadrada 1.250-5UNS-3A
12	1	Tuerca rosca cuadrada 1.250-5UNS-3B
13	1	Coplee love joy No. 314
14	1	servomotor

2.5. Esquemas de fabricación

En este apartado se muestran los esquemas de fabricación de los elementos que componen la transmisión del carro porta cilindro, en los cuales se muestra el tornillo sinfín, tuerca de bronce, block de sujeción y el carro porta cilindros.

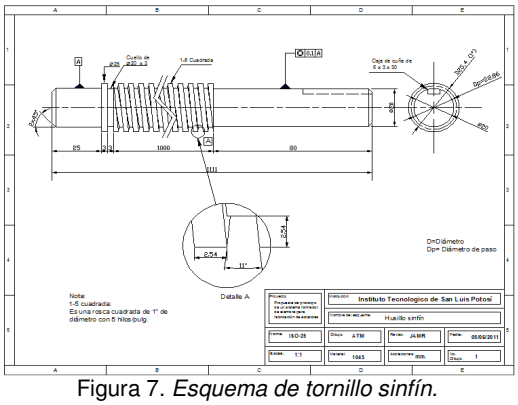


Figura 7. *Esquema de tornillo sinfín.*

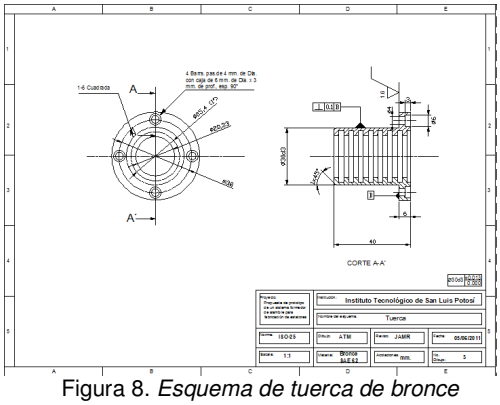


Figura 8. *Esquema de tuerca de bronce*

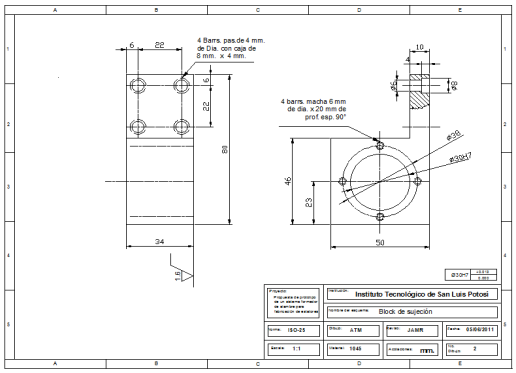


Figura 9. *Esquema de block de sujeción*

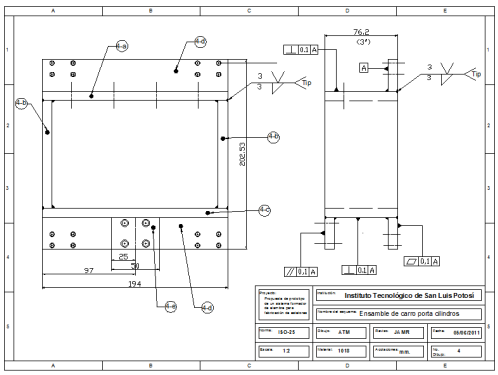


Figura 10. *Esquema de carro porta cilindros*

3. Resultados

Al realizar este proyecto fue posible la elaboración de la propuesta del sistema formador de alambre para fabricación de estatores que cumple con las expectativas del cliente, satisfaciendo la necesidad más importante: la generación de tecnología propia.

La máquina cumple con las condiciones básicas de diseño, es decir, es claro porque no existe complejidad en sus movimientos, sencillo al no contar con sistemas ni dispositivos auxiliares, es de fácil manejo al ser programables los movimientos, de poco mantenimiento por constar con alrededor de solo un 8% de los pistones de la máquina original y confiable por contener un menor número de elementos para su funcionamiento.

Para la elaboración de la propuesta del sistema formador de alambre para fabricación de bobinas para estatores, se ha tomado en cuenta los elementos mecánicos existentes en el mercado con el fin de disminuir costos de fabricaciones de componentes para la máquina.

Se realizó un análisis de alternativas de solución para cada una de las funciones principales para realizar el formado del alambre, posteriormente se elaboró el bosquejo para tener un panorama más amplio de la conformación de cada uno de los elementos que contendrá la máquina. Posteriormente se desarrollaron los cálculos en los cuales se utilizó la metodología descrita en el apartado 7, en el cual se establece cómo calcular la fuerza y par de torsión requerido para girar el husillo sinfín para desplazar el carro porta cilindros. Además se determinó de manera experimental la fuerza necesaria para lograr la formación del alambre utilizando cilindros neumáticos y aplicando diferentes presiones, de esta manera fue posible obtener la fuerza óptima para el formado del alambre.

Para finalizar el proyecto se elaboraron los esquemas de los elementos que conforma la máquina formadora de alambre los cuales servirá para su futura fabricación.

4. Conclusiones

En el presente proyecto fue posible elaborar una propuesta de un sistema formador de alambre para fabricación de estatores cumpliendo con los requerimientos del cliente, de los cuales los más

importantes eran, contar con tecnología propia, sin perder de vista el requerimiento que se necesitaba que la máquina fuera más económica respecto a la máquina que actualmente se encuentra en el mercado.
En la elaboración de la propuesta del sistema formador de alambre para fabricación de estatores se analizaron diferentes alternativas de solución para el formado del alambre, que de acuerdo al análisis que se realizó fue posible observar que lo más económico y eficiente eran los cilindros neumáticos.
Se realiza la propuesta del sistema formador de alambre para fabricación de estatores utilizando cilindros neumáticos, buscando la manera en que se empleen el menor número posible de cilindros y de esta manera contribuir a reducir el costo de la máquina.
Fue posible la elaboración de la propuesta del sistema formador de alambre para fabricación de estatores con 4 de cilindros neumáticos, siendo este número de cilindros inferior al número de cilindros que utiliza actualmente la máquina existente en el mercado, que trabaja con 55 cilindros neumáticos.
Con la disminución del número de cilindros se logrará un ahorro importante en el diseño de la máquina y posteriormente en la fabricación de la misma.
Se espera que a corto plazo se fabrique esta máquina y así poder realizar los ajustes que pudiesen ser necesarios.

5. Referencias

[1] Budynas Richard G., Nisbett J. Keith. 2008. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. México. Octava edición. Editorial Mc Graw Hill. China

[2] Norton Robert L. (1999). Diseño de Máquinas. México. Primera edición, Prentice Hall Hispanoamericana, S. A., México.

[3] http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/dinamica/rozamiento/general/rozamiento.htm 18/02/2012

Agradecimientos

Los autores agradecen el apoyo recibido por el Universidad Tecnológica de San Luis Potosí para la realización del proyecto presentado, así como para la participación en el Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica, CAIM 2012.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

CÁLCULO DE COJINETES PLANOS, COMPARACIÓN ENTRE LOS MÉTODOS DE OCVIRK Y RAIMONDI & BOYD.

Lukjaniec, Antonio José*; Piacentini, Nelso Raul; Aranda, Jesús Sebastián; Zevallos, Gonzalo

Facultad de Ingeniería, Universidad de Morón.
CABILDO 134 – (B1708JPD) MORON – Pcia. Bs. As.. alukjaniec@unimoron.edu.ar.

RESUMEN

Los desarrollos de cojinetes de deslizamiento se basan en las expresiones de Petroff (1883) con hipótesis de concentricidad entre gorron y cojinete, Reynolds (1886) y la solución de Sommerfeld (1904) con hipótesis de longitud infinita.
Ocvirk y DuBois (año 1955) trabajaron sobre cojinetes cortos planteando la solución de la Ecuación de Reynols con la hipótesis de cojinete infinitamente corto, planteando que los cojinetes reales se pueden calcular a partir de los resultados de esta solución.
El trabajo basado en los estudios de Raimondi & Boyd (año 1958), surgió por la resolución numérica de la Ecuación de Reynolds aplicados a cojinetes parciales y completos, de longitud finita, que para diferentes relaciones de Longitud a Diámetro (L/D) y distintas excentricidades resultaron en una serie de Gráficos, los que permiten el cálculo de las condiciones de funcionamiento (caudales de lubricante, potencia perdida por fricción, etc.).
A partir de estos estudios se determina la temperatura con que el lubricante deja el cojinete. Ambos desarrollos presentan resultados de ensayos realizados sobre cojinetes con relaciones L/D de ¼, ½ y 1.
El trabajo presentado muestra un método planificado y sistemático, basándose en el análisis de Ocvirk y DuBois y los trabajos de Raimondi y Boyd para conseguir las condiciones de funcionamiento a partir de las dos lineas desarrolladas.
Haciendo el balance térmico entre el calor generado por fricción hidráulica y el calor retirado por la circulación del lubricante, se determina para viscosidades de funcionamiento propuestas, las temperaturas de trabajo del lubricante, graficándose la curva operativa del cojinete.
El cruce de estas líneas operativas con las curvas de variación de viscosidad en función de la temperatura, de los lubricantes, se elige el aceite adecuado o, si las condiciones lo exigieran, la variación dimensional que debería realizarse.
Los resultados por aplicación de ambas lineas desarrolladas se muestran en este trabajo.

Palabras Claves: Cojinetes, Petroff, Sommerfeld, Ocvirk, Raimondi & Boyd.

1. INTRODUCCIÓN

Los textos actualmente utilizados para explicar del tema cojinetes de deslizamiento, en la materia Elementos de Máquinas (Shigley, Spots, Faires,etc), se basan en los resultados de los desarrollos realizados por Raimondi y Boyd, que se plasmaron en los gráficos y tablas que vinculan diferentes variables adimensionales con el Nº de Sommerfeld, el que se obtiene con la hipótesis de cojinetes de longitud infinita.[1,2,3,4]

Utilizando los gráficos publicados es posible obtener: el coeficiente de fricción hidráulica, el incremento de temperatura del lubricante, el caudal de lubricante que sale por ambos extremos del cojinete y otros elementos que pueden ser útiles para el análisis de funcionamiento del cojinete que se quiere estudiar, en función de la variable de Sommerfeld para diferentes relaciones de L/D (Largo/Diámetro).

En el libro Diseño de Máquinas de Robert L. Norton, el tema de cojinetes es tratado en base a los trabajos desarrollados por Ocvirk, planteando que en la mayoría de las aplicaciones los cojinetes son cortos, con una relación L/D que no supera el valor 1,25. [5]

La ventaja que presenta este desarrollo, es la no utilización de gráfico alguno, sino que son todas expresiones matemáticas de desarrollo teórico o aproximaciones empíricas.

En esta linea, hemos presentado, en el 2º Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica (II CAIM2010) llevado a cabo en San Juan, un trabajo sobre el comportamiento de cojinetes cortos [6], el cual ha sido tomado como base para plantear este proyecto, basado en las expresiones resultantes del trabajo presentado en el REPORT 1157 de Ocvirk y DuBois. [7]

El trabajo plantéa el análisis del equilibrio entre el calor que se genera por rozamiento hidráulico del aceite utilizado para lubricar el cojinete y el calor que se supone disipado por la circulación del mismo lubricante, obteniendo la temperatura del aceite en función de la viscosidad tomada como hipótesis de funcionamiento.

Este análisis de equilibrio térmico se realiza utilizando los resultados de los estudios publicados por Ocvirk y Dubois, con la condición de cojinete corto y comparándolos con los resultados que se obtienen utilizando las conclusiones y gráficos donde se calculan las variables de funcionamiento de cojinetes por aplicación de los resultados publicados por Raimondi y Boyd.

Este trabajo comenzó instruyendo a los alumnos investigadores incluidos, en el uso del TKSolver como herramienta informática a utilizar. Luego se transformaron los gráficos de Raimondi y Boyd en tablas que son utilizadas en el desarrollo.

Se realizaron los cálculos en base a las expresiones que surgen del desarrollo con criterio de Ocvirk para cojinetes cortos.

Se realizaron los cálculos en base a las expresiones, gráficos y tablas que surgen de los trabajos de Raimondi y Boyd.

Se compararon de los resultados de ambos métodos.

2. DESARROLLO SIGUIENDO EL MÉTODO DE OCVIRK

De acuerdo a lo desarrollado en el trabajo presentado en el IICAIM2010 se han calculado las condiciones de funcionamiento mediante la aplicación del método de la Línea Opearativa, en tres cojinetes de diámetro 50 mm y relaciones de largo a diámetro 1, 0,5 y 0,25 respectivamente. En los dos primeros casos se mantuvo el rango de los valores de la variable adimensional de Sommerfeld para ambas relaciones. Para el tercero se han cambiado estos parámetros, con la premisa de que el Nº de Ocvirk no supere el valor 100, recomendación realizada por DuBois [1], para asegurar que la excentricidad relativa no supere el valor ε=0,93.

Las expresiones que acontinuación se visualizan son las que se utilizaron, utilizando la planilla “Rules” del TKSolver. (Tabla 1)

La Tabla 2 muestra las variables utilzadas, su definición, los valores correspondientes y sus unidades. Las unidades de las variables que se muestran no siempre son las utilizadas en los cálculos. Esta característica es una ventaja que permite TKSolver.

Tabla 1 *Hoja de Reglas del Cálculo.*

Status	Rule
Satisfied	P/(l*d)=Pmed
Satisfied	rel=d/l
Satisfied	S=((η*n)/Pmed)*(d/cd)^2
Satisfied	On=(1/S)*(d/l)^2
Satisfied	ε=,21394+,38517*LOG(On)-,0008*(On-60)
Satisfied	Φ=ATAN(PI()*SQRT(1-ε^2)/(4*ε))
Satisfied	e=ε*cd/2
Satisfied	Ts=η*PI()^2*d^3*l*n/(cd*SQRT(1-ε^2))
Satisfied	Tr=Ts+P*e*SIN(Φ)
Satisfied	Θ=2*PI()*Tr*n
Satisfied	Qs=2*PI()*ε*n*(d/2)*cd*l
Satisfied	ts=t1+Θ/(J*ρ*Cp*Qs)
Satisfied	η10=η01*e()^(b10/((ts*1,8)+127))

Tabla 2 *Hoja de Variables .*

Status	Input	Name	Output	Unit	Comment
	2000	P		N	Carga sobre el cojinete
	1	rel			Relacion diametro/largo
		l	50	mm	Longitud del cojinete
	50	d		mm	Diametro del cojinete
		Pmed	,8	MPa	Presion media
L		S	,09375		Variable de Sommerfeld
L		On	10,6666667		Numero de Ockvirk
L	3	η		cP	Viscosidades de calculo
	1500	n		rpm	Velocidad de giro del gorron del arbol
	,05	cd		mm	Huelgo diametral
LF		ε	,64937249		Excentricidad relativa
L		Φ	,743629996		Angulo entre linea de centros y recta de acccion de la carga
L		e	,016234312	mm	Excentricidad absoluta
L		Ts	,121671442	N-m	Par estacionario sobre el cojinete
L		Tr	,143651535	N-m	Par total que se opone al movimiento sobre el gorron
L		Θ	22,5647304	watts	Potencia perdida en el cojinete
L		Qs	6,3752E-6	m^3/s	Caudal de salida del lubricante
L		ts	52,1946024	oC	Temperatura de salida del lubricante
	50	t1		oC	Temperatura de alimentacion del lubricante
	1	J		N-m/N-m	Equivalente mecanico de calor (N-m/N-m)
	9000	ρ		N/m^3	Densidad del Aceite. Varia de 8450 N/m^3 a 9200 N/m^3
	,420015192	Cp		Btu/(lb*oF)	Calor especifico del lubricante
L		η10	1,84589408	cP	Viscosidad de Aceite SAE 10
	,108937161	η01		cP	Viscosidad de referencia Aceite SAE 10
	625,277778	b10		oC	Constante b de referencia Aceite SAE 10

Partiendo de las dimensiones del conjunto gorrón-cojinete y de las condiciones de funcionamiento se calculan la presión media “Pmed”, la variable adimensional de Sommerfeld “S”, y el factor de carga o Numero de Ocvirk “On”:

$$\frac{P}{l \cdot d} = Pmed \tag{1}$$

$$S = \left[\frac{\eta \cdot n}{Pmed}\right] \cdot \left[\frac{d}{cd}\right]^2 \tag{2}$$

.:

$$On = \left[\frac{Pmed}{\eta \cdot n}\right] \cdot \left[\frac{d}{l}\right]^2 \cdot \left[\frac{cd}{d}\right]^2 \tag{3}$$

Es posible vincular el Número de Ocvirk con la variable de Sommerfeld:

$$On = \left[\frac{1}{S}\right] \cdot \left[\frac{d}{l}\right]^2 \tag{4}$$

La excentricidad relativa vinculada experimentalmente con el Número de Ocvirk es [illegible]

$$\varepsilon = ,21394 + ,38517 \cdot LOG(On) - ,0008 \cdot (On - 60) \tag{5}$$

A partir de [illegible]e calcula la excentricidad absoluta “e”, la posición angular entre la línea de acción de la carga P y el lugar de mínimo espesor de película “ϕ”, el par estacionario sobre el cojinete “Ts”, el par total que se opone al movimiento del gorrón “Tr”, el caudal de salida del lubricante “Qs” y la temperatura de salida del lubricante “ts”:

$$e = \frac{\varepsilon \cdot cd}{2} \tag{6}$$

$$\Phi = ATAN\left[\frac{\pi \cdot \sqrt{1 - \varepsilon^2}}{4 \cdot \varepsilon}\right] \tag{7}$$

$$Ts = \frac{\eta \cdot \pi^2 \cdot d^3 \cdot l \cdot n}{cd \cdot \sqrt{1 - \varepsilon^2}} \tag{8}$$

$$Tr = Ts + P \cdot e \cdot SIN(\Phi) \tag{9}$$

$$\Theta = 2 \cdot \pi \cdot Tr \cdot n \tag{10}$$

$$Qs = 2 \cdot \pi \cdot \varepsilon \cdot n \cdot \left[\frac{d}{2}\right] \cdot cd \cdot l \tag{11}$$

$$ts = t1 + \frac{\Theta}{J \cdot \rho \cdot Cp \cdot Qs} \tag{12}$$

A continuación y en base las expresiones arriba explicitadas, se describe el diagrama de flujo del cálculo que se desarrolla para obtener las condiciones de funcionamiento del conjunto gorrón-cojinete/lubricante, partiendo conjunto de datos del cojinetes y los valores de viscosidad a que se supone que trabajará el aceite de lubricación:

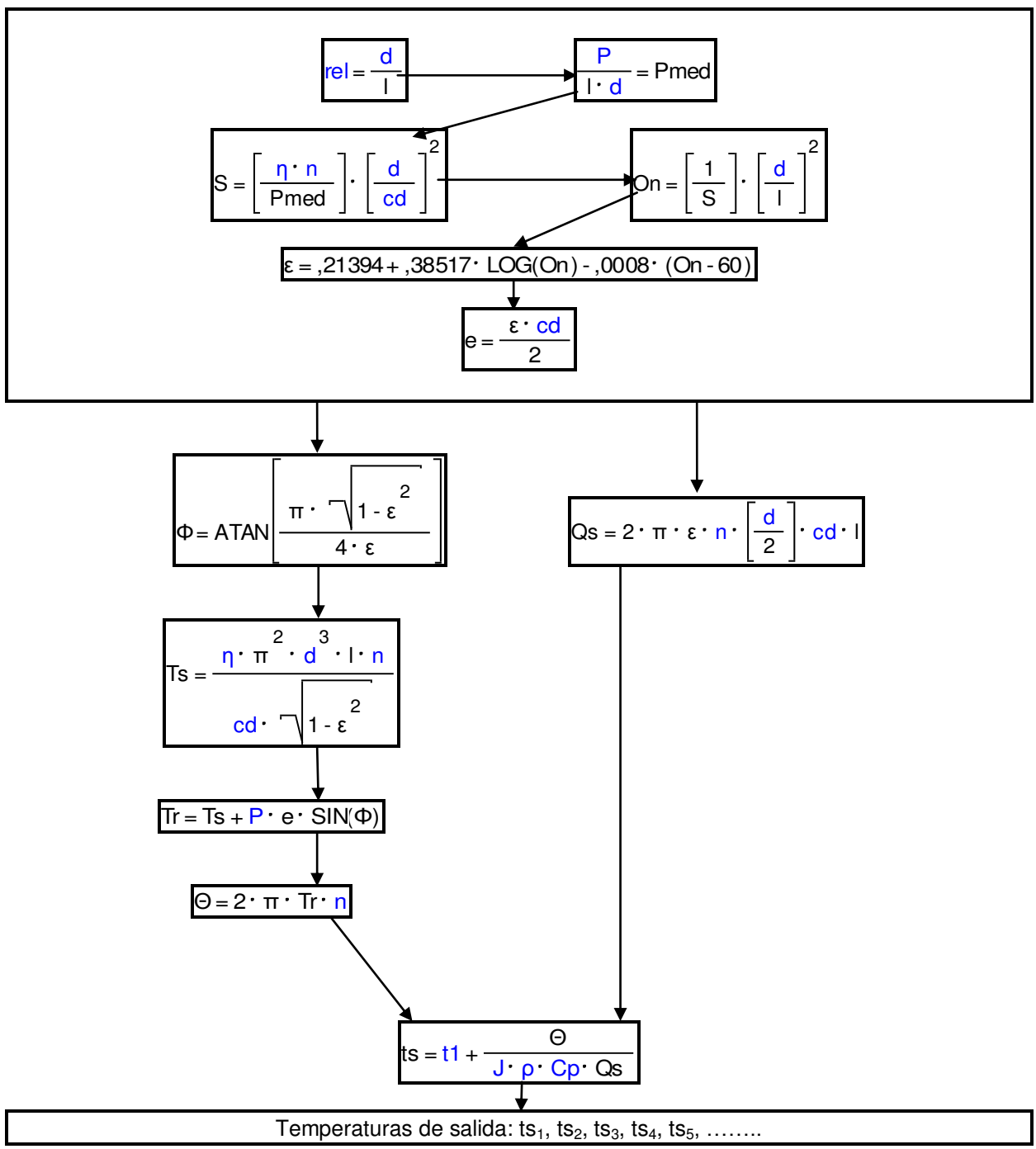


Figura 1 *Detalle del flujo de cálculo.*

Se completa el análisis, realizando el grafico de los valores de las temperaturas de salida del lubricante para cada una de las diferentes viscosidades hipotéticas de funcionamiento, lo que determinará una curva que denominamos “Línea Operativa del Cojinete” (ver Figura 2).

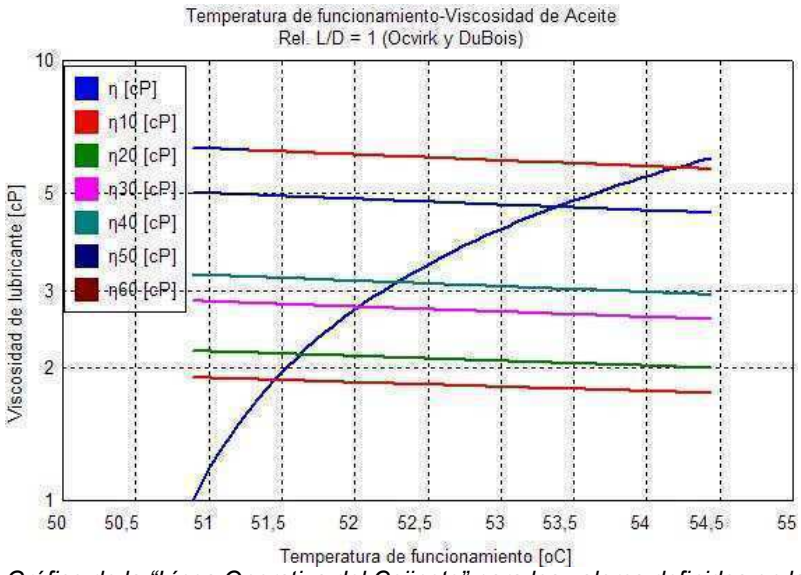


Figura 2 *Gráfico de la "Línea Operativa del Cojinete" para los valores definidos en la Tabla 2.*

La intersección de la línea operativa con las curvas que determinan la variación de viscosidad de diferentes aceites lubricantes en función de las temperaturas de funcionamiento, definen la viscosidad y temperatura a la que trabajará el aceite en el cojinete.
El trabajo puede completarse calculando el caudal de aceite que debemos reponer, la excentricidad entre gorrón y cojinete y el espesor mínimo de película lubricante, comparándolo con las asperezas de la terminación superficial de los elementos.

3. DESARROLLO SIGUIENDO EL MÉTODO DE RAIMONDI & BOYD

Las expresiones que acontinuación se visualizan son las que se utilizaron, utilizando la planilla "Rules" del TKSolver. (Tabla 1)
La Tabla 2 muestra los valores de las variables utilzadas y las unidades que se muestran, las que no siempre son las utilizadas en el desarrollo.

Tabla 3 *Hoja de Reglas del Cálculo.*

Status	Rule
Sati	S=((η*n)/Pmed)*(d/cd)^2
Sati	Δt=Δ*Pmed/(J*ρ*Cp)
Sati	tsr=t1+Δt
Sati	H=P*d*n*f
Sati	f=F*cd/d
Sati	Qc=Q*d*cd*n*l/4
Sati	Qs=qs*Qc
Sati	η10=η01*e()^(b10/((tsr*1,8)+127))

Tabla 4 *Hoja de Variables .*

Status	Input	Name	Output	Unit	Comment
	300	P		N	Carga sobre el cojinete
	4	rel			Relacion diametro/largo
		l	12,5	mm	Longitud del cojinete
	50	d		mm	Diametro del cojinete
		Pmed	,48	MPa	Presion media
L		S	,520833333		Variable de Sommerfeld
L	3	η		cP	Viscosidades de calculo
	5000	n		rpm	Velocidad de giro del gorron del arbol
	,05	cd		mm	Huelgo diametral
L		Δt	8,92889439	oC	Incremento de temperatura del lubricante
L	30	Δ			Δ=(J.ρ.Cp.Δt/Pmed) "Se obtiene grαficamente"
	1	J		N-m/N-m	Equivalente mecαnico de calor (N-m/N-m)
	9000	ρ		N/m^3	Densidad del Aceite. Varia de 8450 N/m^3 a 9200 N/m^3
	,42	Cp		Btu/(lb*oF)	Calor especifico del lubricante
L		tsr	58,9288944	oC	Temperatura de salida del lubricante
	50	t1		oC	Temperatura de alimentacion del lubricante
L		H	17,5	N-m/sec	Potencia consumida por friccιn
L		f	,014		Coeficiente de friccιn
L	14	F			F=f.(d/cd) Coef. de fric. relativo."Se obtiene grαficamente"
L		Qc	12,1875	dm^3/hr	Caudal circunferencial del lubricante a traves del huelgo
L	5,2	Q			[Q=Qc/(d.cd.n.l/4)] "Se obtiene grαficamente"
L		Qs	10,2375	dm^3/hr	Caudal lubricante que fluye por ambos extermos del cojinete
L	,84	qs			(qs=Qs/Qc) "Se obtiene grαficamente"
L		η10	1,5932603	cP	Viscosidad de Aceite SAE 10
	,108937161	η01		cP	Viscosidad de referencia Aceite SAE 10
	625,277778	b10		oC	Constante b de referencia Aceite SAE 10

Partiendo de las dimensiones del conjunto gorrón-cojinete y de las condiciones de funcionamiento se calculan la presión media “Pmed” (ec. 1), la variable adimensional de Sommerfeld “S” (ec. 2), graficamente se puede obtener el valor del incremento adimensional de temperatura“*Δ*” y con estos valores el incremento de temperatura del lubricante “*Δ*t” y finalmente la temperatura de salida del aceite “tsr”:

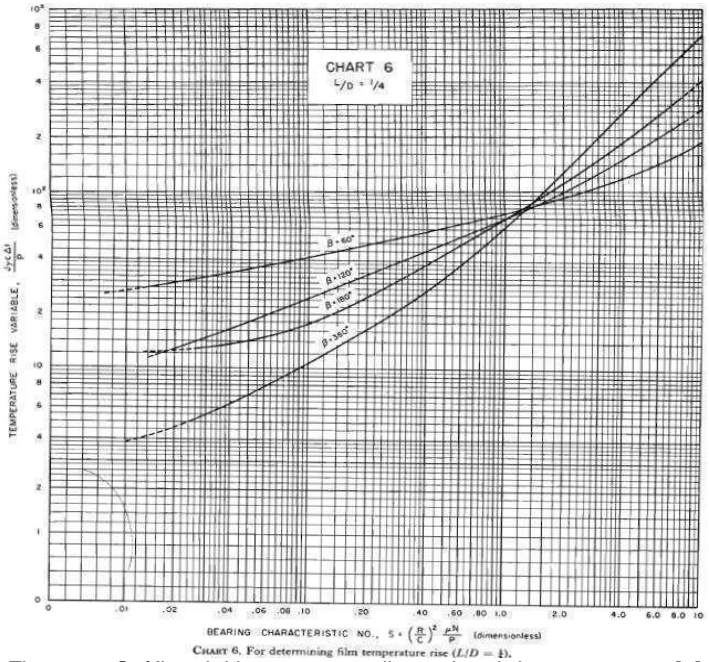


Figura 3 *Gráfico del incremento adimensional de temperatura* [2]

$$\Delta t = \frac{\Delta \cdot Pmed}{J \cdot \rho \cdot Cp} \quad (13)$$

$$tsr = t1 + \Delta t \quad (14)$$

A continuación y en base las expresiones arriba explicitadas, se describe el diagrama de flujo del cálculo que se desarrolla para obtener las condiciones de funcionamiento del conjunto gorrón-cojinete/lubricante, partiendo conjunto de datos del cojinetes y los valores de viscosidad a que se supone que trabajará el aceite de lubricación:

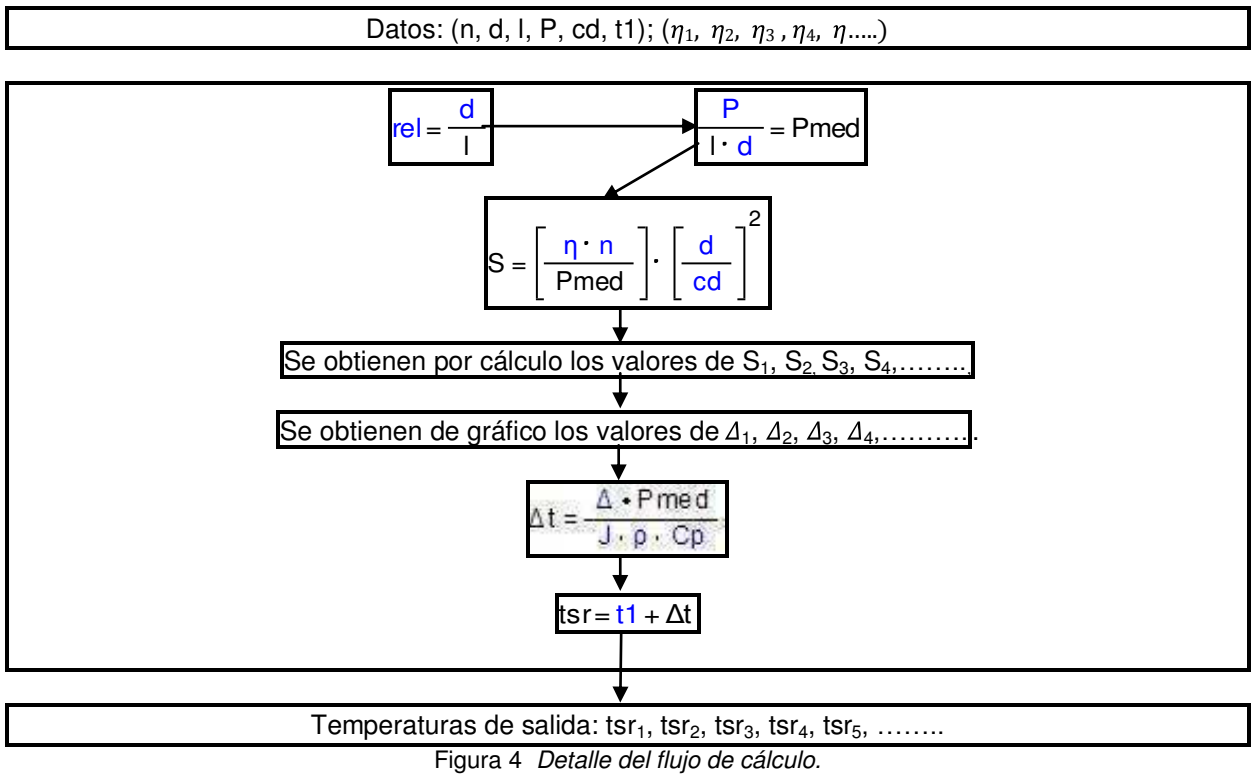


Figura 4 *Detalle del flujo de cálculo.*

Como con el método anterior se determinará una curva que denominamos "Línea Operativa del Cojinete" (ver Figura 5).

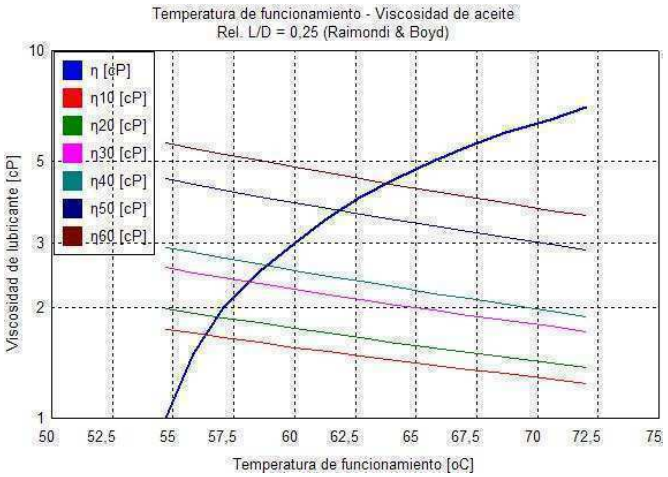


Figura 5 *Gráfico de la "Línea Operativa del Cojinete" para los valores definidos en la Tabla 4.*

Como con el método anterior la intersección de la línea operativa con las curvas que determinan la variación de viscosidad de diferentes aceites lubricantes en función de las temperaturas de funcionamiento, definen la viscosidad y temperatura a la que trabajará el aceite en el cojinete.
El trabajo puede completarse calculando el caudal de aceite que debemos reponer, la excentricidad entre gorrón y cojinete y el espesor mínimo de película lubricante, comparándolo con las asperezas de la terminación superficial de los elementos.

4. COMPARACIÓN DE LOS GRÁFICOS OBTENIDOS

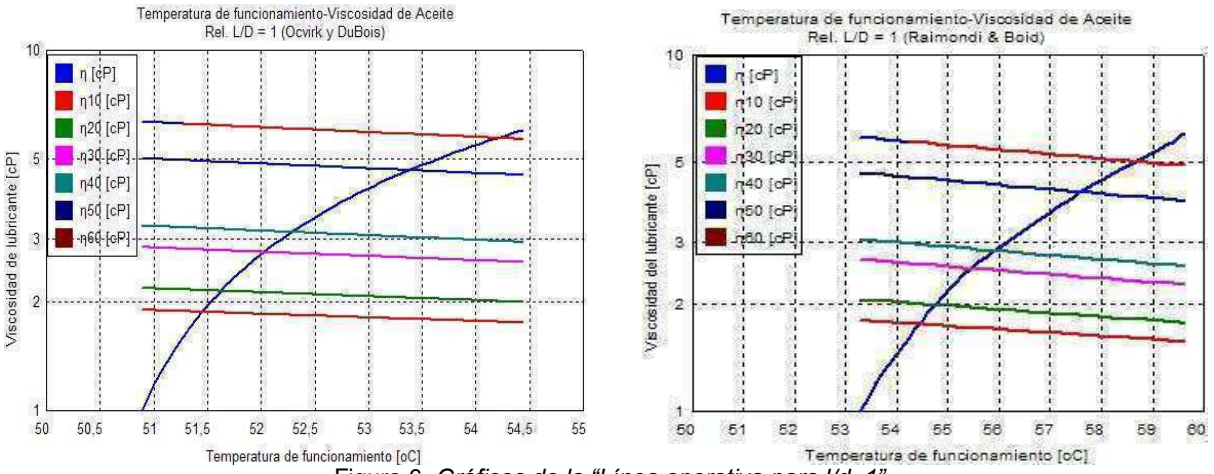


Figura 6 *Gráficos de la "Línea operativa para l/d=1"*

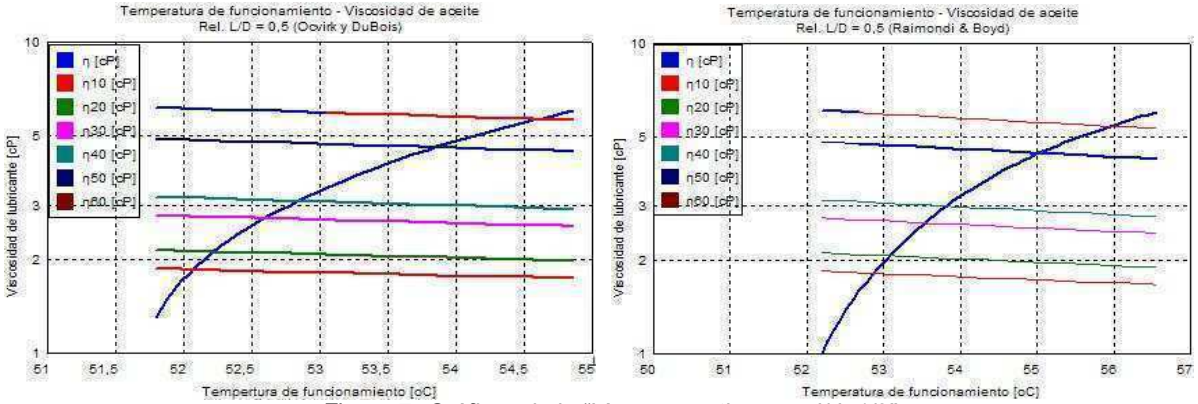


Figura 7 *Gráficos de la "Línea operativa para l/d=1/2"*

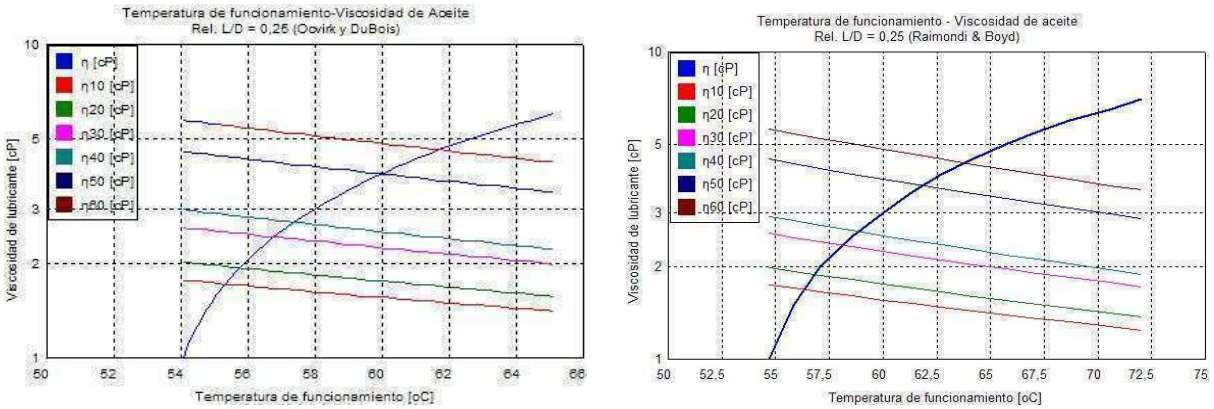


Figura 8 *Gráficos de la "Línea operativa para l/d=1/4"*

Ubicamos a un mismo nivel horizontal los gráficos obtenidos para cada método de cálculo, que corresponden a cojinetes de iguales dimensiones y que están trabajando con las mismas condiciones de carga y velocidad

5. CONCLUSIONES.

De la comparación de los gráficos correspondientes a iguales relaciones largo/diámetro del cojinete se puede observar que, para una condición de funcionamiento con Aceite SAE 60 resulta:

Tabla 5 *Hoja de comparación de resultados.*

Relación l/d	Temp. De Lubricante Según Ocvirk ºC	Temp. De Lubricante S/ Raimondi y Boyd ºC	Diferencia de Temperaturas ºC
1	54,2	58,6	4,4
1/2	54,6	56,0	1,4
¼	61,8	63,6	1,8

Se puede observar que la diferencia de temperaturas para las relaciones l/d mas bajas disminuye, coincidiendo con el hecho de que Ocvirk desarrollo su estudio basándose en la hipótesis de cojinete corto.
Para relaciones más grandes, el método de Raimondi y Boyd es más preciso pero muy trabajoso al tener que buscar los valores en gráficos.

6. REFERENCIAS.

[1] A. A. Raimondi & John Boyd (1958): A Solution for the Finite Journal Bearing and its Application to Analysis and Design: I, A S L E Transactions, 1:1, 159-174

[2] A. A. Raimondi & John Boyd (1958): A Solution for the Finite Journal Bearing and its Application to Analysis and Design: II, A S L E Transactions, 1:1, 175-193

[3] A. A. Raimondi & John Boyd (1958): A Solution for the Finite Journal Bearing and its Application to Analysis and Design: III, A S L E Transactions, 1:1, 194-209

[4] Richard G. Budynas y Keith Nisbett. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava Edición. Mc Graw Hill. Impreso en México. 611-630

[5] Robert.L. Norton. (1999). *Diseño de Máquinas*. México. Primera Edición. Prentice Hall. Impreso en México. 658-664

[6] Antonio J. Lukjaniec, Nelso Piacentini y Juan C. Lopez. (2010). "CÁLCULO DE COJINETES CORTOS UTILIZANDO EL CRITERIO DE OCVIRK. IICAIM2010

[7] DuBois, George B. & Ocvirk, Fred. W. (1952). "ANALITICAL DERIVATION AND EXPERIMENTAL EVALUATION OF SHORT-BEARING APPROXIMATION FOR FULL JOURNAL BEARINGS". REPORT 1157, NACA*. Volumen, número de fascículo, páginas*. Lugar de publicación. 1199-1230

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

Análisis de las Variaciones Geométricas de una Suspensión de Automóvil Deportivo, su Influencia en el Centro de Rolido y Estabilidad.

Isoglio, Rosana Beatriz

Penisi, Osvaldo Hugo (Profesor Asesor de Proyecto)

Instituto de Mecánica Aplicada – Facultad de Ingeniería – Universidad Nacional de San Juan.
Av. Libertador Gral. San Martín 1109 oeste San Juan, Argentina
E- mail: rosanaisoglio@hotmail.com ; openisi@unsj.edu.ar

RESUMEN.
Hoy en día, se dispone de poco tiempo para realizar pruebas previas a la competencia en un determinado autódromo. Por ello en el medio automovilístico se conoce la importancia que tiene el poder llegar al período oficial de pruebas con la puesta a punto en la suspensión lo más próxima posible a la necesaria para lograr un desplazamiento estable del vehículo en el trazado del autódromo.
Para lograr este objetivo es necesario poder definir la configuración geométrica de la suspensión más acorde a cada trazado en el taller propio.
En el siguiente trabajo se abordara la problemática de definir que configuración geométrica de la suspensión se debe utilizar en un determinado autódromo. El trabajo se realizará para la suspensión de paralelogramo deformable que es la configuración mas utiliza en los vehículos de competición, tanto en el eje trasero como delantero.
Para ello, se realizara la determinación del centro de rolido de cada suspensión en diversas configuraciones geométricas de la misma mediante un análisis gráfico, debido a la influencia que este tiene en la estabilidad del vehículo de competición. El análisis de la ubicación relativa de este parámetro permitirá seleccionar la configuración más conveniente para cada característica particular de un autódromo dado.
De esta manera se lograra determinar mediante el análisis del centro de rolido la relación que existe con la estabilidad que poseerá el vehículo de competición, y así poder determinar la configuración geométrica adecuada para transitar el trazado del autódromo con la mejor estabilidad posible del vehículo, quedando solamente la verificación en pista durante las pruebas oficiales.

Palabras Claves: Suspensión de paralelogramo deformable, estabilidad, centro de rolido, centro de gravedad.

UTN.BA
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

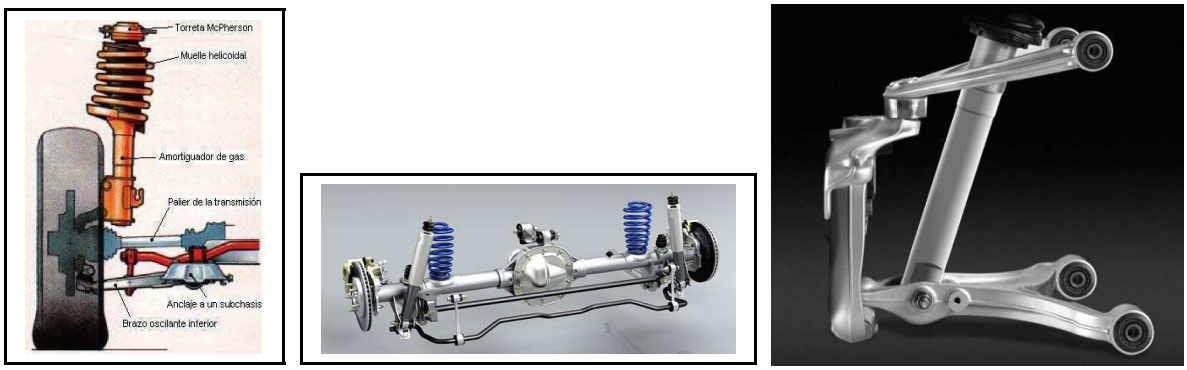
FORO DOCENTE DEL AREA MECANICA DE LAS INGENIERIAS
FoDAMI

1. INTRODUCCIÓN.

Hoy en día en el ambiente de las competencias automovilísticas existe la problemática de tener restricciones del número de pruebas de puesta a punto en los autos de competición entre las competencias. Es por ello que se debe poder llegar a la competencia con la configuración de puesta a punto más cercana a la óptima para el circuito determinado. Es por ello que la gente que se dedica al automovilismo pasa largas horas tratando de poder implementar algún tipo de análisis para obtener la mejor puesta a punto para la competencia.

Una de las problemáticas es la de definir que configuración geométrica de las suspensiones se debe utilizar en un determinado autódromo, para poder conseguir la mejor estabilidad de un automóvil de competición.

Existen diversos tipos de suspensiones que se pueden utilizar en un vehículo tales como Mac Pherson, paralelogramo deformable, eje rígido. En la Figura 1 se representan cada una de ellas.



a) b) c)

Figura 1: Tipos de suspensiones; a) Mac Pherson b) Eje Rígido c)Paralelogramo deformable

Por la variedad de suspensiones que existen se debió hacer un análisis previo, de qué tipo de suspensión es la más utilizada en las competencias de nuestro país. Se estableció que la suspensión de paralelogramo deformable es el tipo de suspensión que más se usa en las categorías nacionales. Por lo tanto el análisis se realizará para la suspensión de paralelogramo deformable que es la configuración mas utiliza en los vehículos de competición, tanto en el eje trasero como delantero.

Se analizara en cada caso la influencia del centro de rolido con respecto a la estabilidad. Se considera que un vehículo es estable cuando mayor es su insensibilidad a las fuerzas perturbadoras que tienden a modificar su trayectoria y cuanto mayor es su capacidad para seguir la trayectoria impuesta por el conductor, cualquiera sea el estado meteorológico y del trazado [4]. Cabe destacar que según la configuración de la suspensión se tendrán diferentes centros de rolido en cada caso. El centro de rolido es un parámetro que queda definido según la geometría de la suspensión, dependiendo de la altura a la cual se ubique en el vehículo, se establecerá el grado de estabilidad que se podrá lograr en el automóvil de competición.

En el medio automovilístico se conoce la importancia que tiene el poder llegar al período oficial de pruebas con la puesta a punto en la suspensión lo más próxima posible a la necesaria para lograr un desplazamiento estable del vehículo en el trazado del autódromo. Para lograr este objetivo es necesario poder definir la configuración geométrica de la suspensión más acorde a cada trazado en el taller propio y luego realizar solamente una verificación de la misma en el autódromo que se realizara la competencia.

En el siguiente trabajo se abordara la problemática de manera gráfica para poder determinar el centro de rolido en un automóvil de competición. Al conocer este parámetro se logrará analizar la estabilidad del vehículo, de tal manera de poder acortar los tiempos de ensayo para la puesta a punto del automóvil de competición.

2. ANÁLISIS DE SUSPENSIONES.

Su función es la de suspender y absorber los movimientos bruscos que se producirían en la carrocería, por efecto de las irregularidades que presenta el camino, proporcionando una marcha suave, estable y segura. Los elementos de la suspensión han de ser lo suficientemente resistentes y elásticos para aguantar las cargas a que se ven sometidos sin que se produzcan deformaciones permanentes ni roturas y también para que el vehículo no pierda adherencia con el suelo. [1]
Debido a la gran variedad de tipos de suspensión que se pueden utilizar en un vehículo se debió hacer un análisis previo de qué tipo de suspensión es más utilizada en las competencias de nuestro país. En la Tabla 1 se puede observar que tipo de suspensión mayoritariamente es utilizada en cada una de las competencias a nivel nacional.

Tabla 1: Tipo de suspensiones usadas en vehículos de competición según la categoría

Categoría	Eje Delantero	Eje trasero
TC 2000	Paralelogramo deformable	Paralelogramo deformable
TOP RACE	Paralelogramo deformable	Paralelogramo deformable
TURISMO CARRETERA	Paralelogramo deformable	Eje rígido
TURISMO NACIONAL	Paralelogramo deformable	Eje rígido

La suspensión de paralelogramo deformable es la más utilizada en nuestro país en las competencias a nivel nacional, tanto en el tren delantero como para el trasero. Esta suspensión también se denomina: suspensión por trapecio articulado ó suspensión de triángulos superpuestos.
La suspensión de paralelogramo deformable está formada por dos brazos, uno superior y otro inferior, a los cuales también se los llama trapecios o parrilla, además de contar con bastidor, rotula, amortiguador, espiral, todos los elementos que la componen se pueden observar en la figura 2.

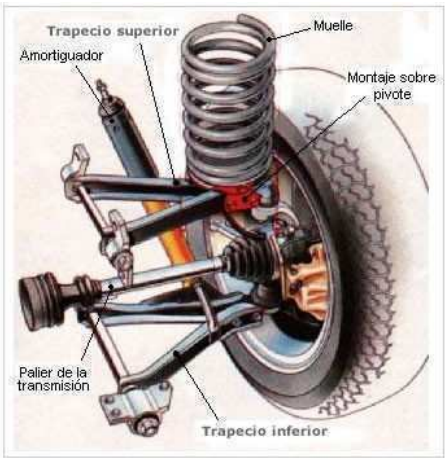


Figura 2 Suspensión de paralelogramo deformable

Al observar una suspensión de paralelogramo deformable se aprecia que se pueden lograr diversas configuraciones geométricas como ser:
Brazos no paralelos de distinta longitud
Brazos no paralelos de igual longitud
Brazos paralelos de igual longitud
Brazos paralelos de distinta longitud [3]

Cuando un vehículo pasa por una imperfección del piso, se produce un golpe en la rueda que se transmite por medio de los ejes al chasis y provoca movimientos oscilatorios. Los tres tipos de movimientos oscilatorios se ven reflejados en los ejes del vehículo. Los cuales son balanceo (eje

longitudinal) guiñada (eje vertical) cabeceo (eje transversal). En la figura 3 se pueden observar cada uno de estos movimientos oscilatorios.

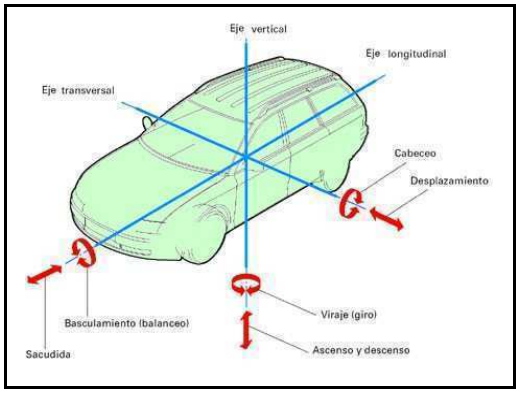


Figura 3 Movimientos oscilatorios en un vehículo

Se analizará las variaciones que provocan las diversas configuraciones de la suspensión de paralelogramo deformable en el Centro de gravedad. Este un punto imaginario en el que se pueden considerar centradas todas las fuerzas que actúan sobre el mismo. Es como si se concentrase toda la masa en ese punto. No es tanta la importancia de su situación, sino la de su altura respecto al piso. Debido a que es importante tener el centro de gravedad lo más bajo posible, ya que a centro de gravedad más alto, hay mayor balanceo del vehículo. Otro parámetro que se debe tener en cuenta es el centro de rolido de la suspensión.
Cuando un coche gira la fuerza centrífuga que actúa a través del centro de gravedad produce una transferencia de pesos que comprime las suspensiones del lado exterior de la curva. Además cuando más grande es el valor de la fuerza centrífuga o la distancia al centro de rolido, tanto mayor será el momento de rolido y la correspondiente inclinación de la carrocería en curvas. [5]

3. DETERMINACIÓN DEL CENTRO DE ROLIDO.

Como se expreso anteriormente el centro de rolido es un parámetro que se define mediante la configuración geométrica de la suspensión. Es por ello que se explicará la manera en la que se determina el centro de rolido. Debido a que la mayoría de los sistemas de suspensión utilizados son simétricos con respecto al plano longitudinal del vehículo, el centro de rolido se encontrara, siempre sobre el plano longitudinal del vehículo.
Para su trazado se debe prolongar con una línea imaginaria los brazos de los trapecios de la suspensión, los cuales se cortarán en un punto imaginario llamado centro instantáneo de rotación. Si ahora se traza una línea desde el punto de contacto de la rueda con el asfalto, definido dicho punto por el plano transversal al neumático; hasta el centro instantáneo de rotación (CIR). El punto de esta línea que corta la vertical que divide al vehículo por la mitad es el centro de balanceo (Cr), y siempre estará por debajo del centro de gravedad. Si unimos los centros de rolido delantero y traseros con una línea, esta será el eje de rolido del automóvil.

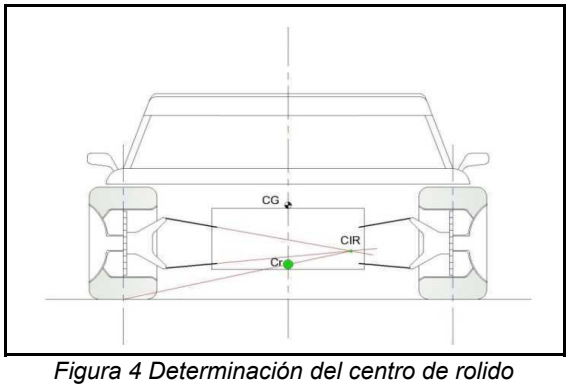


Figura 4 Determinación del centro de rolido

4. DETERMINACIÓN DEL CENTRO DE ROLIDO PARA LAS DIVERSAS CONFIGURACIONES DE LAS SUSPENSIONES DE PARALELOGRAMO DEFORMABLE.

Es por eso que si analizamos gráficamente las diferentes configuraciones geométricas de las suspensiones, podemos determinar con cuál de ellas se lograra una mayor estabilidad del automóvil de competición, sin tener que realizar pruebas en los autódromos para cada una de las modificaciones que se quiera hacer para probar distintas puesta a punto. Solo se verificará en el autódromo si la configuración elegida es la óptima para ese trazado.

4.1Brazos no paralelos de distinta longitud.

Mediante el análisis grafico se puede observar en la siguiente figura que se obtendrá un centro de rolido de la suspensión más bajo cuando la parrilla superior se encuentre inclinada en mayor medida y su dimensión sea menor.

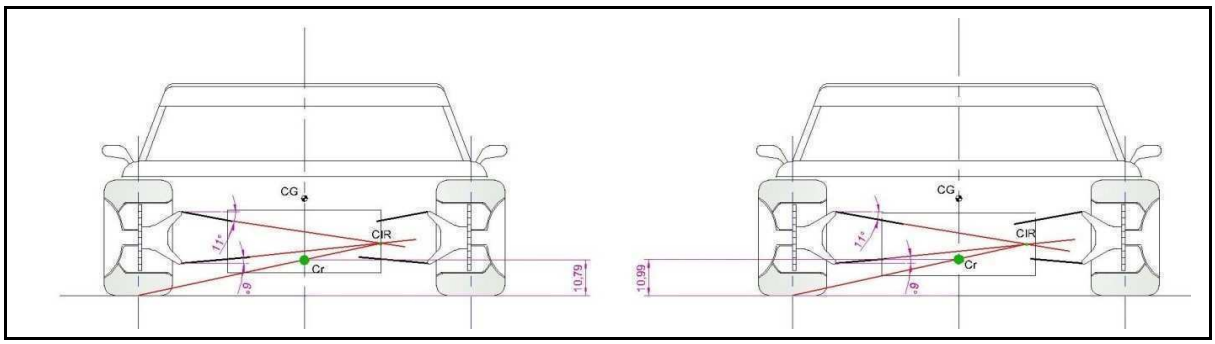


Figura 5 Centro de rolido para brazos no paralelos de distinta longitud

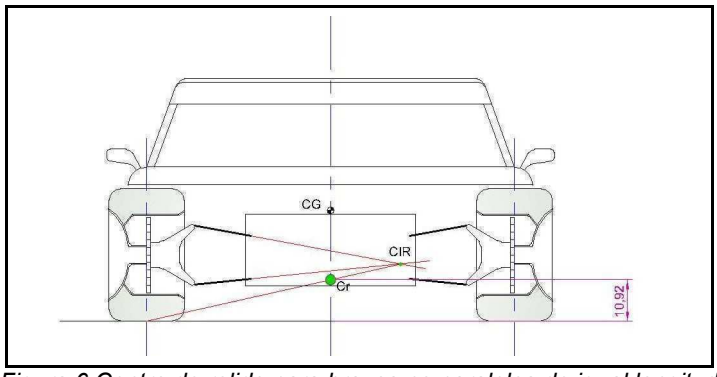


Figura 6 Centro de rolido para brazos no paralelos de igual longitud

4.2 Brazos paralelos de igual longitud.

Se observa que cuando la suspensión tenga sus brazos paralelos el centro de rolido se encontrará en el piso. Logrando de esta manera una mayor distancia al centro de gravedad del vehículo que con brazos no paralelos.

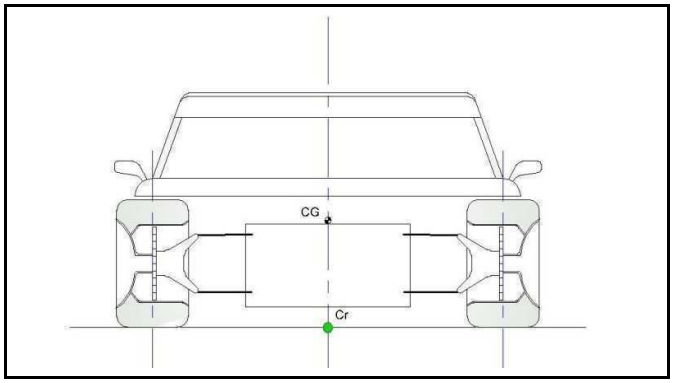


Figura 7 Centro de rolido para brazos paralelos de igual longitud

5. EJEMPLOS DE CR PARA DISTINTOS VALORES ANGULARES DE LOS BRAZOS DE SUSPENSIÓN.

Vamos analizar otras configuraciones de las suspensiones para ver como se ubica el centro de rolido. Por ejemplo en la Figura 8, en la parte superior de la misma, se determino el centro de rolido para una suspensión de paralelogramo con un ángulo de inclinación de la parrilla superior de 11º y para la parrilla inferior de 6. Mientras que en la parte inferior de la figura se observa el centro de rolido para una inclinación inversa de las suspensión. En la cual se puede observar que el centro de rolido se encuentra más cerca del centro de gravedad del vehículo.

.

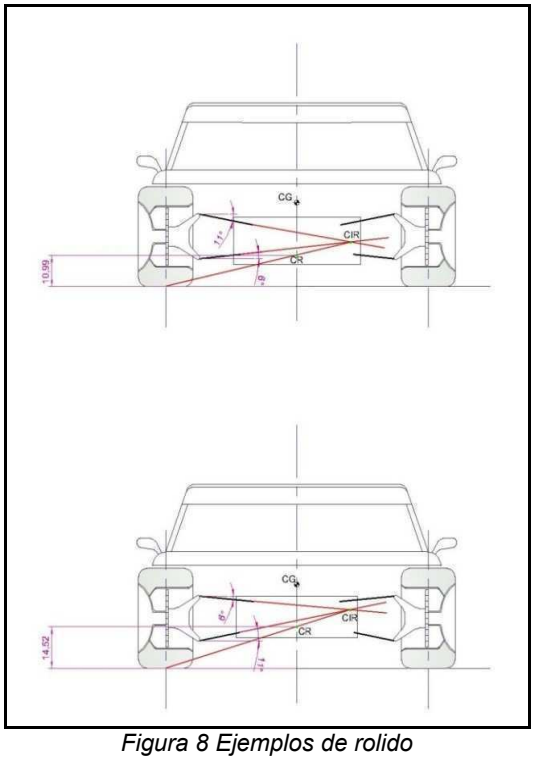


Figura 8 Ejemplos de rolido

En la Figura 9, en la parte superior las parrillas tienen un ángulo de inclinación de 6º y en la parte inferior de la misma; las parrillas poseen una inclinación de 11º. Pudiéndose observar que en el último caso el centro de rolido se encuentra más próximo al centro de gravedad.

UTN.BA
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

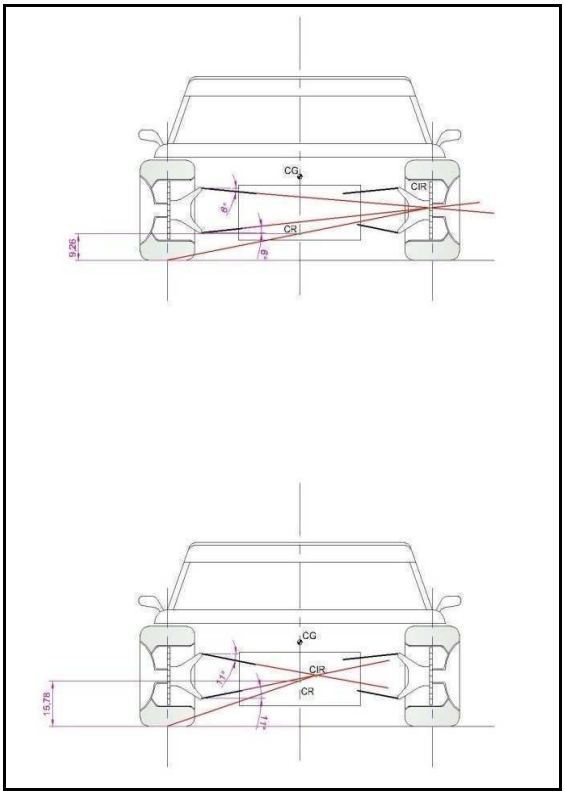


Figura 9 Ejemplos de centros de rolido

6. DISCUSIÓN.

La posición del eje de rolido, con respecto el centro de gravedad, va a depender la estabilidad del coche. A mayor distancia entre el eje de rolido y el centro de gravedad, mayor inclinación alcanzará el vehículo al describir una curva. Porque el momento de rolido será mayor. Es por eso que se debe tratar siempre de tener un centro de gravedad bajo y que el mismo se encuentre cerca del centro de rolido, de tal manera que al doblar no se cargue excesivamente las suspensiones exteriores al radio de giro del vehículo. [5]

Como se observó en la parte inferior de la Figura 7 la distancia del centro de gravedad al centro de rolido es la menor, por lo tanto en este caso se tendrá la mayor estabilidad del vehículo.

7. CONCLUSIONES.

Mediante este artículo se establece que para cumplir con la estabilidad requerida del vehículo que utiliza una suspensión de paralelogramo deformable debe determinarse la posición del centro de gravedad del vehículo y también la ubicación del centro de rolido de la suspensión. Al conocer la ubicación de ambos parámetros podemos establecer la estabilidad que se obtendrá con esa configuración geométrica de la suspensión. Tenemos dos opciones para reducir el balanceo del vehículo, y con ello aumentar la estabilidad. Una de ellas es situar el centro de gravedad los más bajo posible modificando la posición de los elementos movibles y pesados lo más cerca posible del chasis. Y la segunda opción es cambiar la posición de los trapecios para variar el centro de rolido, y modificar el eje de rolido. Se puede observar que el vehículo contara con mayor estabilidad a medida que menor sea la distancia entre el eje de balanceo y el centro de gravedad, cuando el vehículo describa una curva.

De esta manera se logrará determinar mediante el análisis del centro de rolido y la ubicación del centro de gravedad, la relación que existe con la estabilidad que poseerá el vehículo de competición, y así poder determinar la configuración geométrica adecuada para transitar el trazado del autódromo con la mejor estabilidad posible del vehículo, quedando solamente la verificación en pista durante las pruebas oficiales.

8. REFERENCIAS.

[1] Arbelaez Toro J. J.; Marin Quinter J. P.; Gabriel Calle Trujillo. Modelado, diseño y construcción de un banco de pruebas para el análisis de la adhesión en la evaluación en suspensiones de vehículos livianos bajo la norma European Shock Absorber Manufacturers Association (EUSAMA) 8º CONGRESO IBEROAMERICANO DE INGENIERIA MECANICA Cusco, 23 al 25 de Octubre de 2007

[2] Leonaro Patricio Ojeda Oliveros, Juan Pablo Velez Pinos. “Elaboración de un banco didáctico de visualización por medio de un software para el estudio del comportamiento de la geometría de la dirección en una suspensión de trapecios oscilantes con simulación de su funcionamiento. Tesis previa a la obtención de título de Ing. Mecánica Automotriz. Universidad Politécnica Salesiana – Sede Cuenca

[3] Orlando Ríos - “La Suspensión Automóviles de Competición” Ediciones Ceac 1993

[4] Ing. David Samat, Ing. Mario Diaz Terrado - Apuntes de cátedra de Automotores I, - Facultad de Ingeniería de San Juan

[5] Enciclopedia Stylauto – Edición 1980

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

Aplicación de la teoría de grafos al problema de encontrar las fuerzas actuantes en las articulaciones de un mecanismo rompedor de aglomerados

Mendoza, Jesús*, Blanco, Betina, Niño, Wilmer

Universidad Nacional Experimental Politécnica "Antonio José de Sucre".
UNEXPO Vicerrectorado Puerto Ordaz, final Calle China, Villa Asia. Puerto Ordaz. Venezuela
jesus_mendozaq@yahoo.com; betina_bbs@hotmail.com; nwilmer@comsigua.com.ve

RESUMEN

El objetivo de este trabajo es encontrar la magnitud de las fuerzas que actúan en todas las articulaciones del mecanismo rompedor superior de aglomerados de pellas y mineral de hierro de la empresa COMSIGUA C.A, a medida que éste opera para desagrupar las amalgamas y mover la materia prima en el interior del horno de reducción en el que se encuentra ubicado. El trabajo se lleva a cabo porque algunas de las chumaceras en el bastidor de los ejes rompedores del mecanismo han presentado roturas y se desea conocer las cargas que actúan sobre estas. El mecanismo es un eslabonamiento de palancas de seis barras en configuración de doble paralelogramo, movido por dos cilindros hidráulicos basculantes de doble acción articulados al bastidor y cuyos vástagos de trabajo se conectan a un mismo eslabón de entrada. Ambos vástagos del accionamiento se mueven en contraposición, esto es, mientras el vástago de uno se pliega, el del otro se despliega, realizando ambos trabajo positivo sobre la palanca de entrada. Para determinar el valor de las fuerzas en las articulaciones se plantean las ecuaciones universales de la mecánica que rigen la dinámica del movimiento de todos los eslabones y se demuestra que al conocerse la presión límite de trabajo a la que operan los cilindros hidráulicos del accionamiento y la geometría del mecanismo, es posible, mediante un proceso iterativo obtenido a partir de la teoría de grafos, hallar para cada posición del elemento de entrada, los torques que la carga ejerce respecto a los ejes de giro de los rompedores. Una vez obtenidos estos torques se puede calcular las reacciones buscadas.

Palabras Claves: Fuerzas; Grafos; Mecanismos; Paralelogramo; Rompedor.

1. INTRODUCCIÓN

Para romper los aglomerados de materia prima que se forman en la parte superior del interior del horno de reducción de Comsigua se emplea una máquina rompedora de costras conocida en inglés como “Upper Burdenfeeder”, designada por el fabricante como BF-H03, la cual consiste de tres ejes giratorios con movimiento de vaivén, refrigerados por agua. Cada eje es de aproximadamente 10 m de longitud y 0,71 m de diámetro. Sobre su periferia se fijan espaciados 48 discos o dientes de trituración. Al girar solidarios con los ejes, los dientes atacan la materia prima contenida en el horno, rompiendo las costras amalgamadas que de manera natural tienden a formarse durante el proceso de reducción. La Figura 1 muestra un esquema isométrico de todo el rompedor de aglomerados del horno de reducción, en el que se detalla: el horno, el bastidor, el mecanismo que mueve los tres ejes rompedores, los dos cilindros del accionamiento y los propios tres ejes rompedores y sus dientes.

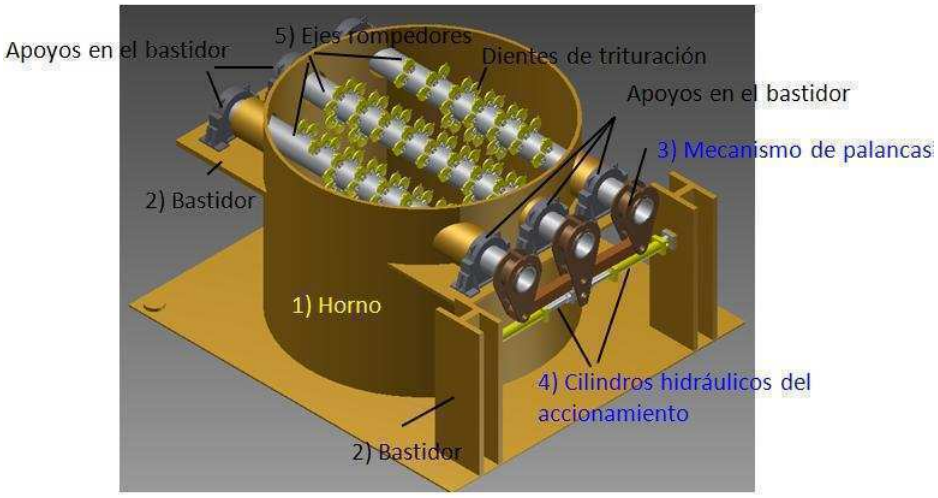


Figura 1. *Vista isométrica del rompedor.*

El mecanismo que hace girar los tres ejes rompedores con un movimiento de vaivén, es un eslabonamiento de palancas de seis barras en configuración de doble paralelogramo, accionado por dos cilindros hidráulicos de doble efecto como se muestra en la Figura 2. A los ejes rompedores, numerados como 3, 1 y 5 en la Figura 2, se les designará en adelante y cuando sea necesario como “eje rompedor izquierdo”, “eje rompedor central” y “eje rompedor derecho” respectivamente.

El ángulo barrido por cada uno de los ejes rompedores durante su movimiento de vaivén es de ± 22,5° respecto a la vertical. Cada uno de los tres ejes rompedores, se apoya en dos cojinetes de rodamientos ligados al bastidor. Los apoyos del rompedor en el bastidor han venido presentado roturas, por lo que se requiere determinar la magnitud de las fuerzas que solicitan a estos apoyos con el fin de iniciar la evaluación del diseño original de los cojinetes.

En el mecanismo rompedor, el eslabón de entrada 1 (que a su vez cumple el papel de eslabón de salida) y los eslabones de salida 3 y 5 de la Figura 2, tienen la misma longitud. Del mismo modo, los eslabones acopladores o bielas 2 y 4 y las longitudes fijas AD y AH asociadas al eslabón fijo o bastidor 0 (cero) también tienen la misma longitud. Debido a esta característica constructiva especial, el eslabón acoplador 2 *no gira* en ningún momento y sólo está en traslación curvilínea, manteniéndose siempre paralelo al eslabón fijo 0, el cual siempre está en posición horizontal. Este rasgo constructivo simplifica notablemente los cálculos cinemáticos.

Finalmente, el trabajo se ha dividido en cuatro partes. La primera trata del resumen y la introducción, en los que se esboza brevemente en qué consiste el trabajo y las razones por las que se lleva a cabo. La segunda es el desarrollo propiamente dicho, en el que se formula el sustento matemático que sirve de base para dar los resultados. La tercera parte muestra estos resultados mediante gráficas y el análisis de los mismos. En la cuarta y última parte se presentan las conclusiones que se derivan del trabajo.

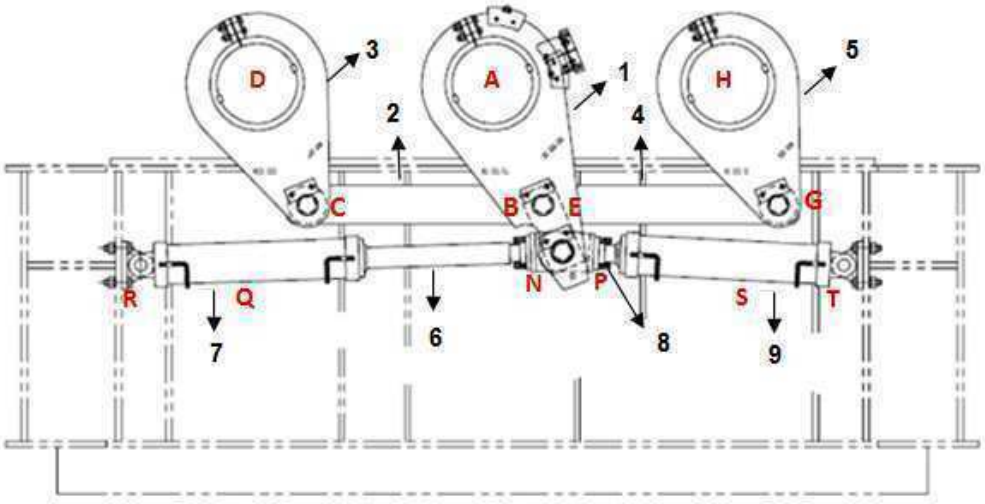


Figura 2. *Accionamiento y mecanismo de seis barras usado como rompedor superior de aglomerados.*

Para hallar las fuerzas reactivas en todas las articulaciones del rompedor a medida que éste opera, es necesario escribir primero las ecuaciones dinámicas que acompañan el movimiento de cada uno de los eslabones constituyentes del mecanismo y determinar con estas el *grafo bicromático* del modelo matemático resultante [1]. Este grafo del modelo matemático muestra todas las relaciones y todas las variables y parámetros que participan en cada una de estas relaciones y el modo en que cada variable se relaciona o no con cada relación.
Una vez determinado el grafo del modelo matemático y eliminado de éste los datos conocidos, se obtiene el *grafo del problema* resultante.
El grafo del problema muestra las variables *no conocidas* y su vinculación con cada una de las ecuaciones del modelo. Al orientar el grafo del problema [2], indicando de qué ecuaciones se obtienen las variables desconocidas y en qué ecuaciones dichas variables entran como datos, es que se deduce el algoritmo de solución que permite hallar las reacciones buscadas.
En el caso del rompedor de Comsigua, la determinación de los valores numéricos de las reacciones en las articulaciones se consigue mediante un proceso iterativo en el que *se supone* el valor de los tres momentos concentrados resistivos que actúan sobre cada uno de los tres ejes rompedores. Una vez supuestos estos valores, se comprueba si los valores de los tres momentos supuestos son o no correctos. Para ello, se calcula por dos caminos distintos, la magnitud de la fuerza transversal G_t que actúa en el par rotatorio G de la Figura 2.
Cuando los cálculos de la variable de control G_t efectuados a través de estos dos caminos distintos, coinciden entre sí, con un error absoluto admisible de 0,1 N se detiene el ciclo iterativo y se deduce que los valores asumidos de los tres momentos resistentes son correctos [3].
Los valores iniciales orientativos para comenzar las iteraciones se definen a partir del teorema del trabajo y la energía.
Por otra parte, como desde el punto de vista práctico resulta muy complejo determinar la manera en que el momento resistente de la carga se distribuye entre los tres ejes rompedores a medida que el mecanismo se mueve, se calcula entonces las reacciones en todas las articulaciones, evaluando el valor de estas ante la posibilidad extrema de que se produzca un atasco severo del material contra las paredes del horno.
Si se produce este eventual atasco, se alcanza la condición crítica de operación porque en este caso, el sistema enviará toda la potencia entrante hacia uno sólo de los rompedores de los extremos, sobrecargando las reacciones en los apoyos de dicho rompedor.

2. DESARROLLO

Se planteará a continuación cada una de las ecuaciones de equilibrio que rigen la dinámica del movimiento de cada uno de los eslabones constituyentes del mecanismo y del accionamiento.

Los tres ejes rompedores tardan 218 segundos en girar 22,5º lo que hace que el movimiento de todos los eslabones del mecanismo sea muy lento. De esta manera, se supondrá, sin pérdida de rigor, que las aceleraciones angulares y las aceleraciones de los centros de masa de todos los eslabones *no son significativas* y por tanto las magnitudes de estos vectores son cero.

Por otra parte, en este trabajo se evaluará la magnitud de las fuerzas de reacción en las articulaciones del mecanismo debidas *exclusivamente* a la carga mecánica para romper los aglomerados que cada eje rompedor maneja, por lo que *se asumirán como cero los pesos* de cada eslabón y las fuerzas de roce en las articulaciones.

La Figura 3 muestra el diagrama de cuerpo libre del eje rompedor izquierdo, (numerado como 3 en la figura 2), cuando éste gira en rotación pura antihoraria alrededor de *D*.

2.1 Sumatoria de momentos respecto de D en el eje rompedor izquierdo.

El eje rompedor izquierdo de la Figura 3 recibe potencia mecánica a través de su nodo cinemático *C* y la disipa venciendo el torque de la carga (llamado momento resistente 1, denotado $M_{resistente1}$ ó M_{r1}) que se opone en todo momento a su giro.

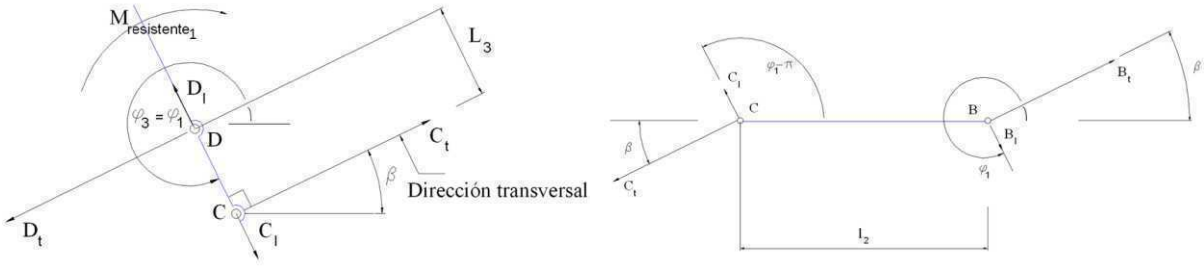


Figura 3. *Diagrama de cuerpo libre del eje rompedor izquierdo y de la biela acopladora 2, respectivamente.*

En el diagrama de cuerpo libre del eje rompedor izquierdo, la fuerza transversal C_t y la fuerza longitudinal C_l actuando en el nodo C, son las que ejerce la biela acopladora 2 del mecanismo sobre éste. Al tomar momento de las fuerzas respecto de D, se llega a la Ecuación (1).

$$C_t L_3 = M_{Resistente\,1} \tag{1}$$

2.2 Sumatoria de fuerzas actuantes en el eje rompedor izquierdo.

La sumatoria de fuerzas actuantes en el eje rompedor izquierdo, tomada a lo largo de su dirección transversal y longitudinal, da como resultado las Ecuaciones (2) y (3).

$$D_t = C_t \tag{2}$$

$$D_l = C_l \tag{3}$$

2.3 Sumatoria de momentos respecto de C en la biela acopladora 2.

La biela acopladora 2 del mecanismo rompedor mostrada en la Figura 3, tiene un movimiento de traslación pura curvilínea (no gira, sólo se traslada). Recibe potencia mecánica a través de su nodo cinemático *B* y la disipa en *C*. Al tomar momento de las fuerzas respecto de *C* en la biela acopladora 2 de la Figura 3, resulta la Ecuación (4).

UTN.BA
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO DOCENTE DEL AREA MECANICA DE LAS INGENIERIAS
FoDAMI

$$l_2 B_t \operatorname{sen}\beta - l_2 B_l \cos\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right) = 0 \tag{4}$$

2.4 Fuerzas actuantes en la biela acopladora 2.
La sumatoria de fuerzas actuantes en la biela acopladora 2 da las Ecuaciones (5) y (6).

$$C_t - B_t = 0 \tag{5}$$

$$C_l - B_l = 0 \tag{6}$$

2.5 Sumatoria de momentos respecto de H en el eje rompedor derecho.
El eje rompedor derecho de la Figura 4, es el numerado como eslabón 5 en la Figura 2. Al girar en torno de *H*, recibe potencia mecánica por medio de su nodo cinemático *G* y la disipa venciendo el torque de la carga (llamado momento resistente 3, denotado $M_{resistente3}$ ó M_{r3}) que se opone en todo momento al giro del rompedor derecho.

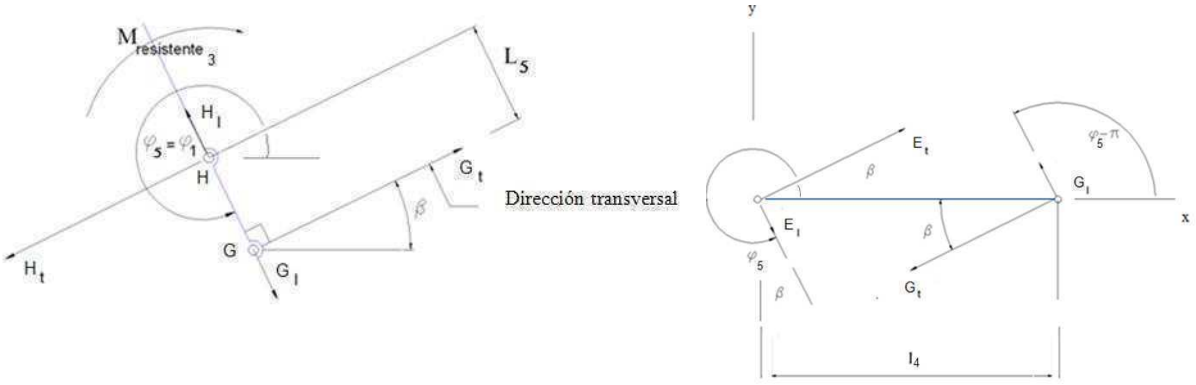


Figura 4. *Diagrama de cuerpo libre del eje rompedor derecho y de la biela acopladora 4, respectivamente.*

Al tomar momento de las fuerzas respecto de H en el eje rompedor derecho, resulta la Ecuación (7).

$$G_t L_5 - M_{\text{Resistente 3}} = 0 \tag{7}$$

2.6 Sumatoria de fuerzas actuantes en el eje rompedor derecho.
La sumatoria de fuerzas en el eje rompedor derecho mostrado en la Figura 4, tomada a lo largo de la dirección transversal y longitudinal a dicho eje, da como resultado las Ecuaciones (8) y (9).

$$H_t - G_t = 0 \tag{8}$$

$$H_l - G_l = 0 \tag{9}$$

2.7 Sumatoria de momentos respecto de E en la biela acopladora 4.
Si se toma momentos respecto de E en la biela 4 de la Figura 4, se tiene la Ecuación (10).

$$l_4 G_t \operatorname{sen}\beta - l_4 G_l \operatorname{sen}(\varphi_5 - \pi) = 0 \tag{10}$$

2. 8 Sumatoria de fuerzas actuantes en la biela acopladora 5.
La sumatoria de fuerzas en la biela acopladora 4 da como resultado las Ecuaciones (11) y (12).

$$E_t - G_t = 0 \quad (11)$$

$$E_l - G_l = 0 \quad (12)$$

2. 9 Sumatoria de momentos respecto de A en el eje rompedor central.
La Figura 5 es el diagrama de cuerpo libre del eslabón primario del mecanismo rompedor de aglomerados, numerado como 1 en la Figura 2. A este eslabón 1 está unido rígidamente el eje rompedor central. A él se conectan las dos bielas acopladoras 2 y 5, a través de los pares B y E del mecanismo, para llevar el movimiento hasta los ejes rompedores izquierdo y derecho. La sumatoria de momentos respecto de A para este elemento da como resultado la Ecuación (13):

$$L_1 N \cos(\beta - \varphi_6) + L_1 P \cos(\beta - \varphi_6) - M_{Resistente\ 2} - B_t - E_t = 0 \quad (13)$$

2. 10 Sumatoria de fuerzas actuantes sobre el eje rompedor central.
La sumatoria de fuerzas a lo largo de la dirección transversal y longitudinal del rompedor central da las Ecuaciones (14) y (15).

$$N \cos(\beta - \varphi_6) + P \cos(\beta - \varphi_6) - B_t - E_t + A_t = 0 \quad (14)$$

$$-A_l + B_l - N \operatorname{sen}(\beta - \varphi_6) - P \operatorname{sen}(\beta - \varphi_6) + E_l = 0 \quad (15)$$

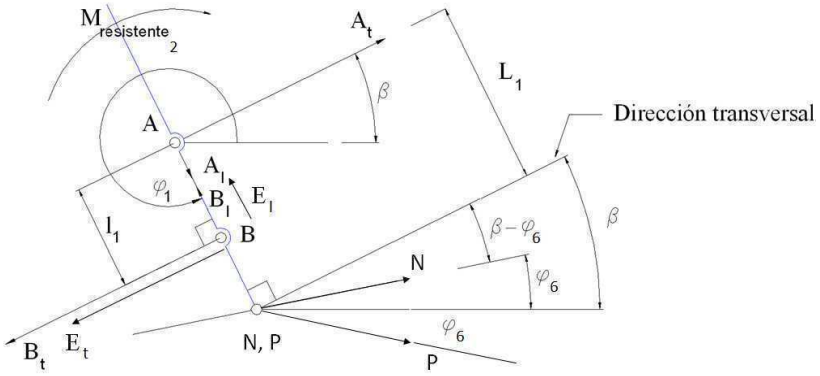


Figura 5. *Diagrama de cuerpo libre del eje rompedor central cuando éste gira en sentido antihorario. Recibe potencia doble, a través de la fuerza N y de la fuerza P.*

2. 11 Diagrama de cuerpo libre de los vástagos de los cilindros hidráulicos.
Los diagramas de cuerpo libre de los vástagos de los cilindros hidráulicos se muestran en la Figura 6.

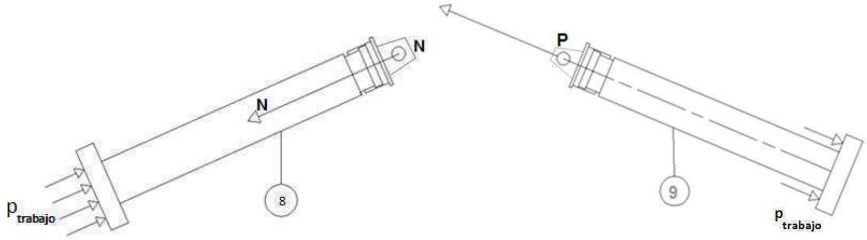


Figura 6. *Diagramas de cuerpo libre de los vástagos de los cilindros hidráulicos izquierdo y derecho.*

Al aplicar las leyes del equilibrio sobre los vástagos 8 y 9, resultan las Ecuaciones (16) y (17).

$$N = p_{trabajo} A_{P1} \quad (16)$$

$$P = p_{trabajo} A_{P2} \quad (17)$$

Siendo $p_{trabajo}$, la presión de trabajo entregada por el sistema hidráulico a los cilindros hidráulicos y A_{P1} y A_{P2} las áreas efectivas de trabajo de los pistones 8 y 9 respectivamente.

2. 12 Presiones de trabajo.
La gráfica de la Figura 7 muestra los resultados de dos mediciones hechas en el sitio acerca de cómo varia la presión de trabajo a medida que el eslabón de entrada 1 gira, cuando el horno se encuentra operando a plena carga.

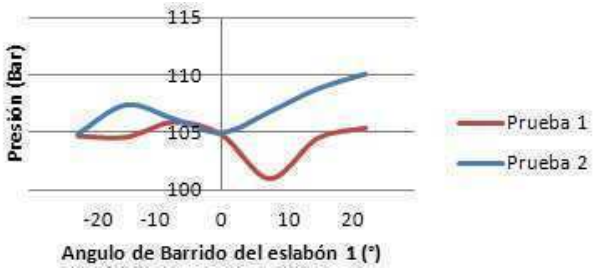


Figura 7. *Presión de trabajo en los cilindros.*

Por medidas de seguridad, el accionamiento está limitado para no entregar más de 150 Bar a los cilindros. Como esta presión límite crítica puede registrarse en cualquier momento del ciclo de trabajo, es decir para cualquiera sea el ángulo de entrada del elemento primario 1, se calculará todas las reacciones en todas las articulaciones suponiendo que en cada posición del eslabón de entrada se ha alcanzado este valor de presión. De esta manera, estaremos del lado de la seguridad a la hora de calcular las reacciones de fuerza buscadas en las articulaciones del mecanismo.

2.13. Relaciones geométricas.
Desde el punto de vista cinemático, el cilindro hidráulico basculante acoplado al bastidor por el par R y al elemento de entrada por el par N, se constituye en una variante del *mecanismo de colisa* en el que para un ángulo de entrada φ_1 del eslabón de entrada respecto a la horizontal positiva en A, hay un único ángulo φ_6 entre la horizontal positiva y el eje del vástago del cilindro.

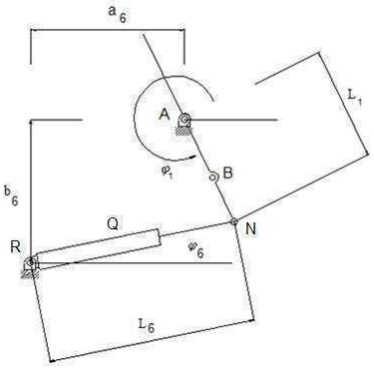


Figura 8. *Coordenadas generalizadas y parámetros geométricos para expresar* φ_6 *en función de* φ_1

Si se trabajan las ecuaciones vectoriales de lazo cerrado para el mecanismo de colisa de la Figura 8, se puede demostrar que el ángulo φ_6 viene dado por la Ecuación (18).

$$\varphi_6 = \arccos\frac{(a_6 + L_1\cos\varphi_1)}{L_6} \tag{18}$$

Además se cumplen las igualdades mostradas en la Ecuación (19).

$$\beta = \varphi_6 - \frac{3\pi}{2}; \quad \varphi_2 = \varphi_3 = \varphi_4 \tag{19}$$

2.14 Grafo del resolvente.

El grafo del resolvente permite encontrar gráficamente la solución al problema de calcular las fuerzas que se generan en las articulaciones móviles y en los apoyos fijos del mecanismo cuando se hace la suposición de que los cilindros de accionamiento trabajan a la presión máxima de 150 Bar en cualquier posición del elemento de entrada. Se construye a partir del sistema de 17 ecuaciones de fuerzas y momentos de fuerzas encontradas. Las ecuaciones y su numeración según [7] se muestran encerradas en un círculo de color *azul*. Los círculos rojos en la Figura 9 son todas las variables *no conocidas* que participan del sistema de 17 ecuaciones. Se han eliminado en el grafo del resolvente todas las variables *conocidas*, como las longitudes, ángulos y la presión de trabajo, porque estas variables *no son incógnitas* del problema.

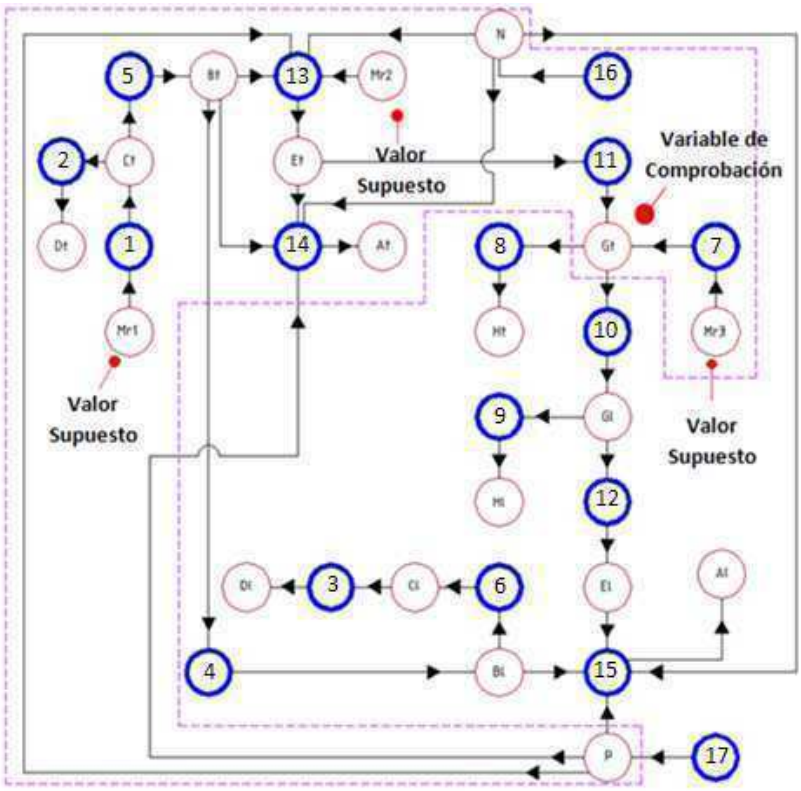


Figura 9. *Grafo del resolvente para hallar las reacciones en las articulaciones del mecanismo rompedor.*

En el grafo resolvente de la Figura 9 se han excluido las ecuaciones geométricas (18) y (19) y sus variables asociadas porque estas ecuaciones sólo sirven para determinar el valor de los ángulos φ_1, φ_2, φ_3 y β, a partir de φ, pero forman un subconjunto de ecuaciones cuya solución es independiente de las Ecuaciones (1) a (17).
El grafo resolvente de la Figura 9, señala que los tres momentos resistivos iniciales M_{r1}, M_{r2} y M_{r3} que pueden actuar de cualquier manera sobre los ejes de los tres rompedores, *deben asumirse* en principio y luego comprobarse si son una combinación válida. Esto es así porque existen innumerables combinaciones posibles para estas tres magnitudes, ya que el flujo de potencia transmitido desde los cilindros al mecanismo se divide entre los tres ejes en dependencia de la carga real que cada uno maneje para un momento particular dado. De acuerdo con el grafo de la Figura 9, para *confirmar* si una combinación propuesta de valores asumidos de los tres momentos resistivos M_{r1}, M_{r2} y M_{r3} es o no correcta, se entra en un ciclo iterativo, en el cual la fuerza G_t, dirigida a lo largo de la dirección transversal al eje rompedor derecho en el par cinemático G, se calcula por *dos* caminos distintos, uno proveniente de la Ecuación (11) y otro proveniente de la Ecuación (7). De esta manera, al poder calcularse por estos dos caminos distintos, la magnitud de la fuerza G_t sirve como variable de comprobación o control.

2. 15 Teorema del trabajo y la energía.
Para suponer tres valores posibles de momentos resistivos M_{r1}, M_{r2} y M_{r3} y entrar con ellos a iterar, se empleará el teorema del trabajo y la energía. De acuerdo con este principio, si no se toma en cuenta las pérdidas de energía que ocurren en el sistema y las relativamente pequeñas variaciones de presión de 10 % indicadas en la Figura 7, entonces el trabajo que el fluido hidráulico hace sobre los vástagos de los cilindros durante un intervalo dado, viene dado por el producto entre la presión de trabajo esencialmente constante en los cilindros y el área de los pistones y la distancia recorrida por estos durante dicho intervalo. Al no tomar en cuenta las pérdidas, éste trabajo es igual también al trabajo que hacen los tres ejes rompedores sobre los aglomerados para desagruparlos y moverlos. Si a su vez se supone que cada momento resistivo sobre cada eje rompedor es básicamente constante, entonces el trabajo que cada rompedor hace viene dado por el producto de esos momentos resistivos y el ángulo barrido por dichos rompedores entre una posición angular final y una posición angular inicial dada, para el mismo intervalo anterior. Escrito analíticamente queda la Ecuación (20).

$$p_{trabajo}A_1(\delta) + p_{trabajo}A_2(\delta) = M_{R1}(\varphi_{final} - \varphi_{inicial}) + M_{R2}(\varphi_{final} - \varphi_{inicial}) + M_{R3}(\varphi_{final} - \varphi_{inicial}) \quad (20)$$

De la Ecuación (20) se puede proponer una combinación posible de valores orientativos iniciales para los tres momentos resistivos M_{r1}, M_{r2} y M_{r3}.

2.15.1 Caso 1. Distribución equitativa de los momentos resistivos en los tres ejes del mecanismo rompedor.
Aquí se supone que en todo momento los tres ejes rompedores se ven sometidos al mismo momento resistivo. En este caso, el valor a asumir para cada momento resistivo, en cada eje rompedor, viene dado por la Ecuación (21), cuando la presión de trabajo es la *presión máxima* de 150 Bar.

$$M_{R1} = M_{R2} = M_{R3} = \frac{p_{trabajo}A_1(\delta) + p_{trabajo}A_2(\delta)}{3(\varphi_{final} - \varphi_{inicial})} \quad (21)$$

Como se asume que la fuerza longitudinal que actúa sobre los vástagos del accionamiento del mecanismo es esencialmente constante a lo largo de toda su carrera y que ésta es una fuerza siempre dirigida a la largo del eje longitudinal del vástago, se puede decir que el desplazamiento diferencial δ en la Ecuación (21) viene dado por el valor expresado en la Ecuación (22).

UTN.BA
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO DOCENTE DEL AREA MECANICA DE LAS INGENIERIAS
FoDAMI

$$\delta l = \text{carrera de los vástagos} = 0{,}186 \text{ m} \tag{22}$$

Del mismo modo, se puede considerar que la diferencia entre los ángulos de posicionamiento final e inicial de cada eje viene dada por el ángulo total barrido, como se indica en la Ecuación (23).

$$\varphi_{final} - \varphi_{inicial} = 0{,}785 \text{ radianes } (45^\circ) \tag{23}$$

2.15.2 Momentos resistivos mínimos equitativos.

Para determinar la magnitud de los momentos resistivos mínimos sobre los ejes rompedores, se mide la *presión mínima* de trabajo a la que operan los cilindros hidráulicos y se calcula, mediante la Ecuación (21), el *momento resistivo mínimo equitativo*, ($M_{Res\ mínimo}$), que puede estar actuando sobre cada uno de los tres ejes bajo esta condición de presión. Esta prueba se ha hecho en la empresa Comsigua dando como resultado una presión de trabajo mínima esencialmente constante de 80 Bar.

2.15.3 Caso 2. Distribución desigual de los momentos resistivos, con el eje lateral rompedor izquierdo sobrecargado.

En este caso se alcanza la condición de carga más crítica. Se admite que el momento resistivo mínimo equitativo, $M_{Res\ mínimo}$ obtenido de la Ecuación (21), cuando la presión es de 80 Bar, actúa sólo sobre los ejes rompedores *central y lateral derecho*, y que el eje rompedor lateral izquierdo se ve sometido a un momento resistivo *máximo* que se puede calcular nuevamente de la Ecuación (20), cuando la presión es 150 Bar. Es decir, se supone la serie de igualdades de la Ecuación (24). Esta condición puede darse durante un atasco del material contra las paredes del horno.

$$M_{R2} = M_{R3} = M_{Res\ mínimo}\ ;\ M_{Rl} = M_{Res\ máximo} \tag{24}$$

2.16 Algoritmo de solución por iteración.

En primer lugar hay que saber que las reacciones en los apoyos son variables con la posición del ángulo de entrada φ, de esta manera el algoritmo solución del problema de hallar las reacciones en el mecanismo rompedor, deducido a partir del grafo orientado del resolvente de la Figura 9 es:

1. Para cada valor del ángulo φ se asumen los valores de M_{r1}, M_{r2} y M_{r3} en dependencia del caso que se vaya a considerar.
2. Con el valor de M_{r1} asumido en el paso 1 se entra en la Ecuación (1) y se calcula C_t.
3. Con el valor de C_t se entra en la Ecuación (2) y se calcula D_t.
4. Con el valor de C_t se entra también en la Ecuación (5) y se calcula B_t.
5. De la Ecuación (17), calculamos el valor de la fuerza P entre el vástago del cilindro derecho y la palanca de entrada 1 del mecanismo.
6. De la misma manera, con la Ecuación (16), encontramos la magnitud de la fuerza N entre el vástago del cilindro izquierdo y la palanca 1 del mecanismo.
7. Con el valor asumido de M_{r2} en el paso uno, junto con los valores hallados de N, P y B_t se entra en la Ecuación (13) y se encuentra E_t.
8. Con el valor de E_t se entra en la Ecuación (11) y se calcula G_t.
9. Con el valor asumido de M_{r3} en el paso uno, se entra en la Ecuación (7) y se calcula nuevamente un segundo valor G_t. Si ambos valores de G_t, el calculado a través de la Ecuación (7) y el calculado a través de la Ecuación (11) no son iguales, es necesario asumir nuevos valores de M_{r1}, M_{r2} y M_{r3}. Si coinciden ambos valores de G_t, se procederá a realizar los pasos que siguen.

10. Una vez obtenido el valor correcto de G_t se entra en la Ecuación (8) y se calcula H_t, también se entra en la Ecuación (10) y se calcula G_l.
11. Con el valor de G_l se entra en la Ecuación (9) y se calcula H_l.
12. Con el valor de G_l se entra en la Ecuación (12) y se calcula E_l.
13. Con el valor de B_t se entra en la Ecuación (4) y se calcula B_l.
14. Con los valores de B_l E_l, *P* y *N* se entra en (15) y se calcula A_l.
15. Con el valor de B_l se entra en la Ecuación (6) y se calcula C_l.
16. Con el valor de C_l se entra en la Ecuación (3) y se calcula D_l.
17. Por último con los valores de B_t, E_t, *N* y *P* se entra en la Ecuación (14) y se calcula A_t.
18. Con los valores numéricos de las reacciones transversales y longitudinales se hallan las reacciones totales, a través de la Ecuación (25).

$$F = \sqrt{F_t + F_n} \qquad (25)$$

Para la obtención de los valores numéricos de las reacciones buscadas se tiene los siguientes datos: Diámetro del pistón: 12"; Diámetro del vástago: 7"; Longitud L_1 de la palanca de entrada: 1550 mm; Longitud L_2 y L_4 de las bielas acopladoras 2 y 4: 2000 mm; Longitud L_3 y L_5 de las palancas izquierda y derecha de los rompedores: 1120 mm; Longitud b_6: 2990 mm; Longitud a_6: 1550 mm.

3. RESULTADOS Y DISCUSIONES

La Figura 10 muestra el valor del momento resistivo máximo en el eje del rompedor izquierdo en función del ángulo φ_1, cuando los otros dos rompedores del mecanismo están sometidos a un momento resistivo mínimo y sólo el rompedor izquierdo está sobrecargado, venciendo el momento resistivo máximo.

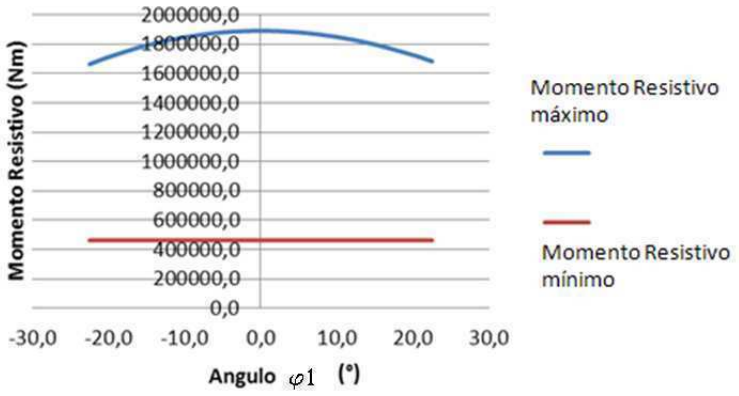


Figura 10. *Magnitud del momento resistivo máximo y mínimo para el caso 2.*

La Figura 11 indica las magnitudes de las reacciones totales de fuerza en los apoyos fijos *A, H* y *D* del mecanismo cuando sólo el eje rompedor izquierdo se encuentra sobrecargado y los dos ejes restantes manejan un momento resistivo mínimo. Puesto que, como se señala en la Figura 1, existen dos apoyos por cada eje rompedor del mecanismo, el valor de las fuerzas encontradas en los apoyos fijos A, H y D *debe ser dividido entre dos*.

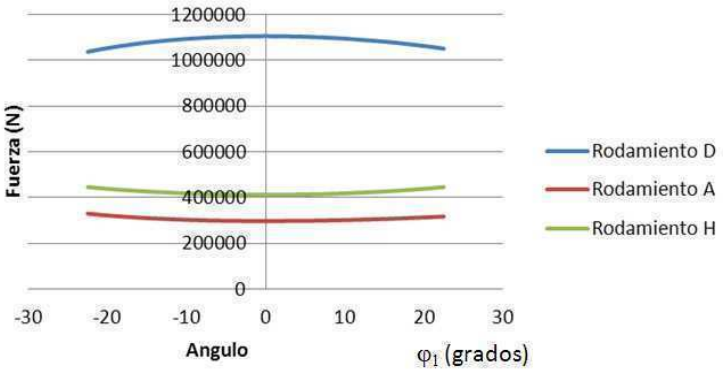


Figura 11. *Reacciones en los apoyos fijos del mecanismo cuando el eje rompedor izquierdo se encuentra sobrecargado, recibiendo un torque máximo.*

La Figura 12 señala la magnitud de las reacciones en las articulaciones móviles *C, B, E* y *G* del mecanismo cuando el eje rompedor izquierdo se encuentra sobrecargado.

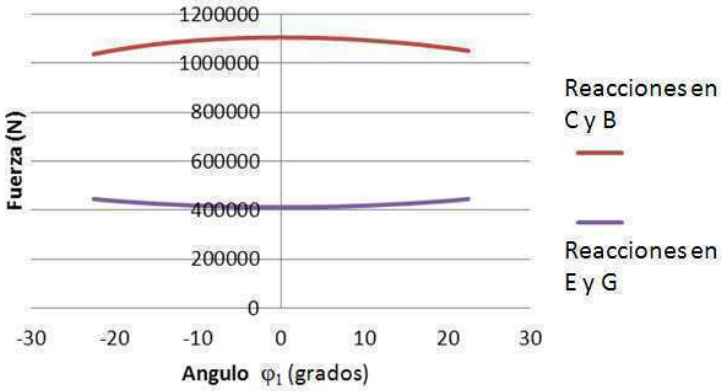


Figura 12. *Reacciones en los apoyos móviles del mecanismo cuando el eje rompedor izquierdo se encuentra sobrecargado.*

De acuerdo con estos resultados, si el eje izquierdo se sobrecarga, entonces el apoyo fijo *D* del lado de dicho rompedor también se sobrecarga, aumentando con ello el valor de la reacción de fuerza en *D* y disminuyendo los valores de las reacciones en *A* y *H*. Del mismo modo, se sobrecargarán las articulaciones móviles *C* y *B* del lado del rompedor sobrecargado.
El resultado es cualitativamente el mismo si ahora el rompedor derecho es el que se sobrecarga. En este caso aumenta el valor de la reacción en el apoyo fijo *H* y disminuyen las reacciones en *A* y *D*.
Los valores numéricos hallados indican que desde el punto de vista práctico, las magnitudes de los momentos resistivos y de las fuerzas en los nodos de los eslabones del mecanismo permanecen esencialmente constantes, independientemente del valor del ángulo de entrada φ del elemento primario.

4. CONCLUSIONES

1. El grafo del resolvente del problema planteado permite definir cuál es el algoritmo de solución para encontrar las fuerzas de reacción en las articulaciones del mecanismo rompedor de aglomerados de Comsigua.
2. Los momentos resistivos que actúan sobre cada uno de los tres ejes rompedores del mecanismo estudiado pueden dividirse de distintas maneras alrededor de dichos ejes.
3. Para encontrar el valor de las fuerzas de reacción en las articulaciones del mecanismo es necesario asumir una distribución de los momentos resistivos alrededor de los ejes de los rompedores.
4. Se puede asumir una distribución tal que sobre el rompedor central y sobre el rompedor derecho actúe un momento resistivo mínimo, obtenido del valor de momento resistivo equitativo que se genera en los tres ejes rompedores cuando el sistema trabaja a una presión mínima de 80 Psi.
5. Si la presión de trabajo de los cilindros es de 80 Bar, el momento resistivo mínimo repartido equitativamente en cada uno de los tres ejes rompedores es de 462.000 *N.m*.
6. El momento resistivo máximo a que se ve sometido el eje del rompedor izquierdo, cuando la presión de trabajo en los cilindros es de 150 Bar y cuando se supone que el rompedor izquierdo está sobrecargado con un torque mayor que el que actúa sobre los dos ejes restantes, es del orden de los 1.900.000 *N.m.*
7. Las fuerzas de reacción máximas en los apoyos fijos y en las articulaciones móviles del rompedor ocurren del lado más cargado del mecanismo.
8. La fuerza de reacción máxima en los apoyos fijos del lado más cargado en el rompedor, está dentro del rango de 500000 N a 575000 N.
9. Teniendo presente las causalidades asociadas con el desarrollo del trabajo, resulta importante plantear en un próximo estudio el desarrollo de un medio de validación práctica de los valores calculados.

5. REFERENCIAS

[1] Escanaverino J., Toll A., y Cárdenas T. September 2000. Dichromatic graphs: A tool for the algorithmic education of mechanical engineers. 2000 *ASME design Engineering Technical Conferences and Computers Information in Engineering Conference*, Baltimore, Maryland. USA.

[2] Kenneth H. Rosen. 2004. *Matemática Discreta y sus aplicaciones*. Venezuela. Quinta Edición. McGraw-Hill de Venezuela. Caracas.

[3] Jonathan L. Gross. 2006. *Graph Theory and Its Applications.* Second Edition. Chapman & Hall/CRC. USA.

[4] Betina Blanco, “Fuerzas actuantes en las articulaciones y apoyos del mecanismo rompedor superior de aglomerados de Comsigua C.A ”. Tesis de grado, Diciembre 2011. UNEXPO. Puerto Ordaz, Venezuela.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

Engranajes cilíndricos: influencia del tipo de modificación de perfil y de la relación de contacto transversal en el "error de transmisión"

Piña, José Luis - Kissling Ulrich [(1)]

Estudio Piña S.R.L. - H. Yrigoyen 710 - 8000 Bahía Blanca – Pcia. Bs. As. - Argentina
joseluispina@estudiopina.com.ar

[(1)] *KISSsoft AG - Uetzikon 4 - CH-8634 Switzerland. ulrich.kissling@kisssoft.ch*

RESUMEN

Las modificaciones de perfil en engranajes son aplicadas como método de reducir el error de transmisión, el impacto de contacto y el riesgo de gripado. Hay diferentes tipos de modificaciones de perfil. Es un hecho conocido que el tipo de modificación usado tiene una gran influencia en el error de transmisión resultante. El grado de esta influencia puede ser determinado mediante el cálculo del diente cargado durante el engrane. El método corriente para este cálculo es muy complicado y demanda mucho tiempo; sin embargo, ha sido desarrollado un nuevo enfoque que puede reducir el tiempo de cálculo.
Este enfoque usa un algoritmo que incluye el método tradicional para el cálculo de la rigidez del diente en relación a la deformación por flexión y cizallamiento, aplastamiento debido a la presión hertziana e inclinación del diente en el cuerpo del engranaje. Este nuevo método fue ensayado para comparar sus resultados con el Método de Elementos Finitos (MEF) y del software LVR (MDESIGN LVR - DriveConcepts GmbH, Dresden-Germany).
Este trabajo ilustra y discute los resultados de este estudio. Además, las pérdidas de potencia locales máximas son comparadas con la seguridad al gripado calculadas según el criterio de temperatura instantánea –flash- de las Normas AGMA 925 y DIN 3990.

Palabras Claves: Ruido; vibración; error transmisión; engranaje.

1. INTRODUCCIÓN

Las modificaciones de perfil (MP) en ruedas dentadas constituyen un método usado para reducir el error de transmisión de un engranaje, el impacto de contacto y el riesgo de gripado. Hay diferentes tipos de modificaciones como las lineales cortas y largas, cortas y largas en forma de arco, de bombé completa y otras. En la bibliografía se encuentran pocos comentarios acerca de los efectos de estas modificaciones, pero es conocido que tienen fuerte influencia en el error de transmisión resultante.

El cálculo del engrane bajo carga es complicado y demanda mucho tiempo. En el ciclo de engrane, desde el inicio hacia el pie de diente hasta el fin en la cabeza, debe ser calculado un número suficiente de pasos. Usando un programa basado en Método de Elementos Finitos se requieren muchas horas. Programas más especializados, como LDP (Load Distribution Program - The Ohio State University, Columbus, Ohio-USA) o LVR realizan este proceso en menos tiempo, pero la evaluación de variantes necesita bastante.

Basado en una nueva aproximación del cálculo del engrane bajo carga, el tiempo de cálculo puede ser reducido. Para ello se utiliza un algoritmo que usa el método convencional para la determinación de la rigidez del diente considerando las deformaciones por flexión y cizallamiento, el aplastamiento debido a la presión de Hertz y la inclinación del diente en el cuerpo de la rueda. Con esta aproximación, el cálculo del engrane es llevado a cabo en término de segundos. En combinación con una interfaz eficiente, esto ha permitido realizar un estudio extendido del efecto de diferentes modificaciones de perfil. El objeto de este estudio es analizar el efecto producido por modificaciones lineales cortas y largas, de arco cortas y largas, y de bombeado completo sobre engranajes con diferente relación de contacto transversal (εα), tanto con perfiles de referencia estándar como de perfiles altos que pueden mostrar diferentes características usando modificaciones de perfil.

2. EFECTO DE LAS MODIFICACIONES DE PERFIL SOBRE EL ERROR DE TRANSMISION Y EL RUIDO EN LA LITERATURA

El alivio de cabeza es aplicado por dos razones, la primera es minimizar el impacto (debido a interferencia en inicio y fin de engrane) y, la segunda, reducir la excitación dinámica (error de transmisión).

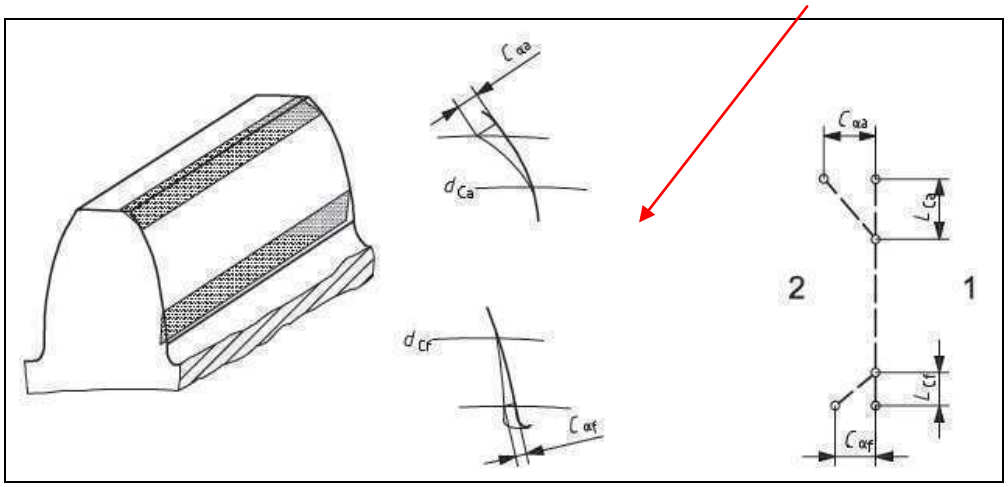


Figura 1 *Alivio linear de cabeza y de pie como es definido por ISO 21771:2007*
(1: intervalo o valle; 2: diente; la flecha indica el inicio de la modificación de cabeza)

En la bibliografía se encuentran pocos comentarios acerca del efecto de las modificaciones de perfil. En la de EEUU, alguna información puede encontrarse principalmente desde o en conexión con investigaciones hechas en la Universidad del Estado de Ohio [1]. En la alemana, donde existen numerosas publicaciones sobre el diseño de engranajes y cajas de engranajes, sólo puede encontrarse muy limitada información. Por ejemplo, en el libro clásico de Niemann acerca del diseño de engranajes cilíndricos [3], sólo pocas palabras están reservadas sobre el efecto producido por las

modificaciones de perfil. Éste está un poco más explicado en el libro de Linke [2] desde la Universidad de Dresden. También en Gran Bretaña hay muy poca bibliografía específica [4].
Una variante simple de la MP es el alivio de cabeza. Cuando se define un alivio de cabeza, dos parámetros principales son importantes: la magnitud del alivio Ca (Figura 1) y su longitud LCa. En la literatura, todos acuerdan que la magnitud Ca tiene que ser dimensionada de manera tal que la flexión del diente y una parte de los desvíos de manufactura (desviación de paso) puedan ser compensados. También hay acuerdo acerca de que la MP afecta fuertemente el Error de Transmisión Pico a Pico (ETPP). Además, es evidente que el ETPP está relacionado muy directamente con el nivel de ruido producido por un par de engranajes.
Básicamente hay dos opciones para la longitud LCa de la MP, los así llamados diseños de alivio "corto" y "largo" (Figura 2).

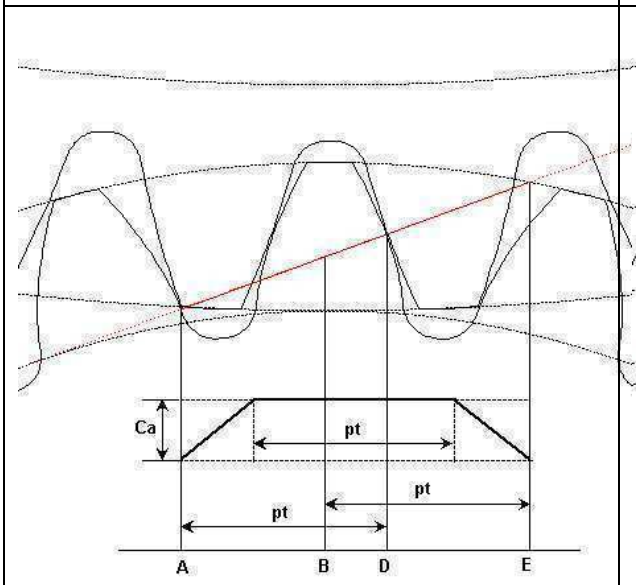
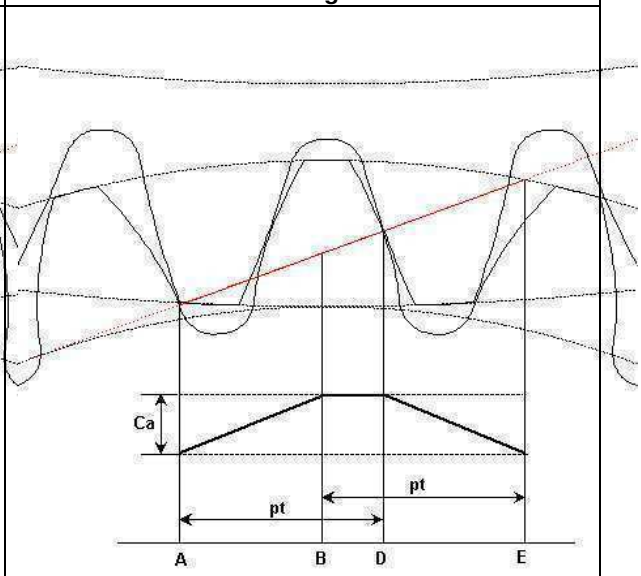
MP "corta"	MP "larga"
	
Relación de contacto transversal $\varepsilon\alpha'$ de la parte de los flancos no modificadas: $\varepsilon\alpha' = 1.0$	Relación de contacto transversal $\varepsilon\alpha_{э}$ de la parte de los flancos no modificadas: $\varepsilon\alpha_{э} = 2.0 - \varepsilon\alpha < 1.0$

Figura 2 *Definición de las MP corta y larga [1, 4]*

Acerca de la longitud LCa de la MP óptima para obtener el mejor resultado en la reducción del Error de Transmisión (ET), las opiniones son divergentes (Tabla 1).

Autor	MP corta	MP larga
Niemann (DE) [3], p.112	Evita el impacto en inicio y fin Sin efecto sobre ET	Evita el impacto en inicio y fin Reduce ET considerablemente
Linke (DE) [2], p.465	Evita el impacto en inicio y fin Reduce ET	Evita el impacto en inicio y fin Reduce ET, pero éste empeora frente a carga baja
Houser (USA) [1], p.25	Evita el impacto en inicio y fin Sin efecto sobre ET	Evita el impacto en inicio y fin Reduce ET considerablemente frente a la carga de diseño pero éste empeora frente a carga baja
Smith (UK) [4], p.58	Reduce ET para carga baja	Reduce ET para carga alta

Tabla 1 *Efectos de las MP corta y larga en la bibliografía*

Las indicaciones en la bibliografía son parcialmente contradictorias. Posiblemente, la razón sea que el efecto de la modificación corta o larga depende también de la relación de contacto transversal del engranaje.

Es sorprendente que en la bibliografía sean dadas pocas indicaciones, o ninguna, sobre el mejor tipo de curva a usar para la MP. Hay diferentes posibilidades. La más simple es el alivio de cabeza lineal en ambas ruedas dentadas (o alivios lineales de cabeza y de pie en una o en las dos) como en la Figura 1. También son usados, por ejemplo en cajas de automóviles, perfiles bombeados (Figura 3). Otra variante es el alivio de cabeza (y/o pie) parabólico o tipo de arco (Figura 4). Comparado con el alivio lineal estos tipos de modificaciones tienen la ventaja que el ángulo de presión del perfil no tiene un cambio instantáneo en el punto de inicio de la modificación (Figura 4). Munro/Houser [1] utilizan una modificación parabólica; Smith [4] usa un bombeado de perfil; Niemann [3], más probablemente una modificación lineal. Pero no es discutido si el tipo de curva tiene una influencia grande en el ET.

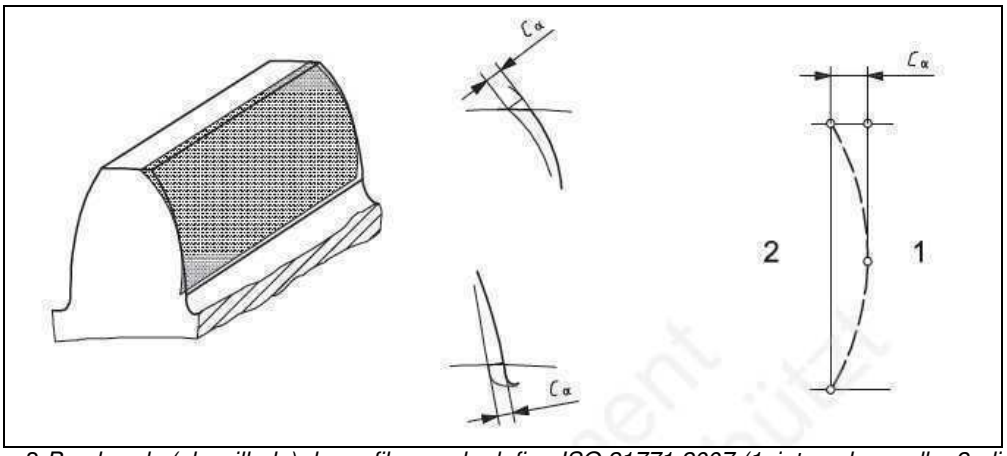


Figura 3 *Bombeado (abarrillado) de perfil como lo define ISO 21771:2007 (1: intervalo o valle; 2: diente)*

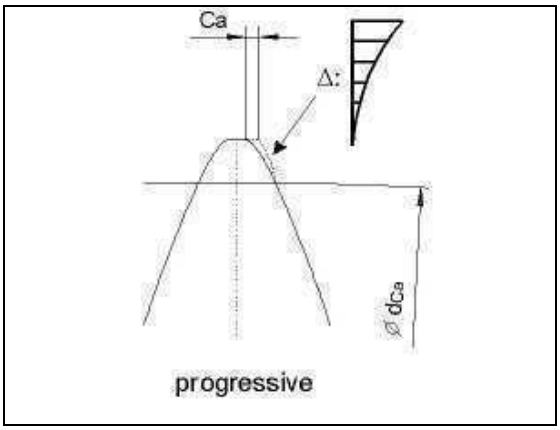


Figura 4 *MP tipo arco o parabólica en la cabeza*

3. EL CÁLCULO DE LA LÍNEA DE ENGRANE BAJO CARGA Y EL ET

Un par de engranajes con evolvente perfecta y rigidez infinita no tiene ET. Para considerar el efecto de las MP debe incluirse la flexión de los dientes. Esto no es una tarea de cálculo simple.

Para obtener el ET de un par de ruedas dentadas durante el engrane se calcula la línea de engrane bajo carga. Esto significa que debe resolverse el problema del contacto: el número de pares de dientes en contacto varía de a uno durante el engrane, a menudo cambia de un par a dos pares en contacto. Este efecto genera que la rigidez de diente en el engrane cambie periódicamente (Figura 5). Los dientes en sí mismos son flexionados debido al torque aplicado. Esto hace que el punto de cambio de un par a dos pares en contacto se desplace en una pequeña magnitud y origina un contacto prematuro.

Normalmente, hay dos enfoques diferentes para resolver un problema en la ingeniería mecánica, el muy general Método de Elementos Finitos (MEF) y los métodos clásicos específicos disponibles para la mayoría de los elementos de máquina. Los métodos clásicos son hechos a medida para un tipo

específico de componente, p.ej. tornillos, engranajes, rodamientos. La ventaja de estos métodos es su aplicación rápida y sencilla. Para otros componentes, no hay un método clásico disponible, por ejemplo para las carcasas. En estos casos la aplicación de MEF es la única posibilidad. En otros, su uso resultaría demasiado caro, como para una chaveta y el chavetero de un árbol.
Basado en la disertación de Peterson [5] que propone un método clásico para el cálculo de la rigidez del diente, es posible desarrollar un método rápido y preciso para resolver este problema [6]. Para el cálculo de la rigidez, el modelo acorde a Peterson cubre la deformación de los dientes, la flexión de éstos en el cuerpo de la rueda, la presión hertziana y la distorsión debida a cizallamiento. El engranaje es cortado en varias secciones transversales y la rigidez es calculada para estas rodajas. Para un engranaje recto la rigidez es multiplicada por el ancho, lo que conduce al valor final. Para uno helicoidal, el inicio y el fin del contacto de las rodajas dependen de la posición de éstas a lo largo del ancho de faja. El valor final de la rigidez total es calculado mediante integración de las funciones de rigidez para las rodajas sobre el ancho de faja, con retardo creciente del inicio del contacto. La Figura 5 muestra una representación gráfica del modelo: un resorte es fijado a la traza de contacto, lo que significa que está localizado sobre la tangente común a los dos círculos bases de los engranajes. Este resorte tiene un cambio periódico de rigidez c(t). Si en el modelo el piñón rota con velocidad y torque constantes y el torque de salida es constante sobre la rueda, el resorte deflecta periódicamente. Esta deflexión es el ET, típicamente cuantificado en µm.

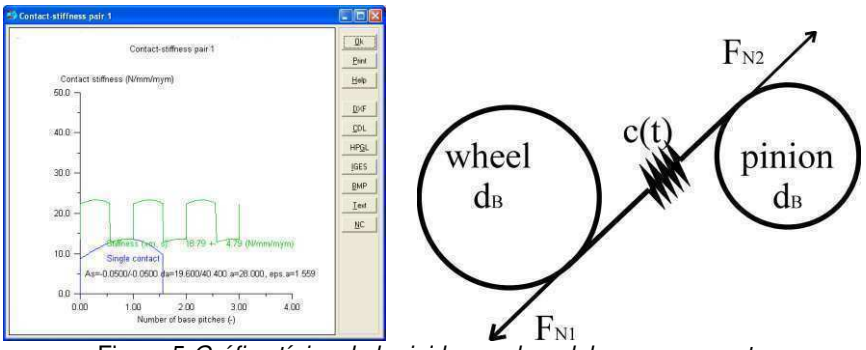


Figura 5 *Gráfica típica de la rigidez, y el modelo con un resorte*

En la simulación del engrane, la deformación de los dientes está dada por la fuerza normal aplicada a un diente simple dividida por la rigidez. Dado que el punto de aplicación de la fuerza varía en la dirección de la altura, la rigidez también dependerá de la posición de engrane. Además, si un segundo par de dientes entra en contacto, la rigidez se incrementa bruscamente, de manera que la deflexión del primer par de dientes se reduce. Para encontrar la posición de contacto correcta debe realizarse una iteración.
La recompensa a todo este esfuerzo es el cálculo de la traza real de contacto bajo carga, la variación de la fuerza normal sobre los flancos, el ET, la tensión en las áreas de pie de los dientes, la tensión de Hertz, las velocidades de deslizamiento, el calentamiento local (temperatura instantánea) y aún la predicción del desgaste local sobre los flancos.
La Figura 6 contiene un ejemplo del efecto del alivio de cabeza. En el diagrama superior izquierdo se muestra la traza de contacto para engranajes de evolvente completa. En la parte media, la traza es una línea recta. Sin embargo, en las secciones de inicio y fin la línea es curvada y el contacto continúa sobre el círculo de cabeza de piñón o el de la rueda. Esta es la región del contacto prolongado (contacto de interferencia). El alivio de cabeza es diseñado para compensar la deformación de los dientes y así eliminar el contacto prematuro. No obstante, eso sólo funciona exactamente para un torque específico aplicado. La columna de la derecha de los diagramas en la Figura 6 contiene la influencia del alivio de cabeza lineal corto. La traza de contacto es casi una recta nuevamente. La única variación es una hendidura en el inicio del alivio de cabeza. Esto marca el brusco cambio del ángulo de presión en ese punto (donde arranca el alivio de cabeza lineal).

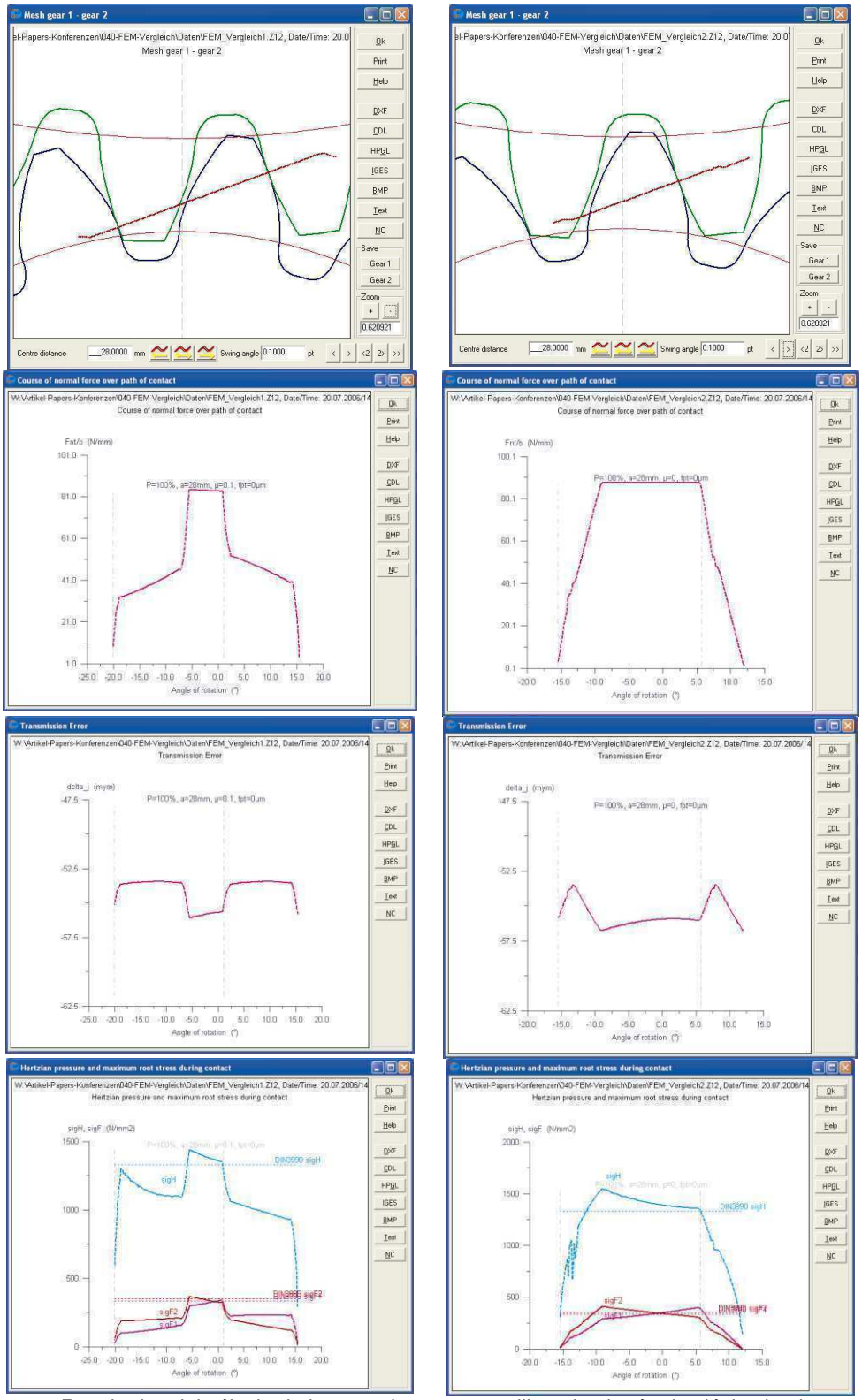
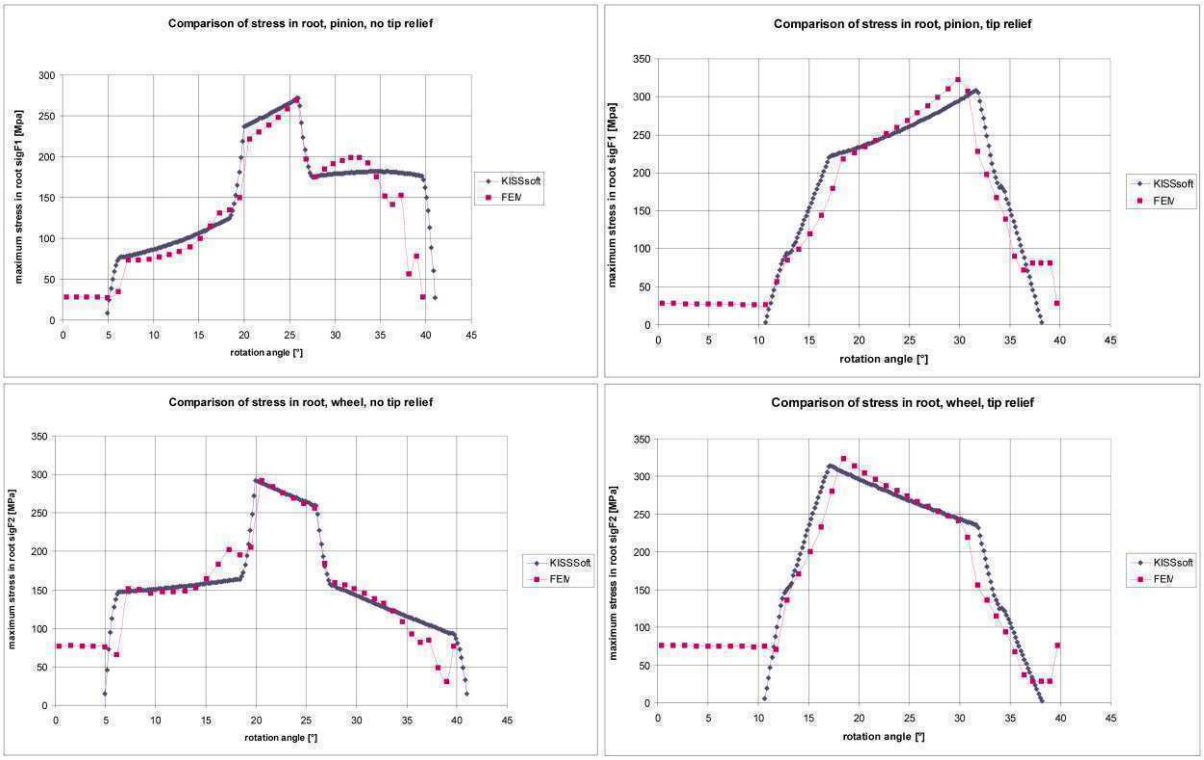


Figure 6: *Resultados del cálculo de la traza de contacto utilizando el método clásico implementado en KISSsoft [7]. Lado izquierdo: engranajes sin MP. Lado derecho: engranajes con MP*

La gráfica de la fuerza normal de los engranajes sin alivio de cabeza muestra una figura típica para engranajes rectos: en el medio del contacto sólo un para de dientes transmite el torque total. Antes y después, la fuerza normal es repartida sobre dos pares de dientes, así ella es sólo de alrededor del 50% del valor máximo que alcanza en el medio. Los engranajes con alivio de cabeza tienen un solo para de dientes en contacto la mayor parte del tiempo, de modo que la fuerza normal es aproximadamente constante pero del mismo nivel del máximo de los engranajes sin alivio. Sin embargo, la máxima presión sobre el flanco es 20% menos con alivio de cabeza dado que el contacto prematuro genera un impacto con presión muy alta. Finalmente, la amplitud del ETPP se mantiene igual con este tipo de alivio de cabeza. El alivio de cabeza genera una trayectoria más suave de manera que las frecuencias más altas son reducidas. Esto conlleva a menor aceleración y, por lo tanto, a menores fuerzas inducidas por el ET.

Para verificar este método de cálculo, los mismos engranajes son calculados con ANSYS. Los resultados son presentados en la Figura 7. Ambos métodos conducen a resultados muy similares. Para la presión hertziana, los resultados del MEF tienden a zigzaguear más. Esto es causado principalmente por el hecho que la tensión definida está dada para un punto en particular del mallado. Dado que el punto de contacto real está en algún lugar entre dos puntos de éste, usualmente la tensión máxima real sobre el flanco es mayor que el resultado de la gráfica de tensiones.

Dado que los resultados calculados son muy similares, la diferencia principal entre ambos métodos es el esfuerzo para alcanzar estos resultados: se requieren dos días para obtener los resultados mediante el modelo de Elementos Finitos, calcular las tensiones y extraerlas para presentación. Con KISSsoft [7], la misma tarea fue alcanzada en 2 segundos. Más aún, cada variante en la forma de diente tales como distinta magnitud de alivio de cabeza, diferente geometría (como un cambio en el desplazamiento –corrección- de perfil), o cambio de herramienta requiere sólo pocos minutos de análisis. Esto demuestra las ventajas del enfoque clásico.



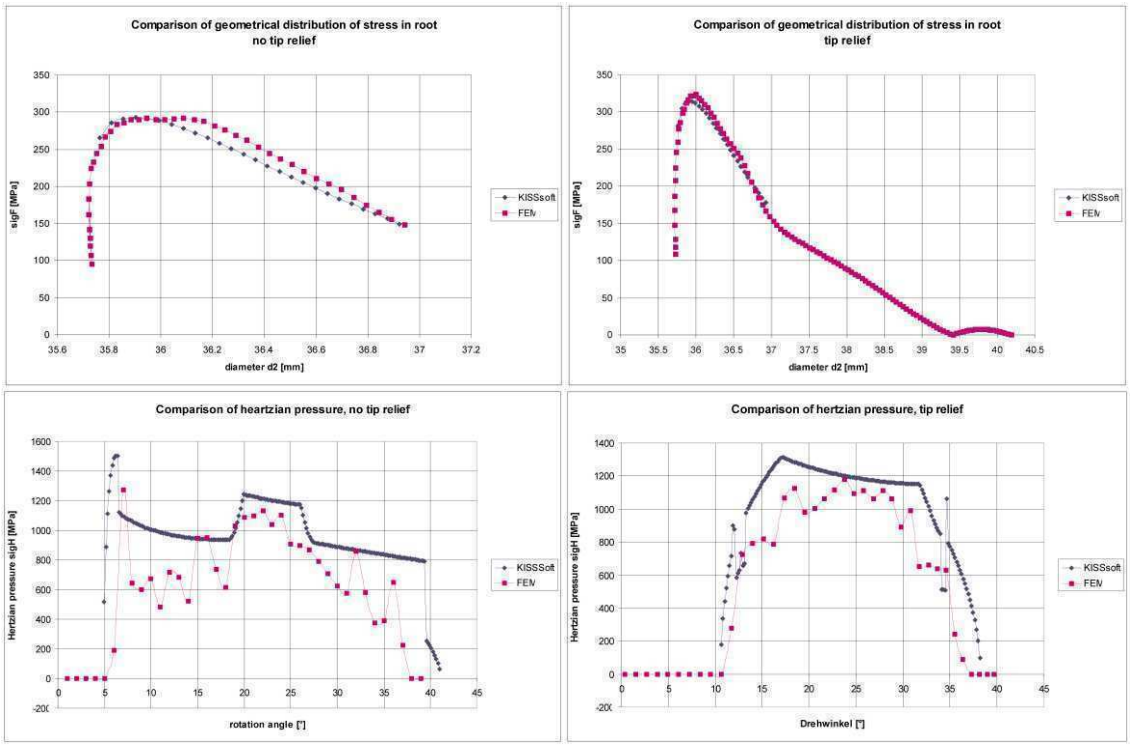


Figura 7 *Comparación de los resultados de cálculo mediante MEF y a partir de KISSsoft*

Otras comparaciones fueron hechas con el programa LVR. También estos resultados mostraron una muy buena correlación.

4. ESTUDIO DE LA INFLUENCIA DE DIFERENTES MP

4.1 Introducción

Con el método en discusión, el cálculo del engrane es llevado a cabo dentro de segundos. En combinación con una interfaz de usuario eficiente, esto permite realizar un estudio extendido del efecto de las distintas MP. El interés principal es analizar el comportamiento de engranajes con diferentes relaciones de contacto transversal (ε_α), tales como engranajes con perfil de referencia estándar y otros con perfil de referencia alto que pueden mostrar características distintas cuando se usan MP.

El objetivo del estudio es, además, analizar el efecto producido por MP lineal corta, lineal larga, tipo de arco corta, tipo de arco larga y bombeado completo en el caso de engranajes con relación de contacto transversal (ε_α) entre 1,4 y 2,4. La MP es optimizada para el torque de diseño, el cual es definido para un factor de seguridad de 1,0 para resistencia superficial y de 1,4 para resistencia a flexión según ISO 6336. El alivio de cabeza es definido de modo de evitar completamente el impacto en inicio y fin del contacto al torque de diseño, basado en una forma perfecta del diente sin desvíos de manufactura. El ETPP resultante es analizado con torques diferentes entre 50 y 150% del de diseño. Además, cada variante es controlada incluyendo los desvíos de manufactura para evaluar la habilidad de las distintas MP para compensar los desvíos en la forma del diente.

Es bien conocido en la bibliografía que las MP son muy importantes para engranajes rectos y menos para los helicoidales. La razón es que en éstos, debido al ángulo de hélice, el contacto de engrane se desplaza de un extremo al otro de la rueda dentada. Así, un par helicoidal con una MP mal diseñada pero con una relación de contacto longitudinal –recubrimiento axial- (ε_β) mayor que 1 puede tener un buen ETPP. Por lo tanto, en este estudio son utilizados mayormente engranajes rectos con el fin de analizar el efecto de las correcciones de perfil.

Como la MP tiene también un importante impacto en la temperatura instantánea y el riesgo de gripado, también se calculan y se comparan las temperaturas máximas instantáneas. La temperatura

de contacto instantánea es calculada mediante dos métodos, según [8] y [9]. Como muestra la Figura 8, la temperatura instantánea se reduce cuando se usa una MP optimizada; en el ejemplo, la temperatura máxima decrece desde 120 hasta 112 °C, la instantánea (diferencia entre la temperatura local y la del cuerpo de la rueda) decrece desde 43,6 a 35,7 °C, lo que significa que el riesgo de gripado disminuye significativamente.

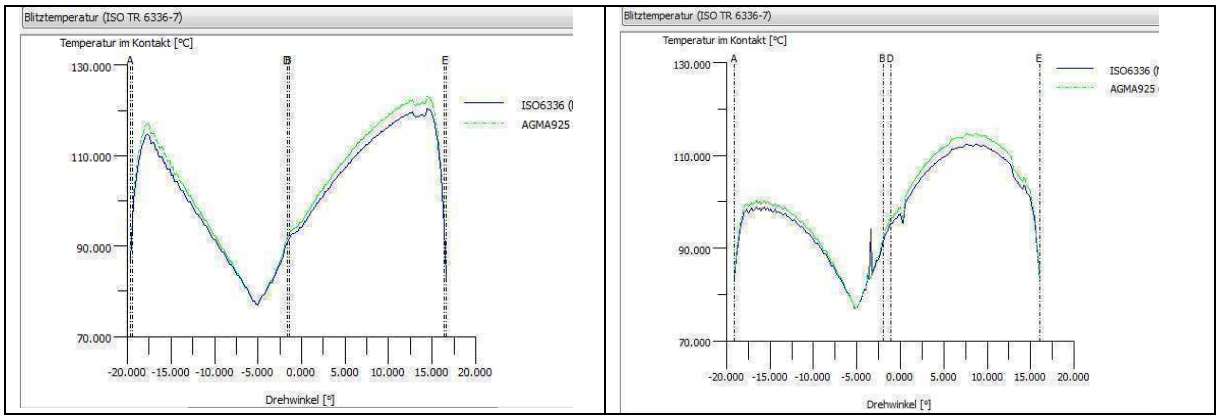


Figura 8 *Temperatura instantánea según AGMA925 [8] and ISO/TR 15144-1 [9]*
Lado izquierdo: Par con ε_α=1.8, sin MP Lado derecho: Par con ε_α=1.8, con MP lineal larga

4.2 Modificaciones con longitud corta y larga y el ETPP

La MP, particularmente el alivio de cabeza CA y/o de pie Cf (Figura 1), tiene que ser diseñada para un torque específico, normalmente para el valor medio o el más frecuente. En este estudio, el diseño es hecho para el torque nominal (100%). Pero es muy importante controlar también el efecto de la MP sobre el ETPP, con diferentes niveles de torque. Aquí el ETPP es calculado para 50, 75, 100, 125 y 150% del torque nominal.

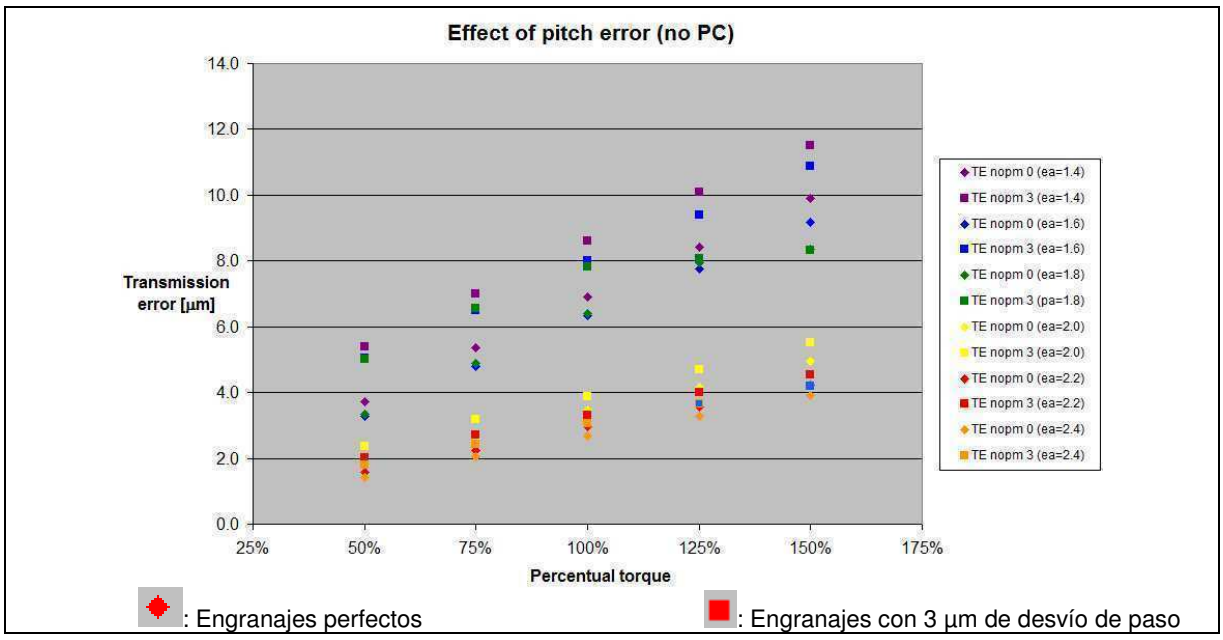


Figura 9 *ETPP en µm para diferentes pares de engranajes con ε_α=1,4 a 2,4 sin MP, en función del torque. Para engranajes perfectos y con desvíos de paso*

La Figura 9 muestra el ETPP del par de engranajes sin MP. Es lógico y evidente que el ETPP es proporcional al torque: la flexión de los dientes se incrementa con la carga y, por lo tanto, el ETPP

crece correspondientemente. Es evidente en el gráfico que el ETPP decrece con mayores relaciones de contacto transversal. Hay una reducción grande del ETPP (alrededor del 50%) por encima de ε_α= 1,8; estos engranajes son los así llamados de dentado alto teniendo siempre 2-3 pares de dientes en contacto y, por lo tanto, una mayor rigidez, normalmente menor variación de rigidez, menor ETPP. Es bien conocido que los engranajes de dentado alto son silenciosos; el estudio confirma este fenómeno. La Figura 10 muestra: ¡el ETPP de engranajes de dentado alto (ε_α≥2,0) es menor a la mitad del ETPP de los engranajes normales! Esto es válido SOLO para engranajes sin ninguna MP; cuando se aplica una MP (ver Figura 12), entonces: ¡el ETPP no es proporcional al torque y el de los engranajes de dentado alto es menos reducido comparado con los engranajes normales!

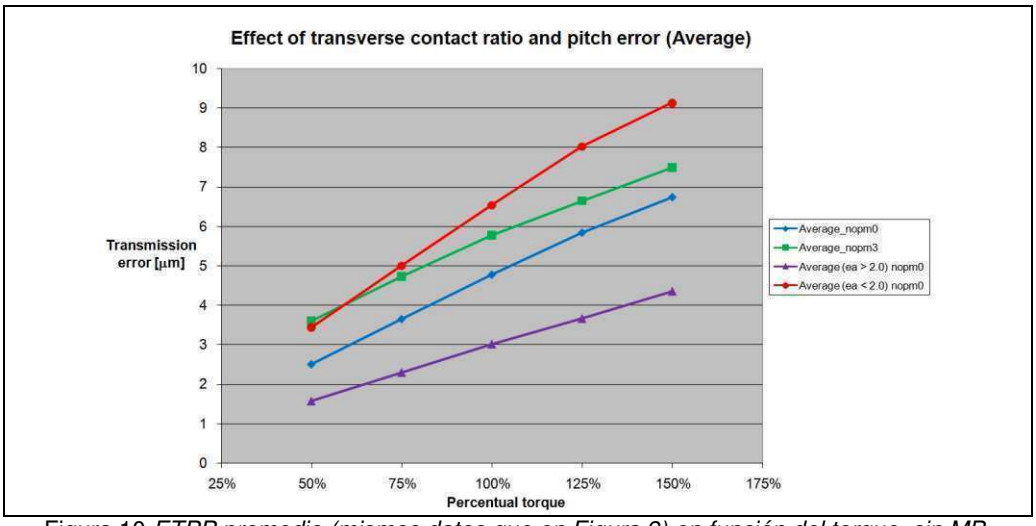


Figura 10 *ETPP promedio (mismos datos que en Figura 9) en función del torque, sin MP. La curva "Average (ea<2.0) nopm0" muestra el ETPP promedio para ε_α< 2.0; la curva "Average (ea>2.0) nopm0" para ε_α≥2.0; la curva "Average_nopm0" para todos los engranajes; la curva "Average_nopm3" para todos los engranajes con desvío de paso de 3 µm.*

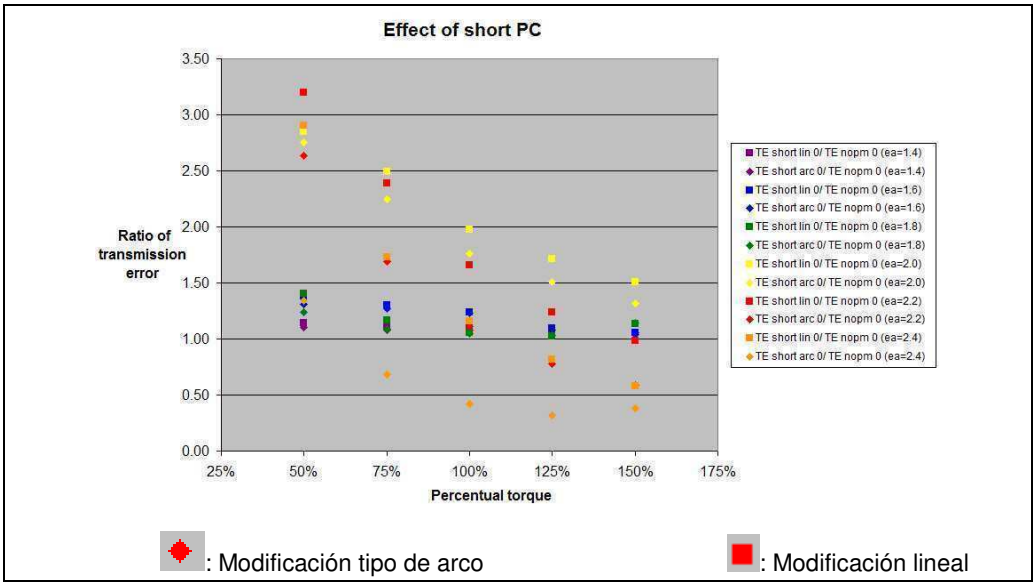


Figura 11 *Relación del ETPPconMP al ETPPsinMP para diferentes pares de engranajes con ε_α=1,4 a 2,4 con MP corta, en función del torque*

El efecto de la MP corta es mostrado en la Figura 11. Como la relación ETPPconMP/ETPPsinMP (ETPP con MP al ETPP sin MP) es expuesta, cada resultado con un valor mayor que 1 representa

una situación donde el engranaje con MP es peor que el que no la tiene. Con la excepción de pares de engranajes con una muy alta ε_α (2,4), ¡siempre la modificación corta es peor que sin MP! Para baja carga (75% y menos) el incremento del ETPP puede ser 300% y más.

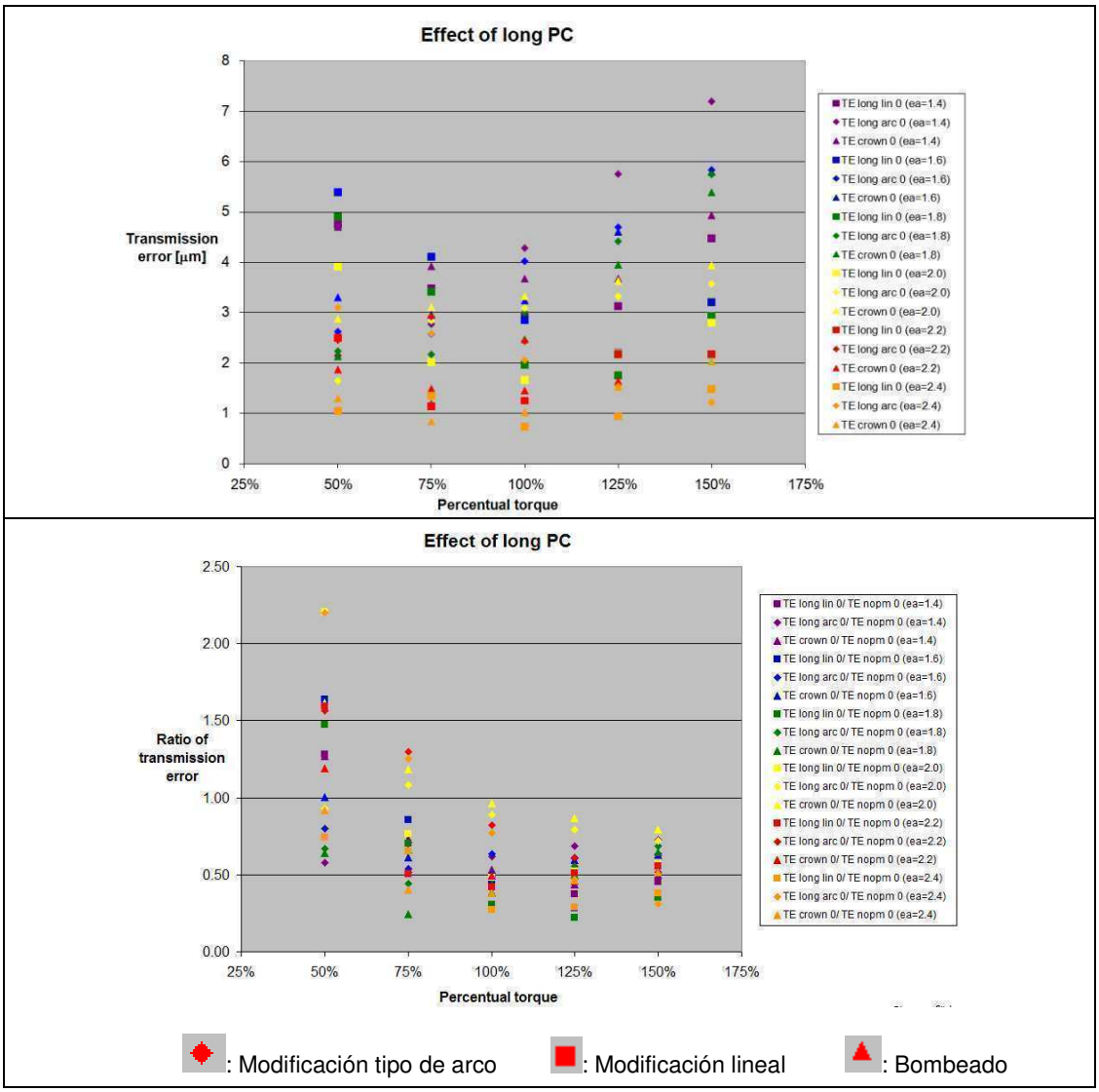


Figura 12 *ETPP (arriba) y Relación (abajo) de EtPPconMP a ETPPsinMP para diferentes pares de engranajes,* con ε_α*=1,4 a 2,4 con MP larga, en función del torque*

El resultado es completamente diferente cuando se usa una MP larga (Figura 12). ¡Todos los pares de engranajes encima del 80% del torque nominal tienen un ETPP reducido (desde 30 al 70% de reducción)! Sólo para baja carga (60% y menos del torque nominal) el ETPP se incrementa comparado con un par de engranajes sin MP; pero este incremento es menor que para las modificaciones cortas.

Ciertamente es sorprendente obtener una diferencia significativa entre modificaciones corta y larga, principalmente para cualquier ε_α. El resultado es acorde con algunos autores bien conocidos –p.ej. Houser [1] y Niemann [3]- pero el hecho que, cuando se usan MP largas, la relación de contacto transversal de la parte no modificada de los flancos es bastante inferior a 1 (Figura 2), de alguna manera reduce nuestra expectativa de un buen resultado con la modificación larga.

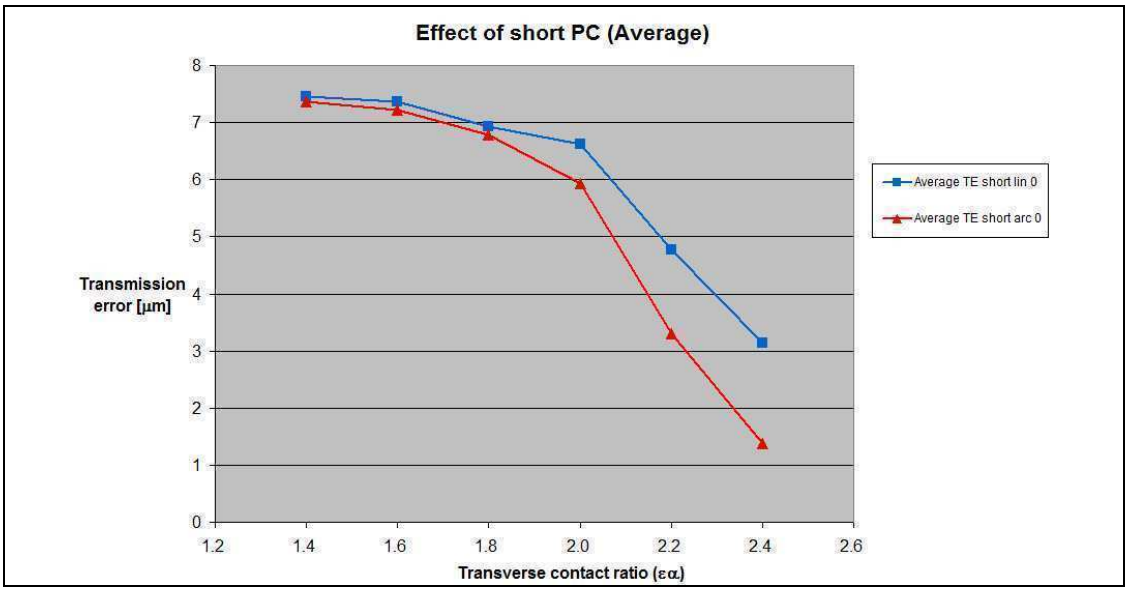


Figura 13 *ETPP promedio (entre torques de 50 a 150%) en función de* ε_α *con MP corta, con curvas de tipos lineal y de arco*

4.3 Influencia de la curvatura sobre la MP

Es interesante analizar la influencia de diferentes curvas de MP sobre el ETPP. Para MP cortas se utilizan una modificación lineal (Figura 1) y una de tipo de arco (Figura 4). Lo mismo es usado para modificación larga y, adicionalmente, también un bombeado de perfil (Figura 3).

Cuando se utiliza la MP corta (Figura 13), para engranajes normales (ε_α<2,0) la forma de la curva no tiene una influencia significativa, pero para engranajes de dentado alto la curva tipo de arco es mucho mejor.

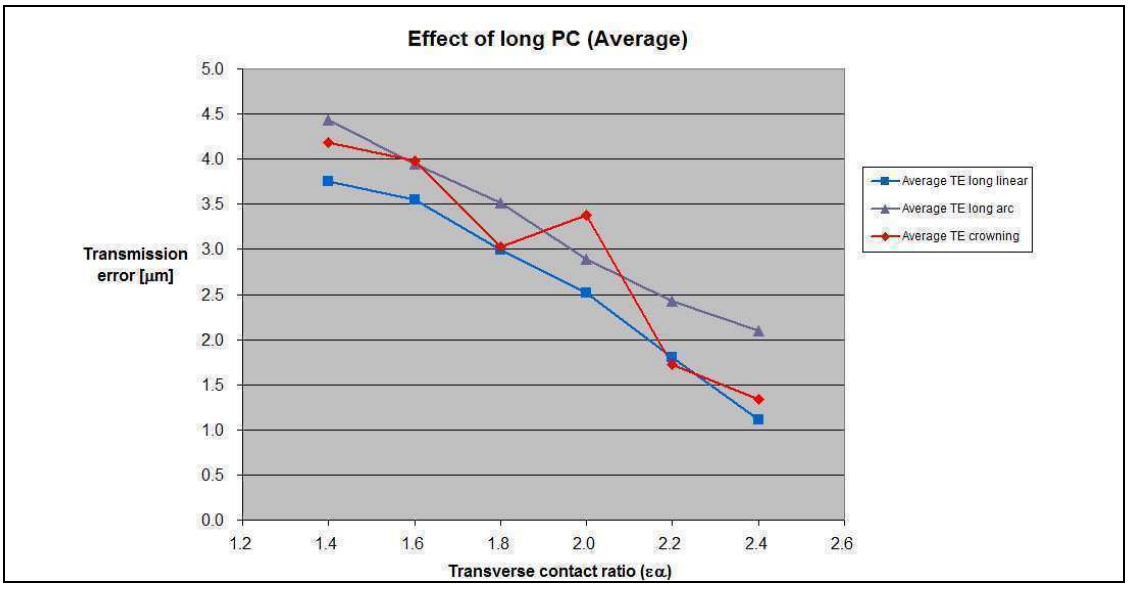


Figura 14 *ETPP promedio (entre torques de 50 a 150%) en función de* ε_α *con MP larga, con curvas de tipos lineal, de arco y bombeado*

Con MP larga, realmente no hay diferencia significativa entre los efectos de curvas diferentes cuando se los compara en un rango amplio de ε_α. Pareciera que la modificación lineal es un poco mejor que

la tipo de arco (Figura 14). Es interesante el efecto cuando se lo analiza en función del torque (Figura 15). La modificación lineal es muy buena para el torque de diseño y más alto, pero resulta peor para otras condiciones con carga menor.

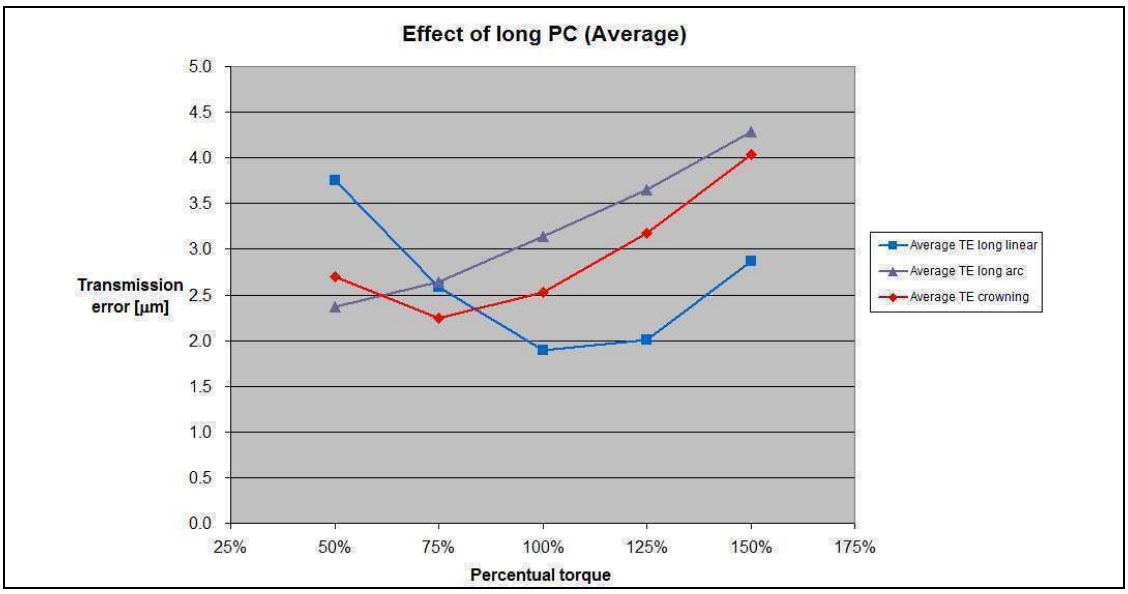


Figura 15 *ETPP promedio (entre ε_α desde 1,4 hasta 2,4) en función del torque con MP larga, con curvas de tipos lineal, de arco y bombeado*

4.4 Influencia de los desvío de manufactura sobre el ETPP

Los cálculos son repetidos con desvíos de manufactura, para evaluar la prestación de las diferentes modificaciones para compensar los desvíos de forma del dentado. En este caso un desvío de paso de 3 µm es aplicado. Esta magnitud es la mitad de la desviación admitida para clase de precisión 6 (ISO1328 o AGMA2015) para este tamaño de engranajes. El ETPP de los engranajes con desvío de manufactura es claramente incrementado, pero el incremento medio del ETPP es mucho menor que el desvío de paso (Tabla 2). La Figura 10 muestra que un desvío de paso de 3 µm incrementa el ETPP en los engranajes sin modificación en sólo 1 µm o menos.

MP	ETPP promedio [µm] sin desvío de paso	ETPP promedio [µm] con 3 µm de desvío de paso	Incremento promedio de ETPP [µm]	Incremento del ETPP en % del desvío de paso
Sin modificación	4,8	5;8	0,99	33,0
Lineal corta	6,2	6,9	0,69	23,2
Tipo de arco, corta	5,4	6,1	0,71	23,8
Lineal larga	1,9	2,9	1,05	35,0
Tipo de arco, larga	3,1	3,9	0,78	26,1
Bombeado	2,5	3,7	1,18	39,2

Tabla 2 *Incremento promedio del ETPP debido a desvío de paso de 3 µm para torque nominal (100%)*

No es evidente que MP específicas tengan mejor capacidad para “absorber” desvíos de paso según muestra la Tabla 2 sobree la evaluación del incremento del ETPP debido a desvío de paso de 3 µm. Las modificaciones tipo de arco (cortas y largas) y las lineales cortas dan mejores resultados pero se asume que comprobaciones ulteriores deberían ser ejecutadas para asegurar que este resultado es significativo. Además, desvíos de perfil y otros tipos de desvíos de manufactura deberían ser comprobados para obtener un panorama más completo.

4.5 Estudio suplementario de la longitud de la MP

Hasta aquí fue considerado el efecto de las MP cortas y largas. Los resultados muestran claramente que las modificaciones largas reducen el ETPP. Houser [1] recomienda usar una MP “media” dado

que “los alivios largos y cortos representan límites de diseño útiles para engranajes rectos y, generalmente, algún tipo intermedio de alivio da el mejor compromiso, dependiendo del rango de cargas de operación que el engranaje encuentra”. Es claramente posible que una longitud intermedia de modificación podría dar aún mejores resultados, por lo tanto, esto debería ser comprobado.
El ETPP calculado en un engranaje específico con MP de diferentes longitudes es mostrado en la Figura 16. Aquí, el ETPP se incrementa ligeramente desde cero para la MP corta. Con el incremento de la longitud de modificación, en TEPP decrece significativamente, más rápidamente con la modificación lineal que con la tipo de arco. El ETPP alcanza un mínimo alrededor de la MP “larga”. Con la modificación lineal el mínimo es alcanzado brevemente antes de la MP “larga”; con la tipo de arco, brevemente después. Claramente las curvas pueden cambiar con el nivel de torque y la geometría del engranaje, pero la tendencia es repetible.

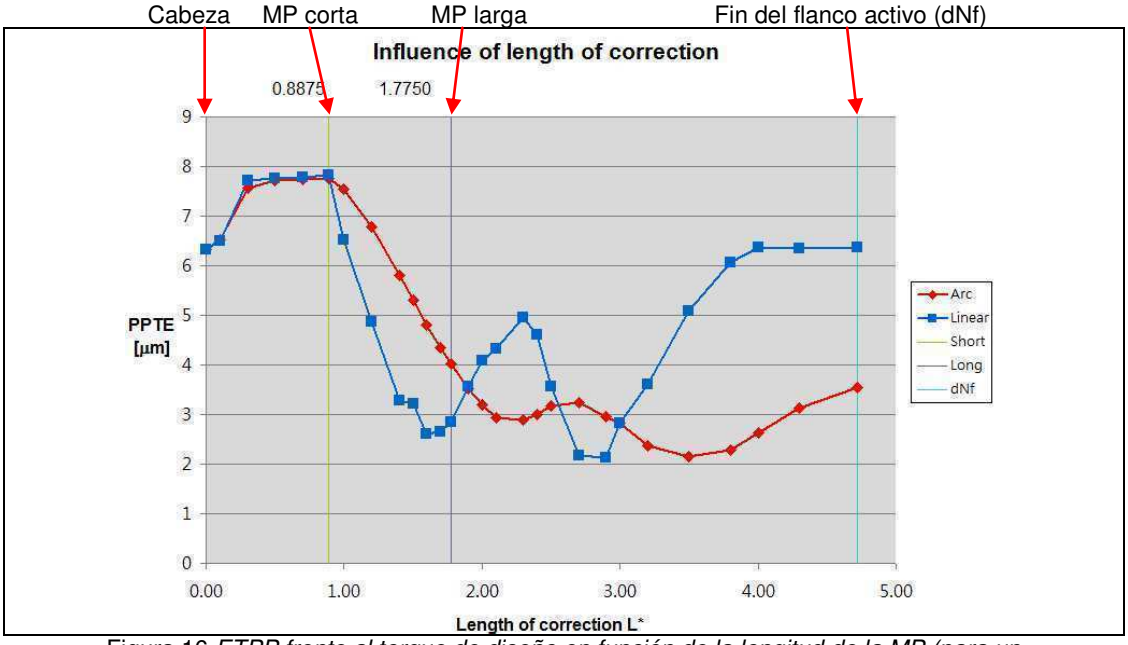


Figura 16 *ETPP frente al torque de diseño en función de la longitud de la MP (para un engranaje con ε_α=1,6) cuando se usan modificaciones de cabeza lineales o tipo de arco*

5. DIFERENTES MP Y LA TEMPERATURA INSTANTÁNEA

Normalmente la temperatura instantánea local es más alta al inicio y al fin del contacto entre dos engranajes. Dado que una MP reduce el espesor de diente exactamente en estos puntos, se logra una reducción de la presión hertziana en ellos; la consecuencia de la carga reducida es que la temperatura local en el inicio y el fin del contacto decrece. Por lo tanto, es lógico que cualquier MP es útil para reducir el riesgo de gripado.
La Figura 17 muestra la reducción relativa de la temperatura instantánea cuando se usa una MP corta; la Figura 18 muestra lo mismo con una MP larga. Básicamente, los resultados son muy similares, de modo que no hay diferencia significativa entra modificaciones corta y larga. Con pocas excepciones, la reducción de la temperatura instantánea es muy relevante cuando se usa cualquier MP.
Es interesante que la reducción de la temperatura instantánea (siempre comparada con el engranajes sin MP) es más pequeña con ε_α=1,4; luego la temperatura decrece significativamente con mayor ε_α, teniendo un resultado óptimo en ε_α=2,0 (un decremento de temperatura del 60%); luego con mayores ε_α aún, la reducción es de nuevo menos significativa.
No hay influencia relevante de MP con diferentes curvaturas sobre la temperatura instantánea.

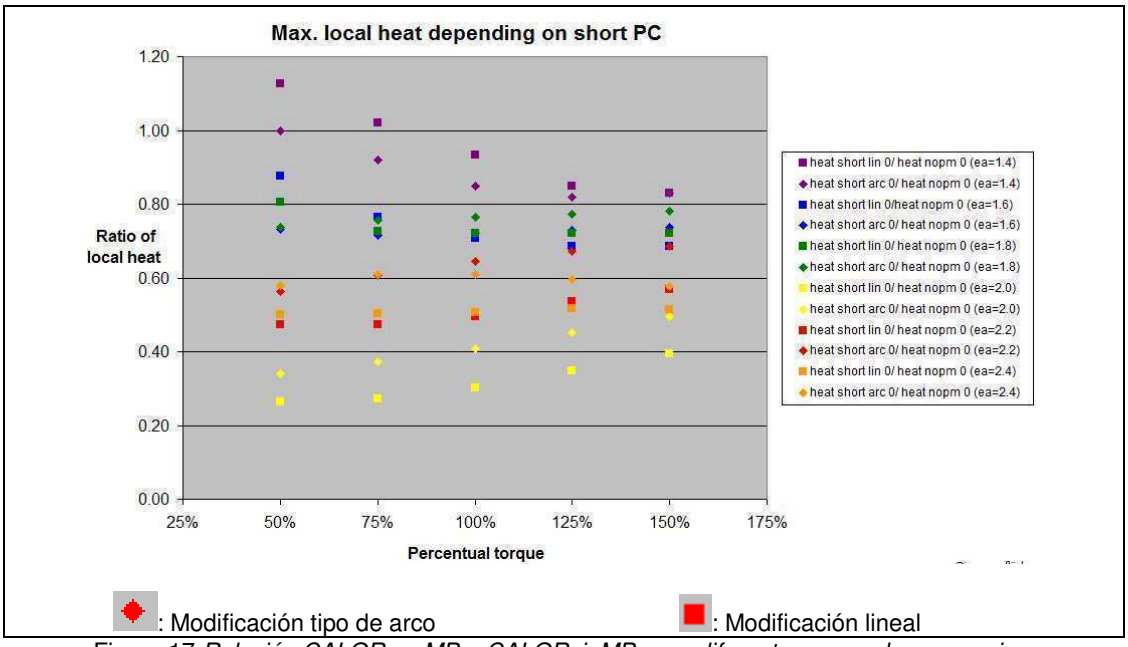


Figura 17 *Relación CALORconMP a CALORsinMP para diferentes pares de engranajes, con ε_α desde 1,4 hasta 2,4 con MP **corta**, en función del torque*

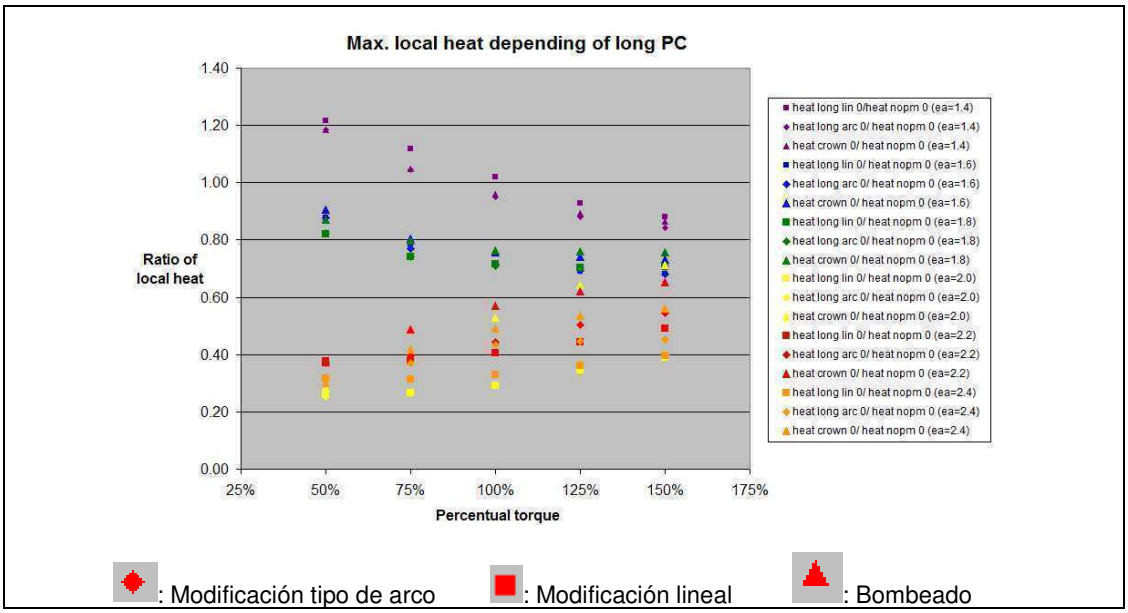


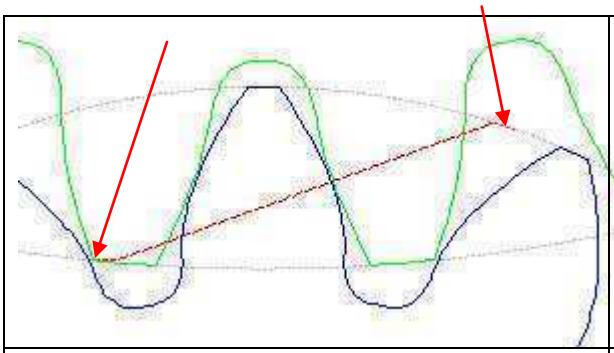
Figura 18 *Relación CALORconMP a CALORsinMP para diferentes pares de engranajes, con ε_α desde 1,4 hasta 2,4 con MP **larga**, en función del torque*

6. DIMENSIONAMIENTO DEL ALIVIO DE CABEZA Ca

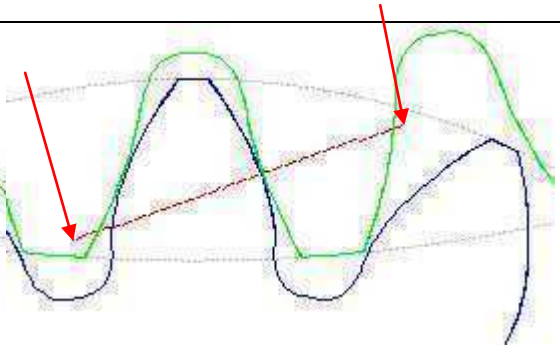
Puede ser importante discutir el trazado del alivio de cabeza Ca óptimo (Figura 1). Para este estudio, el alivio de cabeza es diseñado de manera de eliminar completamente el impacto de contacto en el inicio y en el fin del engrane frente al torque nominal, sin reducir la longitud de contacto entre los engranajes. La Figura 19 explica cómo el efecto del alivio de cabeza es comprobado.

En este estudio no se varía el alivio de cabeza. Sin MP el ETPP es cuasi proporcional al torque (Figura 9), pero cuando se aplica una MP resulta que el ETPP es el más bajo al 75% del torque nominal pero deviene más alto con torque menor. Por lo tanto, cambiando la magnitud de Ca en -5%

no da el mismo resultado como el cambio del torque en +5%; esto podría ser cierto si el torque y el ETPP fueran proporcionales.
Por lo tanto, la magnitud de Ca es un parámetro adicional, que debiera ser investigado.



Ca es demasido pequeño: la traza de contacto continua sobre el círculo de cabeza; esto indica impacto de contacto.
Contacto prolongado.



Ca es demasiado grande: la traza de contacto se interrumpe antes de alcanzar el diámetro de cabeza.
La relación de contacto transversal es reducida.

Figura 19 *Comprobación de la magnitud del alivio de cabeza Ca*

7. CONCLUSIONES

El efecto sobre el error de transmisión y el riesgo de gripado producido por las MP linear corta, lineal larga, tipo de arco corta, tipo de arco larga y de bombeado completo es analizado en engranajes con diferentes ε_α.
En la bibliografía pueden encontrarse sólo pocos comentarios, y algunos contradictorios. Para este análisis fueron variados sistemáticamente importantes parámetros y cientos de cálculos de ETPP fueron realizados.
Pares de engranajes con dentado alto (con $\varepsilon_\alpha \geq 2{,}0$) tienen, en la mayoría de los casos, sólo alrededor de la mitad del ETPP comparados con pares de dentado normal, cuando no se aplica una MP. Con MP, los engranajes con dentado alto tienen también menor ETPP, pero la diferencia con los engranajes normales es menor.
Una MP, corta o larga, efectivamente reduce muy bien el riesgo de gripado y el impacto de contacto. Para el ETPP, la diferencia entre las modificaciones corta y larga, para cualquier ε_α, es muy significativa. Donde las MP cortas muestran, aún al torque de diseño, un pequeño incremento del ETPP comparado con engranajes sin MP, las largas muestran ¡una reducción del 30 hasta el 70%! El resultado acuerda con algunos autores, pero el hecho de obtener tan buen resultado, cuando se usan modificaciones largas, es sorprendente. Sin embargo, es también importante conocer que cualquier MP incrementa el ETPP con pequeño torque (50% o menos del torque de diseño), comparado con los engranajes sin MP.
La influencia de MP con diferentes curvaturas sobre el ETPP es menos significativa. Para la MP corta fueron usadas una curva lineal y otra tipo de arco. Lo mismo fue también usado para modificación larga y, adicionalmente, también un perfil bombeado. Cuando se usa una MP corta, para engranajes normales ($\varepsilon_\alpha < 2{,}0$) la forma de la curva no tiene influencia significativa; pero para engranajes con dentado alto, la curva tipo de arco es mucho mejor. Con modificación larga o bombeada, realmente no hay diferencia significativa entre los efectos de los distintos tipos de curvas.
Dado que parámetros diferentes tales como la magnitud del alivio de cabeza Ca o el tipo de curva de la modificación tiene una significativa, pero no siempre la misma, influencia sobre el ETPP, en el caso de un engranaje de transmisión específico es siempre recomendado calcular y optimizar el error de transmisión cuando se dispone de un software adaptado.
Además, en este trabajo es considerado sólo el valor pico a pico del error de transmisión. Esta es la práctica normal en la industria. Pero estamos convencidos que la pendiente de la curva del error de transmisión también es importante; con una pendiente más pronunciada se producen mayores aceleraciones y vibraciones. Pero este fenómeno todavía no se ha investigado con precisión.

8. REFERENCIAS.

[1] R.G.Munro/D.Houser; *Transmission Error Concepts*, The Ohio State University – GearLab, 2002 (and similar publications of the Ohio Gear Lab).

[2] H.Linke; *Stirnradverzahnungen (Cylindrical gears)*, Carl Hanser Edition, ISBN 3-446-18785-5, 1996.

[3] G.Niemann/H.Winter; *Machine elements II*, 2.edition, Springer edition, ISBN 0-387-11149-2 (English edition), 1983.

4] J.D.Smith; *Gear Noise and Vibration*, 2.edition, Marcel Dekker Edition, New York.

[5] D.Peterson, *Auswirkung der Lastverteilung auf die Zahnfusstragfähigkeit von hochüberdeckenden Stirnradpaarungen*, Dissertation, TU Braunschweig, 1989.

[6] U.Kissling/M.Raabe; *Tooth Meshing Stiffness Optimisation based on Gear Tooth Form Determination for a Production Process Using Different Tools*, AGMA Fall Meeting FTM 2005, Detroit.

[7] www.kisssoft.com, *calculation software for machine design*.

[8] AGMA925-A03, *Effect of Lubrication on Gear Surface Distress*, American Gear Manufacturers Association, 2003.

[9] ISO/TR 15144-1:2009(E): *Calculation of micropitting load capacity of cylindrical spur and helical gears*.

[10] Dr.Eng. Ulrich Kissling. *Effects of profile corrections on peak-to-peak transmission error*. Gear Technology Magazine – July 2010

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

Dimensionamiento automático de mecanismos de eslabonamientos

Pucheta, Martín Alejo, Cardona, Alberto

Centro Internacional de Métodos Computacionales en Ingeniería (CIMEC)
INTEC (Universidad Nacional del Litoral – CONICET).
Güemes 3450, S3000GLN, Santa Fe, Argentina.
E-mails: {mpucheta,acardona}@intec.unl.edu.ar

RESUMEN.

En este trabajo se presenta una metodología de síntesis dimensional de mecanismos de eslabonamientos que permite incluir restricciones del espacio de trabajo del mecanismo [1]. El principal objetivo del trabajo es realizar la selección de una topología de mecanismo y su dimensionamiento en forma automática. La metodología utilizada en la síntesis topológica está basada en una representación computacional de las partes a mover y de los mecanismos disponibles mediante grafos. Para la síntesis dimensional, se utilizan ecuaciones de posiciones precisas y para satisfacer las restricciones de diseño se utilizó un algoritmo genético. La selección se realiza en forma automática utilizando indicadores de comportamiento provistos por la síntesis dimensional. Se muestran resultados de aplicación de la metodología para el diseño de eslabonamientos planos para una tarea cinemática de generación de trayectoria sujeta a una compleja restricción de espacio.

Palabras Claves: diseño óptimo, mecanismos de eslabonamientos planos, síntesis topológica, síntesis cinemática, selección automática.

Docentes en la Facultad de Ingeniería y Ciencias Hídricas, Universidad Nacional del Litoral, Santa Fe.

1. INTRODUCCIÓN

El diseño de mecanismos es una actividad en la cual el ingeniero se enfrenta a la difícil tarea de aplicar su experiencia e ingeniosidad para combinar una amplia variedad de elementos mecánicos con distintas funciones, buscando satisfacer requerimientos funcionales, estructurales y de diseño (por ejemplo, las restricciones de espacio). Dadas las especificaciones para un producto, el proceso de diseño conceptual puede resumirse en tres etapas, (I) generación de alternativas de diseños factibles, (II) evaluación de alternativas, y (III) clasificación y selección del mejor o los mejores conceptos; ver Figura 1(a). El diseño detallado consiste de un ajuste fino de los parámetros del producto por medio de varios análisis detallados, ver Figura 1(b), en donde frecuentemente se hace uso de software para optimización para tener en cuenta objetivos y restricciones no tenidos en cuenta en la etapa conceptual, y si resulta factible, se construyen prototipos completos -virtuales y reales- (V) para su prueba intensiva (VI).

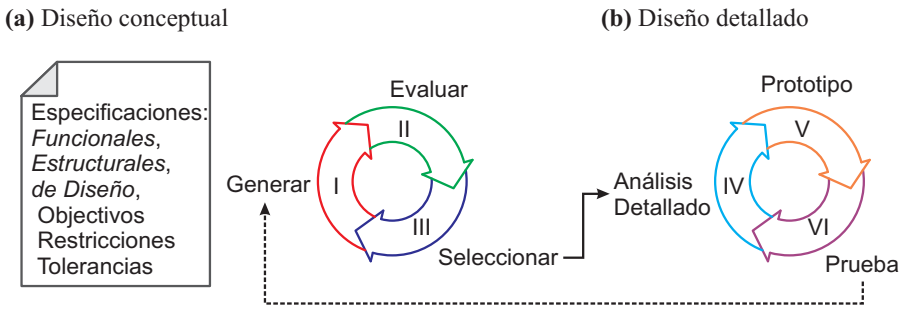


Figura 1 *Naturaleza cíclica del proceso de diseño partiendo desde cero dividido en dos etapas.*

El proceso de diseño es naturalmente cíclico e iterativo. Entre las primeras etapas del diseño, denominadas de diseño conceptual, se utilizan iterativamente la síntesis y el análisis con el objetivo de alcanzar una –y en lo posible "la mejor"– solución válida que satisfaga la mayor cantidad posible de los requerimientos. La automatización de estas etapas mediante el auxilio de técnicas computacionales debe conducir al diseñador a: (i) sistematizar la definición del problema y la carga de datos entre las etapas de diseño, (ii) reducir los tiempos de cálculo, y (iii) facilitar la interpretación de resultados, y consecuentemente, permitir enfocar su labor intelectual y creativa sólo en aquellas decisiones de vital importancia para el éxito del diseño. Estas decisiones impactarán en los tiempos y costos del diseño detallado y las etapas subsiguientes.

La metodología utilizada en la síntesis topológica está basada en una representación computacional de las partes a mover y de los mecanismos disponibles mediante grafos y se ha aplicado exitosamente para diseñar eslabonamientos rígidos con grados de libertad fijo [4] o variable [5].

En este trabajo se presenta una metodología de síntesis dimensional de mecanismos de eslabonamientos que permite incluir restricciones del espacio de trabajo del mecanismo [1]. Partiendo desde un listado de topologías que satisfacen los requerimientos estructurales para para un problema dado, el principal objetivo del trabajo es dimensionar cada topología en forma automática [2], y proveer criterios para la selección del mecanismo óptimo para la tarea dada. Para la síntesis dimensional, se utilizan ecuaciones de posiciones precisas en combinación con una aproximación que tiene en cuenta el error cinemático de la tarea. Para minimizar el error cinemático y satisfacer las restricciones de diseño se utilizó un algoritmo genético. La selección se realiza en forma automática utilizando indicadores de comportamiento provistos por la síntesis dimensional.

Se muestran resultados de aplicación de la metodología para el diseño de eslabonamientos planos para una tarea cinemática de generación de trayectoria sujeta a una compleja restricción de espacio pero puede aplicarse a tareas cinemáticas múltiples [3].

2. METODOS.

2.1 Antecedentes en la síntesis mecanismos de eslabonamientos

En 1979, Freudenstein y Maki [7] propusieron la "separación" de la estructura cinemática de un mecanismo (para generar alternativas) de los requerimientos funcionales (para evaluar las alternativas generadas). Este concepto fue utilizado por Tsai [8] quien también remarcó que "mientras más requerimientos funcionales sean traducidos e incorporados en el generador, menor trabajo se necesitará en el evaluador. Sin embargo, esto puede conducir a que el generador se torne muy

complejo de desarrollar. Generalmente, si un requerimiento funcional puede escribirse en una forma matemática, éste debería incluirse en el generador" [8]. En 2003, Pucheta y Cardona expresaron la tarea deseada, el espacio de soluciones topológicas y los requerimientos estructurales en términos de Teoría de Grafos, desarrollando un generador automático de topologías para un problema dado. La potencia de las computadoras de escritorio actuales permiten que el problema de enumeración exhaustiva de estructuras diferentes (sin isomorfismos) sea abordable en un tiempo razonable, ver Chen y Pai [10] y Pucheta y Cardona [4]. La enumeración exhaustiva y ordenada evita que queden alternativas potenciales sin ser exploradas.

2.2 Antecedentes en la síntesis automática

Si se consideran los antecedentes en generación automática de mecanismos involucrando la síntesis topológica y dimensional en forma conjunta, se pueden mencionar pocos trabajos [2, 3, 11-13]. Esto puede deberse a que las disciplinas abarcan especialidades diferentes del área de la teoría de máquinas y mecanismos y de las ciencias de la computación que han estado disociadas. La disciplina relativa a la síntesis topológica hace empleo de conocimientos de matemáticas discretas, análisis combinatorio, Teoría de Grafos y Teoría de Grupos mientras que la relativa a la síntesis dimensional requiere del empleo de geometría y cinemática computacional, y de la resolución de sistemas no-lineales resultantes de las ecuaciones de desplazamientos en donde las incógnitas son las dimensiones de los eslabones, que en general son trascendentes y pueden tener soluciones múltiples [1, 2].

3. ANALISIS TOPOLOGICO: ENUMERACION Y SINTESIS.

El análisis topológico de mecanismos comprende la enumeración de topologías y la síntesis, en donde se selecciona una topología para satisfacer una tarea dada bajo restricciones topológicas o discretas establecidas para las partes existentes del mecanismo (o partes iniciales) y para los mecanismos que se quieren obtener. Para esto se utiliza la representación de grafos de los mecanismos que se presenta a continuación.

3.1. Representación de mecanismos y submecanismos.

El grafo $G(V,E)$ de una cadena cinemática se obtiene representando cada eslabón por un vértice v_i y cada unión cinemática por una arista e_{ij} que conecta los vértices correspondientes $\{v_i, v_j\}$. El tamaño del conjunto de vértices se denota por $n = |V|$ y el tamaño del conjunto de aristas por $j = |E|$. El conjunto de vértices sin etiquetas se numera en base cero como $V = \{v_0, v_1, \dots, v_{n-1}\}$. Adicionalmente, sobre el grafo G se definen dos niveles de información necesarios para definir un mecanismo:

- *Etiquetas:* identificando el significado funcional de cada eslabón o unión.
- *Tipos:* identificando el tipo estructural (ó comportamiento físico) de cada eslabón o unión.

Una vez que las etiquetas y los tipos son asignados sobre el grafo, la estructura topológica de un mecanismo queda completamente definida.

El modelo del mecanismo se completa con la ayuda de una representación matricial. Un grafo tiene varias representaciones matriciales que expresan cómo los vértices están conectados mediante aristas. Una representación es la *Matriz de Adyacencia* vértice a vértice. La matriz de adyacencia A de un grafo G es una matriz de tamaño n por n en la cual la entrada a_{ij} es el número de aristas en G con vértices extremos $\{v_i, v_j\}$ y $a_{ii} = 0$.

Una Matriz de Adyacencia de Tipos T se define como sigue [4, 14]:

$$T_{ii}(v_i) = \begin{cases} 0, & \text{si } v_i \text{ es la fundación,} \\ 1, & \text{si } v_i \text{ es un eslabón rígido,} \\ 2, & \text{si } v_i \text{ es un eslabón flexible.} \end{cases}$$

$$T_{ij}(e_{ij}) = \begin{cases} 0, & \text{si } e_{ij} \text{ es una unión rotoidal,} \\ 1, & \text{si } e_{ij} \text{ es una unión prismática,} \\ 2, & \text{si } e_{ij} \text{ es una unión flexible,} \\ 3, & \text{si } e_{ij} \text{ es una unión fija.} \end{cases}$$

Nótese que esta definición se puede extender fácilmente a un mayor número de tipos de eslabones y uniones. Además, las entradas se definen intencionalmente como números enteros positivos en acuerdo con el identificador de isomorfismos utilizado.

3.1.1 Codificación de diferentes atlas de mecanismos.

Para enumerar mecanismos se realiza la asignación de tipos de eslabones y uniones sobre una cadena cinemática en todos los modos posibles, sin repetición (no isomórficos). Cada mecanismo se identifica en forma única mediante un número entero en base decimal, o más eficientemente, mediante un vector de números enteros expresados en una base no decimal. Este proceso conduce a obtener miles de mecanismos desde unas pocas cadenas cinemáticas.

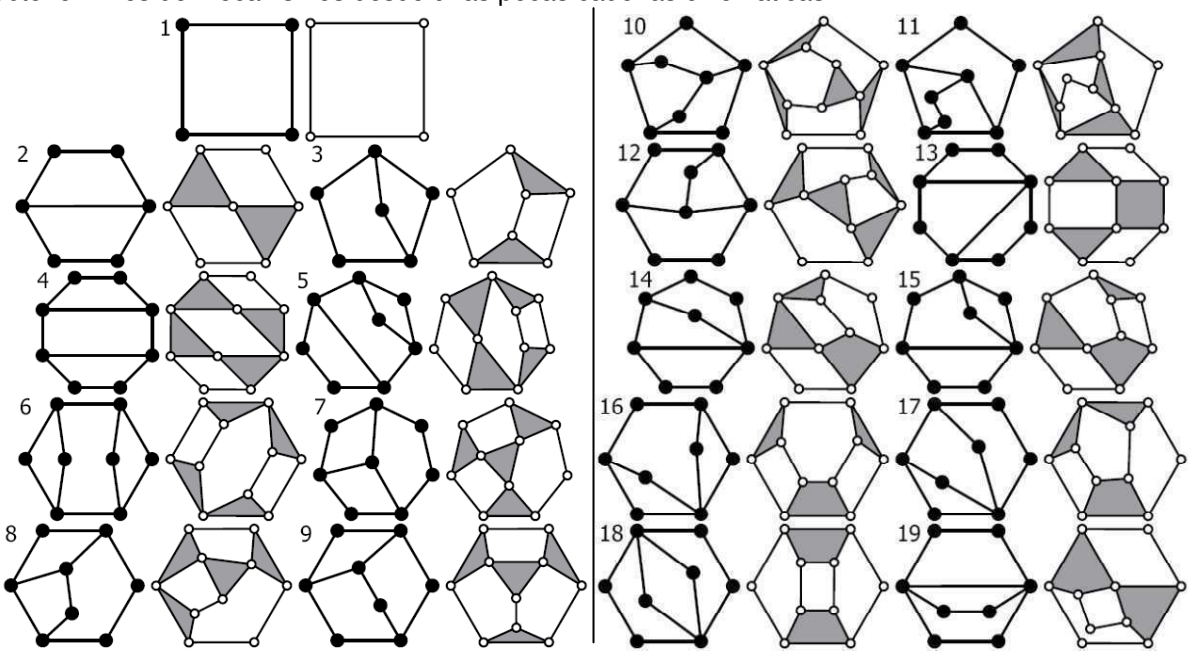


Figura 2 Atlas de cadenas cinemáticas (grafos y esquemas) de un grado de libertad de 4, 6 y 8 eslabones.

Para dar un ejemplo de la explosión combinatoria resultante en la generación de mecanismos, en la referencia [14] se presenta una asignación sobre la matriz de adyacencia de cadenas cinemáticas de un grado de libertad de 4, 6 y 8 eslabones mostrados en la Figura 2 utilizando dos tipos de eslabones {0=fundación,1=rígido} y dos tipos de uniones cinemáticas {1=rotoidal, 2=prismática}. Los resultados se muestran en la segunda columna de la Tabla 1. En la primer fila se muestran los resultados obtenidos si solamente se consideran uniones rotoidales; en la segunda, si se permiten uniones prismáticas; en la tercera, si se restringe el número de uniones prismáticas a satisfacer ciertas reglas heurísticas (R_1: ningún circuito posee menos de dos pares no prismáticos; R_2: ningún circuito posee tres o más pares prismáticos consecutivos); y en la última fila, si sólo se permite una unión prismática, que en general se utiliza como actuador.
Si además se consideran elementos flexibles, el número de mecanismos obtenidos desde las cadenas cinemáticas de 4 y 6 eslabones (cadenas 1 a 3 de la Figura 2) es el de la segunda columna, con opciones de eslabón {0=fundación, 1=rígido, 2=flexible} y de uniones {1=rotoidal, 2=prismática, 3=unión_flexible ,4=fija}. Además de las reglas heurísticas anteriores, se agregan las siguientes reglas triviales: M_1: al menos un eslabón es rígido (la fundación). M_2: Una conexión fija no puede unir dos o más cuerpos fijos. Nótese, comparando estas dos columnas, el crecimiento del número de mecanismos cuando se considera flexibilidad.

Tabla 1 *Algunos mecanismos de un grado de libertad.*

Atlas	**Rigido**	**Flexible**
1GDL R	77	102985
1GDL RP	54222	908886
1GDL R1P	679	362974

El mismo procedimiento se puede utilizar para cadenas cinemáticas de dos y tres grados de libertad, y para mecanismos espaciales partiendo de las cadenas cinemáticas correspondientes.

3.1.2 Descripción del problema y restricciones topológicas.

Utilizando una descripción de Elementos Finitos en donde se ubica una terna de referencia por nodo, se definen las partes iniciales de un mecanismo: uniones cinemáticas pre-existentes y puntos ó cuerpos a mover; el problema de la Figura 3 es expresado con la descripción MEF de la Figura 4(a).

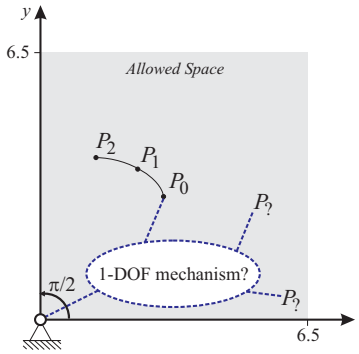


Figura 3 Definición de un problema de síntesis simple: movimiento de entrada prescripto, trayectorias deseadas (salida), espacio deseado, etc.

Sobre estas partes se declaran diversas restricciones del movimiento en forma discreta utilizando conjuntos de desplazamientos D sobre un nodo dado, rotaciones de eslabones L y restricciones del movimiento sobre uniones cinemáticas J, o sea, rotaciones sobre uniones rotoidales ó deslizamientos sobre uniones prismáticas. Estas especificaciones se dan convenientemente en coordenadas relativas a las posiciones iniciales de cada nodo o eslabón.

Para la tarea de seguimiento de trayectoria de la Figura 3 se desea que el nodo N_5 de un mecanismo desconocido pase por tres posiciones precisas de una trayectoria. Estos desplazamientos se declaran como tripletes de nodo–tiempo–vector desplazamiento, p. ej. como $D = \{N_5, 0, (0,0)^{\mathrm{T}};\ N_5, 1, \mathbf{d}_1;\ \mathrm{N}_1, 2, \mathbf{d}_2\}$. Si la simultaneidad con la actuación es prescripta ("prescribed timing"), los parámetros de la unión de entrada del movimiento pueden declararse como tripletes de elemento–tiempo–valor, por ejemplo, como $J = \{E_1, 0, 0;\ E_5, 2, \pi/2\}$, la posición intermedia 1 se deja libre, a ser propuesta o calculada.

En base a la descripción nodo a nodo y las restricciones D, L y J, se utilizan reglas [14] para construir un grafo etiquetado y con tipos de elementos definidos, denominado grafo inicial G_{ini}, ver Figura 4.

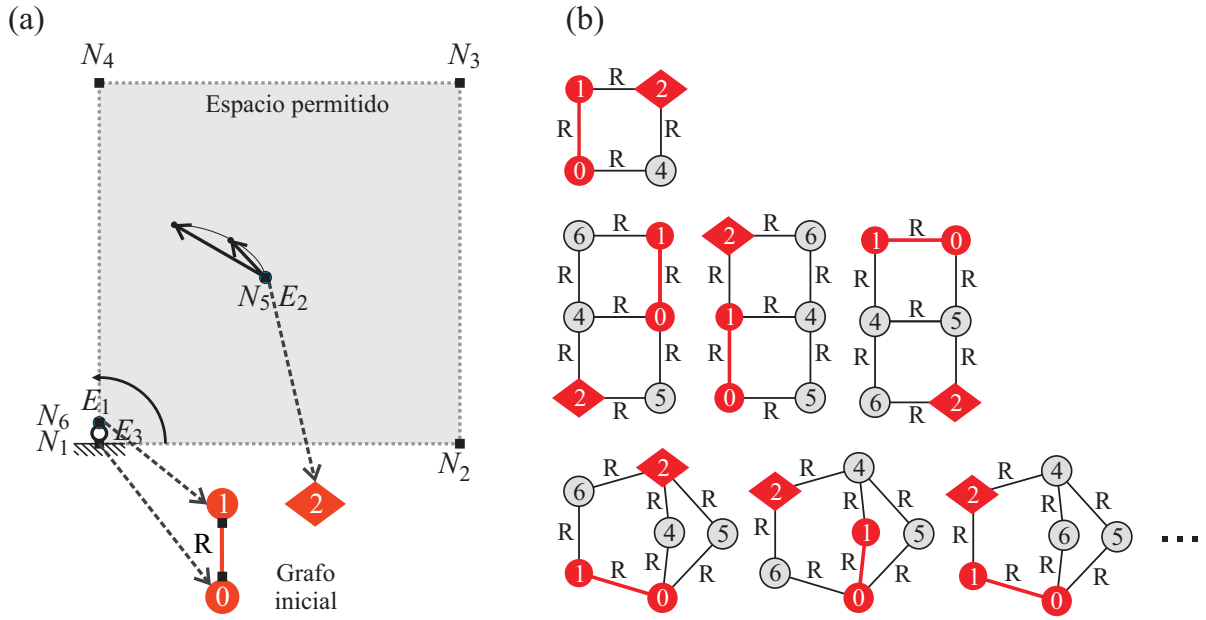


Figura 4 (a) Grafo de un problema cinemático de generación de trayectoria: Los nodos y cuerpos se convierten en vértices del grafo, las uniones cinemáticas se convierten en aristas. (b) Soluciones topológicas no isomórficas.

Este grafo modela en forma implícita las restricciones estructurales iniciales de conectividad entre cuerpos existentes. Otras restricciones y características útiles para las etapas subsiguientes se extraen de la definición geométrica y se almacenan en estructuras de datos auxiliares:

- Nodos de Trayectoria: Cada nodo de trayectoria se almacena en un vector denotado $\mathbf{N}_{\mathrm{tray}}$ y su vértice objetivo asignado (mostrado con forma de rombo en la Figura 4(a)) se almacena en un vector separado denominado $\mathbf{V}_{\mathrm{obj}}$.

- Nodos Ignorados: Estos nodos son ignorados para los propósitos de la síntesis de tipo. Éstos se almacenan en un multimapa auxiliar $\mathbf{M}_{\text{ign}}$ que permite mapear múltiples nodos a un mismo eslabón. Estos nodos que no pertenecen a ninguna unión cinemática y no tienen movimientos prescriptos.
- Grado de Conectividad de los eslabones prescriptos: Después de la construcción del grafo inicial, se llena un vector llamando grado mínimo de vértices degm´ın que se utilizará como restricción para acelerar y/o personalizar la búsqueda de subgrafos.
- Área prescripta: Se define por un polígono mediante una secuencia de nodos, ver N_1 a N_4 de las Figuras 3 o 4. Se desea que el mecanismo trabaje dentro de esta área, lo cual es un requerimiento muy común.

Como se observa en el grafo de la Figura 4, el mismo es disconexo. Para este ejemplo, en la matriz de adyacencia del grafo se considera una fila y una columna nula para el vértice objetivo:

$$\mathrm{B}(V_{\text{ini}}) = [0 \quad 1 \quad 2];$$
$$\mathrm{A}_{\text{ini}} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix};\ \mathrm{T}_{\text{ini}} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{1}$$

En el proceso de síntesis topológica que se detalla en la próxima subsección, el grafo inicial se detecta, por ejemplo, dentro del mecanismo de 4 barras mostrado a la derecha de la Figura 4, que denominamos Alternativa 0 y sus vértices se etiquetan como:

$$\mathrm{B}(V_{\text{Alt 0}}) = [0 \quad 1 \quad 2 \quad 4];$$

donde B es una función de etiquetado de eslabones. Las matrices de adyacencia y de tipo resultan ser:

$$\mathrm{A}_{\text{Alt 0}} = \begin{matrix} 0 \\ 1 \\ 2 \\ 4 \end{matrix}\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix};\ \mathrm{T}_{\text{Alt 0}} = \begin{matrix} 0 \\ 1 \\ 2 \\ 4 \end{matrix}\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & 1 \end{bmatrix}. \tag{2}$$

En estas matrices se remarcó en negrita las uniones y cuerpos nuevos sintetizados. Nótese además que la submatriz del grafo inicial está incluida en la submatriz 3×3 del grafo de la Alternativa 0.
Para restringir la búsqueda de subgrafos se definen dos herramientas que relacionan el grafo inicial G_{ini} y uno tomado del atlas G_{A}:

- Distancia desde la fundación hasta el vértice objetivo: para tareas de seguimiento de trayectoria o guiado de cuerpo rígido, el vértice objetivo v_{obj}, que contiene a un nodo que desarrolla una tarea, se elige de modo tal que posea cierta distancia desde la fundación v_0. Esta distancia se define como el mínimo número de vértices necesarios para ir desde la fundación al vértice objetivo: $\min(d(v_0, v_{\text{obj}}))$. La cota inferior se fija en 2 mientras que la superior es especificada por el usuario ó, por defecto, calculada como el número de puntos de paso de la tarea, n_{pp}, menos uno:
$$2 \leq \min\,(d(v_0, v_{\text{obj}})) \leq n_{\text{pp}} - 1. \tag{3}$$
- Matriz de Adyacencia de Síntesis $\boldsymbol{S}(\mathrm{G}_{\text{ini}}, \mathrm{G}_{\text{A}})$: utilizada para considerar a cada parte del grafo inicial, que aparece como subgrafo del grafo del mecanismo, como funcionalmente diferente:
$$\mathrm{S}_{\text{ii}}(\mathrm{v}_{\text{i}}) = \begin{cases} \mathrm{T}_{\text{ii}} & \text{si } \mathrm{v}_{\text{i}} \text{ es un vértice sintetizado,} \\ \mathrm{k} & \text{si } \mathrm{v}_{\text{i}} \text{ es un vértice prescripto} \end{cases}$$
$$\mathrm{S}_{\text{ij}}(\mathrm{e}_{\text{ij}}) = \mathrm{T}_{\text{ij}}\ \forall\ \mathrm{e}_{\text{ij}} \tag{4}$$

donde $k = b + j, j = 0,1, \ldots, n_{\text{ini}} - 1$, con $n_{\text{ini}} = |V_{\text{ini}}|$ la cardinalidad del conjunto de vértices prescripto y b el número de colores en $\boldsymbol{T}$. El número de colores para codificar $\boldsymbol{S}$ es el número de eslabones más el número de colores de los grafos tomados del atlas, o sea, $n_{\text{ini}} + b$. Para identificar isomorfismo se utiliza un código único en base b construido con los elementos de la diagonal más la submatriz triangular superior de la matriz $\boldsymbol{T}$ ó $\boldsymbol{S}$, según el propósito: (i) identificar mecanismos diferentes ó (ii) identificar diferentes ocurrencias del subgrafo G_{ini} en un grafo tomado del atlas G_{A}. Este código se denotará como $DC(\boldsymbol{T})$ ó $DC(\boldsymbol{S})$ y su cálculo puede encontrarse extensamente explicado en [14].

3.2. Enumeración automática de topologías factibles.

El grafo inicial representa la situación inicial. Para obtener un mecanismo que se corresponda con esta situación, el grafo inicial debe ser un subgrafo de cualquier mecanismo válido del atlas de mecanismo seleccionado. Las repeticiones se evitan mediante el agregado de restricciones a cumplir.
El problema consiste en buscar el mecanismo más simple en el atlas para el cual el grafo inicial es un subgrafo:

$$G_{\text{ini}} \cong H_{\text{A}} \text{ con } H_{\text{A}} \text{ subgrafo de un grafo } G_{\text{A}} \text{ del atlas.} \quad (5)$$

Sin embargo, también deben satisfacerse las siguientes restricciones:

- la restricción de igualdad

$$T(G_{\text{ini}}) \subseteq T(H_{\text{A}}), \quad (6)$$

esto es, los tipos de eslabones y uniones en G_{ini} deben corresponderse exactamente con los del subgrafo H_A en G_A;

- la restricción de distancia para cada vértice objetivo dada por la ecuación (3)
- la restricción de isomorfismo, requiere que $DC(\boldsymbol{S})$ debe ser diferente de todas las respuestas previas; y
- la restricción de pseudo isomorfismo; ninguna solución tiene a una previa como subgrafo.

El algoritmo que ejecuta esta búsqueda lo hace en forma exhaustiva, evitando perder alguna solución factible. En la Figura 4(b) se muestran ejemplos de soluciones factibles.

4. SINTESIS DIMENSIONAL

Para la síntesis dimensional se propone utilizar métodos geométricos exactos (ya existentes) para dar dimensiones a cada topología abstracta resultante de la síntesis de tipo desarrollando computacionalmente estos pasos:

1) Discretizar la tarea en posiciones precisas.
2) Descomponer la topología en cadenas abiertas.
3) Buscar el ordenamiento óptimo de las cadenas.
4) Resolver analíticamente las cadenas utilizando números complejos para representar los eslabones.
5) Reensamblar las cadenas para reconstruir la topología.
6) Calificar el cumplimiento de las restricciones.

Los pasos están íntimamente vinculados dado que la resolución de una cadena es dependiente de las restricciones que le impone una previa [1]. La resolución resulta ser jerárquica y las múltiples soluciones hacen que el reensamble también lo sea. En las etapas 4 a 6 se utilizan Algoritmos Genéticos para los casos en que hay parámetros libres [14].

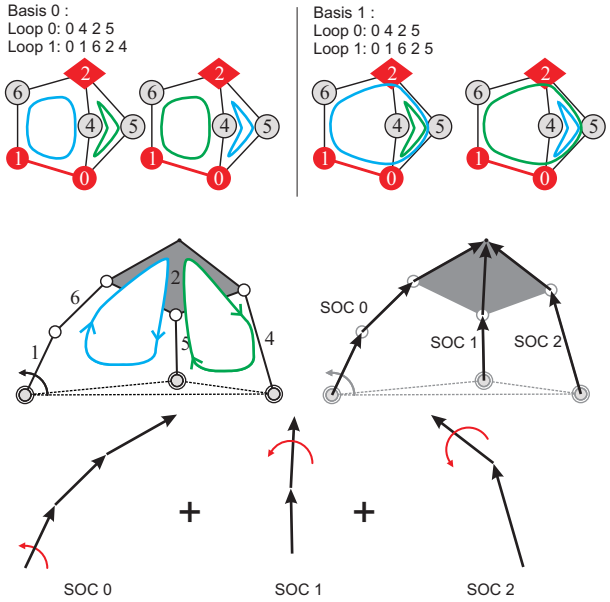


Figura 5 Descomposición de una cadena cinemática en ciclos cerrados mínimos utilizados para calcular las cadenas abiertas que permiten dimensionar el eslabonamiento.

En la Figura 5(arriba) se muestra que la descomposición en lazos mínimos no es única, mostrándose dos posibles soluciones. En la Figura 5(abajo) se muestra un ejemplo para una cadena de Stephenson para la primer base de lazos mínimos. Note que el orden de las cadena abiertas resultantes es importante, ya que existe un orden óptimo que permite reducir las incógnitas a un mínimo; otros ordenamientos de las cadenas pueden conducir a un exceso o sobredeterminación de los datos que no pueden satisfacerse simultáneamente.

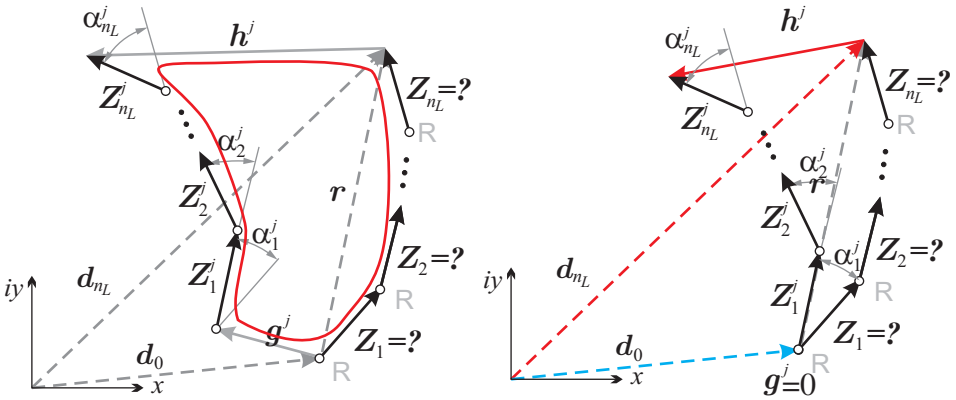


Figura 6 Dimensionamiento de cadenas abiertas utilizando lazos cerrados (izq.): el inicio y el fin de la cadena tiene desplazamientos impuestos; (der.) el inicio de la cadena rota alrededor de un pivot fijo.

4.1 Síntesis dimensional

El dimensionamiento de las cadenas abiertas puede realizarse con el álgrabra de los números complejos [1] para modelar los eslabones y facilitar el desacople de las rotaciones. Un número de n_{L} eslabones se conecta en secuencia y recibe el nombre de díada ($n_{\mathrm{L}}=2$), tríada ($n_{\mathrm{L}}=3$), cuadríada ($n_{\mathrm{L}}=4$), etc. Un número de n_{pp} posiciones precisas se definen para la tarea cinemática, cada posición j describe la configuración o estado de los miembros.

En la Figura 6 (izq.) se muestra la nomenclatura típica de una cadena en la posición inicial, y en la posición j-ésima transformada por el movimiento. Las incógnitas son la geometría de los eslabones $\boldsymbol{Z}_k(k=1,\ldots,n_{\mathrm{L}})$ representados por números complejos, una o ambas posiciones absolutas del inicio $\boldsymbol{d}_0$ y fin $\boldsymbol{d}_{nL}$de la cadena son datos, estos extremos de la cadena se desplazan vectores $\boldsymbol{g}^j$y $\boldsymbol{h}^j$ respectivamente. En la posición j , el ángulo $\alpha_{\mathrm{j}}^{\mathrm{k}}$ denota que el eslabón k rota como $\boldsymbol{Z}_{\mathrm{k}}^{\mathrm{j}}=\boldsymbol{Z}_{\mathrm{k}}\,\mathrm{e}^{\mathrm{i}\alpha_{\mathrm{j}}^{\mathrm{k}}}$ con respecto a su posición inicial. Estos ángulos $\alpha_{\mathrm{j}}^{\mathrm{k}}$s, son calculables para ciertos casos, en otros casos, deben proponerse y se denominan parámetros libres.

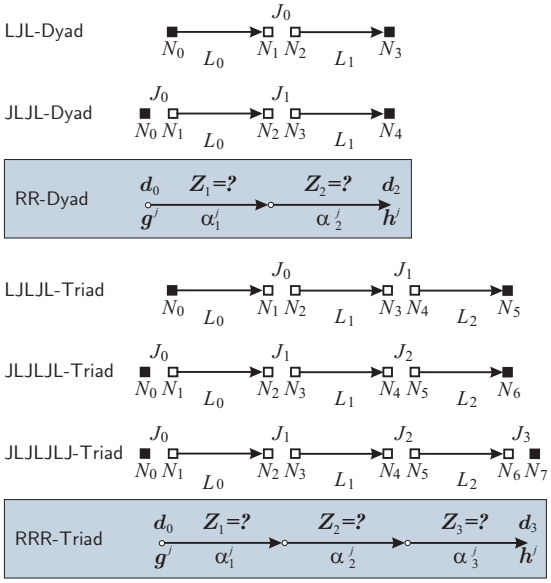


Figura 7 Módulos que permiten calcular cadenas abiertas provenientes de la descomposición con diferentes configuraciones de nodos y elementos (eslabones y uniones cinemáticas).

Las ecuaciones a resolver tienen la siguiente forma [1]:

$$\boldsymbol{Z}_1\,\mathrm{e}^{\mathrm{i}\alpha_{\mathrm{j}}^{1}}+\boldsymbol{Z}_2\,\mathrm{e}^{\mathrm{i}\alpha_{\mathrm{j}}^{2}}+\cdots+\boldsymbol{Z}_{\mathrm{n_L}}\,\mathrm{e}^{\mathrm{i}\alpha_{\mathrm{j}}^{\mathrm{n_L}}}=\boldsymbol{h}_{\mathrm{j}}-\boldsymbol{g}_{\mathrm{j}}=\boldsymbol{\delta}_{\mathrm{j}}\quad \text{con j}=1,\ldots,\mathrm{n_{pp}}-1 \tag{7}$$

Si los desplazamientos de un extremo son nulos, por ejemplo, si $\boldsymbol{g}_j=\boldsymbol{0}$, y la posición de $\boldsymbol{d}_0$ es una incógnita, la misma puede calcularse luego, como:

$$\boldsymbol{d}_0=\boldsymbol{d}_{\mathrm{n_L}}-\textstyle\sum_{\mathrm{k}=1}^{\mathrm{n_L}}\boldsymbol{Z}_{\mathrm{k}} \tag{8}$$

Si ambas posiciones de los extremos de la cadena son conocidos, se agrega una ecuación de restricción al sistema (7), resultando en:

$$\begin{cases} \boldsymbol{Z}_1\, \mathrm{e}^{\mathrm{i}\alpha_\mathrm{j}^1} + \boldsymbol{Z}_2\, \mathrm{e}^{\mathrm{i}\alpha_\mathrm{j}^2} + \cdots + \boldsymbol{Z}_{\mathrm{n_L}}\, \mathrm{e}^{\mathrm{i}\alpha_\mathrm{j}^{\mathrm{n_L}}} = \boldsymbol{h}_j - \boldsymbol{g}_j = \boldsymbol{\delta}_j \ \text{ con } j = 1, \ldots, n_{\mathrm{pp}} - 1 \\ \boldsymbol{Z}_1 + \boldsymbol{Z}_2 + \cdots + \boldsymbol{Z}_{\mathrm{n_L}} = \boldsymbol{r} \end{cases} \quad (9)$$

Dependiendo del número de ecuaciones, el sistema de ecuaciones complejas (7) ó la (9) puede conducir a sistemas de ecuaciones *lineales* que se pueden resolver por regla de Cramer o *no lineales* en donde se pueden utilizar estructuras especiales de eliminación que se pueden utilizar cuando el número de posiciones es bajo, de 3 a 5 posiciones. Los datos deben cumplir ciertos requerimientos que se detallan en [14]. Para ciertos números de posiciones, es compatible resolver y acoplar díadas y tríadas, por esto se programaron los módulos mostrados en la Figura 7. Los nodos en blanco son incógnitas y los rellenos de negro son los que tienen los desplazamientos datos $\boldsymbol{g}^\mathrm{j}$ y $\boldsymbol{h}^\mathrm{j}$.

4.2 Identificación de variables para la ejecución automática.

Para una ejecución automática, es necesario incorporar reglas que determinen, las variables, identificando su tipo y sus fronteras para luego aplicar un esquema de optimización. Como se mencionó anteriormente, la síntesis topológica y la descomposición en cadenas abiertas es automática. Estas cadenas se analizan y se determina algorítmicamente lo siguiente:

1) Para las cadenas de resolución lineal, todos los movimientos del lado izquierdo de la Ecuación (8) deben estar definidos, los faltantes serán parámetros libres o variables del problema de optimización. Las fronteras de los movimientos angulares, se definen como el valor previo y el posterior si es que están prescriptos, o bien, por defecto se definen por su configuración como $[-j\ \mathrm{rad}, j\ \mathrm{rad}]$.
2) Para las cadenas de resolución no lineal, los movimientos de un eslabón deben estar completamente indefinidos y el resto de los movimientos en los demás eslabones deben estar definidos, si faltan, se consideran variables.
3) Las posiciones de pivotes sintetizados (no existentes en el problema inicial) son parámetros libres, se definirán las fronteras como cajas iguales al espacio permitido.
4) Las componentes de un punto de la trayectoria también puede dejarse libre pero la definición automática de la frontera no es trivial.

A medida que se ejecutan estas reglas, se definen las variables $x_i \in \boldsymbol{X}$ y sus fronteras $\boldsymbol{X}_{\min}$ y $\boldsymbol{X}_{\max}$.

4.2. Optimización mediante el empleo de algoritmos genéticos.

La función $F(\boldsymbol{X})$ a minimizar, denominada función de "aptitud" en el algoritmo genético, es una suma ponderada del tamaño de mecanismo $F^*(\boldsymbol{X})$ y de las restricciones $Q(\boldsymbol{X})$:

$$F(\boldsymbol{X}) = F^*(\boldsymbol{X}) + Q(\boldsymbol{X}). \quad (10)$$

El tamaño F^* del mecanismo, se define como la sumatoria de los tamaños de los eslabones de la forma siguiente:

$$F^*(\boldsymbol{X}) = \sum_{k=1}^{n_\mathrm{E}} s(\boldsymbol{L}_k) \quad (11)$$

donde n_E es el número de eslabones en el mecanismo. Luego, para un eslabón dado k, la función $s(\boldsymbol{L}_k)$ retorna una medida de su tamaño considerando la sumatoria de todas las distancias entre sus $n_k = n_k^c + n_k^p$ nodos, donde n_k^c nodos están conectados por uniones, y eventualmente, n_k^p nodos tienen movimientos prescriptos. Se calculan todas las distancias entre pares de nodos n_k^c sin repetición.

Las restricciones se calculan como:

$$\mathrm{Q}(\boldsymbol{X}) = w_L q_L + w_A q_A + w_T q_T \quad (12)$$

y tienen en cuenta:

- Mínima longitud de eslabón q_L: Esta restricción se agrega por razones constructivas y se calcula mientras se computan las distancias entre nodos conectados por uniones cinemáticas (mencionado arriba); si alguna de estas distancias es menor que un parámetro $L_{\min}$ se acumula el valor absoluto de la diferencia en q_L.
- Espacio permitido q_A: En este escalar se acumula la máxima distancia de las posiciones de las uniones cinemáticas que estén fuera del área permitida.
- No inversión del ángulo de trasmisión q_T : En este escalar se acumulan los ángulos entre dos eslabones si el movimiento pasa por una singularidad o alineamiento, eliminando el riesgo de atascamiento o bloqueo.

Los parámetros w_i se ajustan empíricamente en función de la dimensión máxima del problema. La función objetivo adquiere un alto valor de penalización si el mecanismo no se puede calcular exactamente para el conjunto de valores $\boldsymbol{X}$.

Los detalles de implementación del algoritmo genético fueron ampliamente detallados en la referencia [14]. Comparando este enfoque de síntesis con los existentes en la bibliografía, rara vez se incluye a la restricción de espacio permitido dentro del esquema de optimización. Ello justifica que se utilice un algoritmo sin derivadas. En futuros trabajos se incorporará la síntesis aproximada. La síntesis aproximada se aplica para casos en que la cantidad de puntos especificados es muy grande, o cuando el comportamiento entre puntos de la tarea es muy importante. La técnica requiere de varios análisis cinemáticos, al menos uno por iteración, donde se compara la tarea generada con la tarea deseada. Entre ambas tareas se define un índice de error que debe minimizarse, por ejemplo la distancia y/o la orientación entre puntos homólogos entre las dos tareas. Esto es más costoso que si se emplea síntesis exacta y un sólo análisis cinemático al final.

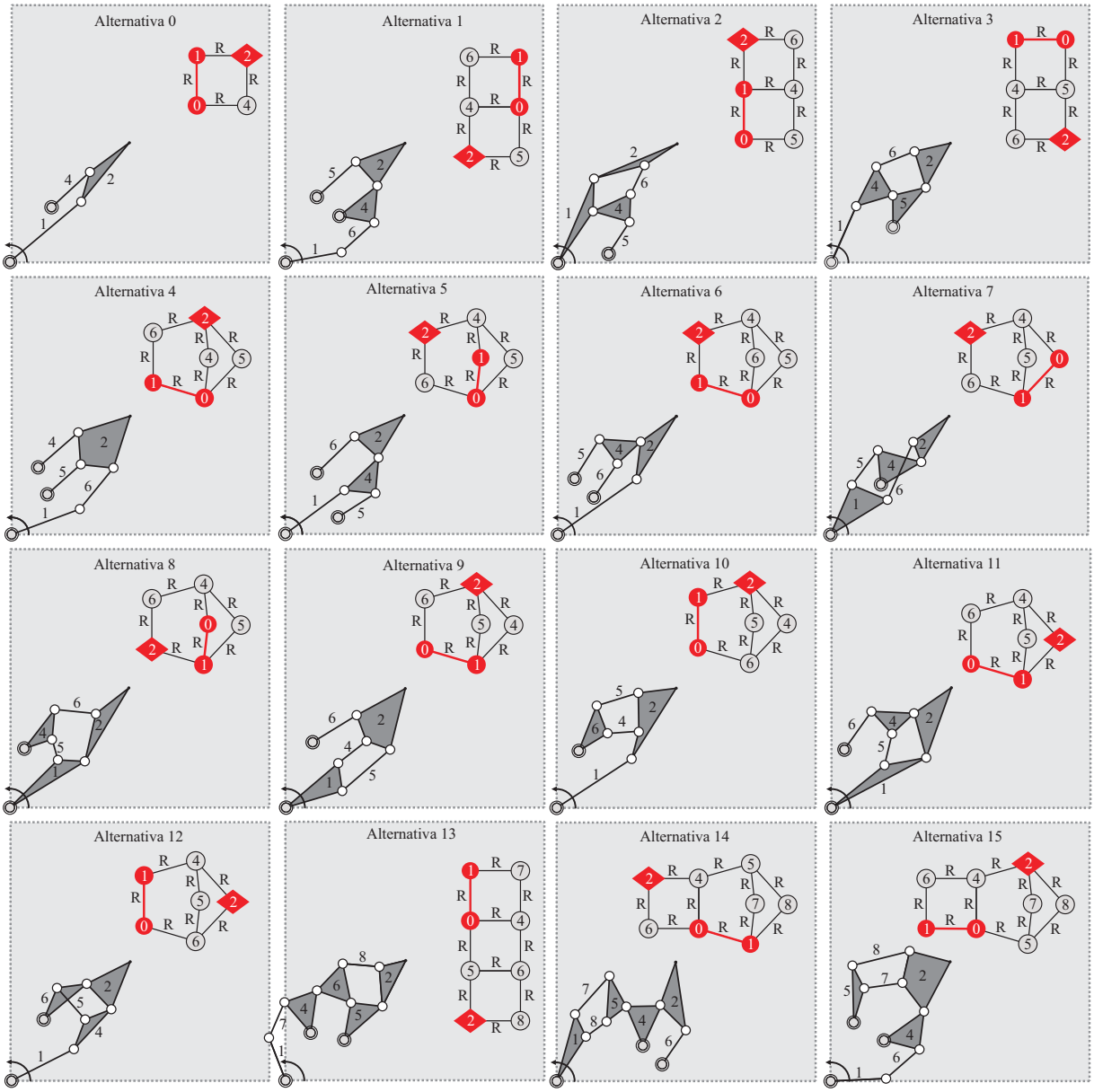


Figura 9 Resultados de la síntesis topológica automática.

5. RESULTADOS.

Para resolver el problema mostrado en la Figura 2, los ajustes de la ejecución automática fueron los siguientes:

Síntesis topológica: El espacio topológico se fijó en mecanismos planos con uniones simples de tipo de rotoidal. Se incluyeron varias restricciones topológicas: distancia desde la fundación al eslabón objetivo igual a 2; se activó la eliminación de pseudo-isomorfismos y el límite de la búsqueda de ocurrencias de subgrafos se fijó en 20.

Síntesis dimensional: Las fronteras de los pivos nuevos coincide con la caja de espacio permitido. Los parámetros del algoritmo genético fueron: probabilidad de cruza de 0.5 y la probabilidad de mutación 0.01. En función del número de variables $n_{\text{var}} = |\boldsymbol{X}|$, la población se calcula como $p = 10 + 10n_{\text{var}}$ y el número de generaciones como $g = 30 + 10n_{\text{var}}$ si $n_{\text{var}} < 8$, de otro modo se fija p =90 y $g = 120$, esto último limita al número de evaluaciones de funciones en 10800.

Se ejecutó una búsqueda de subgrafos en el atlas de mecanismos rígidos Rigido1GDLR, con 77 candidatos a explorar provenientes de la asignación del eslabón fijo a las cadenas cinemáticas mostradas en la Figura 2. En la Figura 9 se pueden observar las soluciones topológicas en donde fue factible descomponer al problema en díadas y tríadas. Al lado de cada grafo se muestra más claramente el significado físico de la topología.

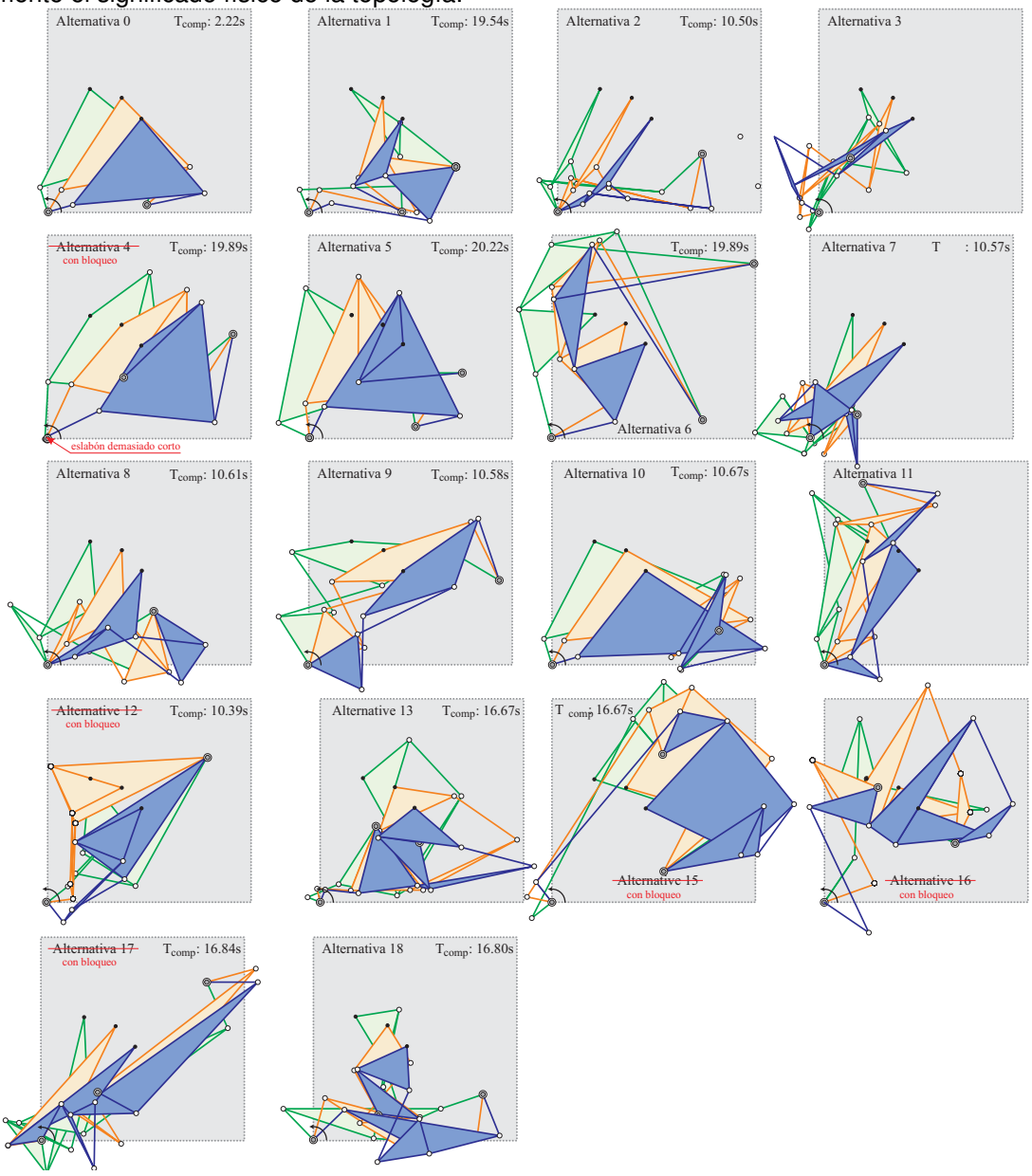


Figura 10 Resultados de la síntesis dimensional automática.

En la Figura 10 se muestran los mecanismos dimensionados y los tiempos de cálculo. Los valores que adquieren la función objetivo y las restricciones permiten realizar un ranking de las mejores soluciones (no se presentan aquí por cuestiones de espacio) y tomar decisiones para determinar el mecanismo óptimo. En general, faltan más criterios de diseño a tener en cuenta, por lo que no es conveniente quedarse con una única solución, sino con un conjunto pequeño de mecanismos factibles ordenados por su comportamiento frente al criterio de optimalidad elegido.

Para el ejemplo mostrado la ejecución automática es posible y también lo será para múltiples tareas cinemáticas. Se han tratado problemas más complejos [3] en donde la intervención del usuario del programa es requerida principalmente para definir las cajas de los pivotes sintetizados (fronteras mínimas y máximas de las componentes x e y de la posición de cada pivote). Actualmente, se está trabajando en la incorporación del error cinemático de la tarea como función objetivo primaria, dejando en segundo plano la compacticidad o tamaño del mecanismo.

6. CONCLUSIONES.

Se presentó un método adecuado para resolver problemas cinemáticos mediante el dimensionamiento automático de eslabonamientos planos. La metodología para enumerar mecanismos en forma no isomórfica para un problema dado permite incluir complejas restricciones topológicas y obtener resultados en orden de complejidad creciente para un espacio de diseño definido por un atlas de mecanismos pre enumerados. Para el dimensionamiento automático se utilizan algoritmos para descomponer cada topología en cadenas abiertas, identificar sus variables y fronteras, y dimensionar la secuencia de cadenas mediante el empleo de algoritmos genéticos con parámetros estándar para obtener un mecanismo inicial apto para su posterior optimización. Esto permite disminuir la intervención del usuario a un mínimo de modo que puede modificar las fronteras de las variables o los parámetros del algoritmo si desear repetir el dimensionamiento de un mecanismo dado extendiendo el espacio de diseño.

7. REFERENCIAS.

[1] Sandor, George, Erdman, Arthur (1984) *Advanced Mechanism Design: Analysis and Synthesis*, volumen 2, Prentice-Hall, New Jersey.

[2] Pucheta, Martín, Cardona, Alberto (2010). “Automated type and modular dimensional synthesis of planar linkages”. En actas de conferencias ASME IDETC/CIE 2010, 15-18 de agosto, Montreal, Canadá.

[3] Pucheta, Martín, Cardona, Alberto (2011) “Topological and dimensional synthesis of planar linkages for multiple kinematic tasks”. *Multibody System Dynamics. (en imprenta)*.

[4] Pucheta, Martín, Cardona, Alberto (2007) “An Automated Method for Type Synthesis of Planar Linkages Based on a Constrained Subgraph Isomorphism Detection”. *Multibody System Dynamics* **18**(2), 233-258.

[6] Pucheta, Martín, Cardona, Alberto (2011) Síntesis Topológica de Mecanismos Metamórficos. En Mecánica Computacional Vol. XXX , págs. 2929-2941, actas del ENIEF2011, Rosario, Argentina, 1-4 noviembre 2011.

[7] Freudenstein, F. y Maki, E. R. (1979) “Creation of mechanisms according to kinematic structure and function”. *Journal of Environmental and Planning* **B**, 6:375–391.

[8] Tsai, Lung-Wen (2001) *Mechanism Design: Enumeration of Kinematic Structures According to Function*. CRC Press, Boca Raton.

[9] Pucheta, Martín, Cardona, Alberto (2003) Síntesis de tipo y dimensional de mecanismos utilizando algoritmos genéticos y ecuaciones algebraicas exactas. En Mecánica Computacional Vol. XXII, páginas 1200-1216, actas del ENIEF 2003, Bahía Blanca, Argentina, 4-7 Noviembre.

[10] Chen, D.-Z., Pai, W.-M. (2005) “A methodology for conceptual design of mechanisms by parsing design specifications”. *ASME Journal of Mechanical Design*, **127**(6):1039–1044.

[11] Fang, W.E. (1994) Simultaneous type and dimensional synthesis of mechanisms by genetic algorithms. En actas de 23rd Biennial Mechanisms Conference, *Mechanism Synthesis and Analysis, Vol. 70*, pp. 35–41. ASME Design Engineering Division.

[12] Liu, Y., McPhee, J. (2007) “Automated kinematic synthesis of planar mechanisms with revolute joints”. *Mechanics Based Design of Structures and Machines* **35**(4), 405–445.

[13] Oliva, J.C., Goodman, E.D. (2010) “Simultaneous type and dimensional synthesis of planar 1dof mechanisms using evolutionary search and convertible agents”. *ASME Journal of Mechanisms and Robotics* **2**(3), 1–9.

[14] Pucheta, Martín (2008) Métodos computacionales para diseño y síntesis de mecanismos planos.Tesis doctoral, Universidad Nacional del Litoral.

Agradecimientos

Los autores de este trabajo desean agradecer el financiamiento de este estudio al CONICET, a la Universidad Nacional del Litoral (CAI+D 2009-PI65-330) y a la Agencia Nacional de Promoción Científica y Tecnológica (PICT Bicentenario 2010-1240).

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

Alternativa mecánica para un problema de bloqueo en robot para desactivación de explosivos

Romero, Andrés Esteban[1*] Piovan, Marcelo Tulio[1]
[1] Centro de Investigaciones en Mecánica Teórica y Aplicada
Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Bahía Blanca.
11 de Abril 461, Bahía Blanca B8000LMI.
andresrom147@hotmail.com

RESUMEN.

Los vehículos no tripulados utilizados para la desactivación de explosivos constan de una serie de sistemas para su impulsión y control para adecuarse a sus necesidades operativas. Entre los distintos sistemas que lo conforman será motivo de estudio el sistema de tracción y bloqueo.
El sistema de tracción consta de un par de orugas accionadas por motores eléctricos con un sistema de reducción de tren planetario. Los reductores del tipo planetario no consiguen la condición de auto bloqueo del movimiento y en caso de existir pendiente donde dejar detenido el vehículo se debe emplear un freno.
En el caso particular del robot estudiado se utiliza un freno, operado en forma eléctrica, que permanece bloqueando el movimiento en tanto que el robot deba estar inmóvil. Este elemento particularmente fue motivo de falla y de estudio dado que el mismo presenta una serie de maniobras de operación y posibilidades de falla propias de todas las partes que involucra.
En el presente trabajo se expone una solución mecánica basada en la condición de auto bloqueo que ofrecen los sistemas sinfín corona, así como la adecuación del mismo en forma colineal al eje motor, pues es un requerimiento impuesto por el diseño.
Teniendo en cuenta que no es posible suplantar el freno por un mecanismo del tipo sinfín corona convencional, (donde el eje de salida y el de entrada quedan perpendiculares) ya que el mecanismo por razones constructivas se encuentra alojado dentro de un tubo (original del robot estudiado) es que se fundamenta la necesidad de apelar a un mecanismo como el propuesto.
Por otro lado dado que no es posible realizar la prueba del mecanismo propuesto en el robot mencionado, en este trabajo se analiza la solución en una bancada experimental desarrollada para simular la transmisión colineal junto con la condición de auto bloqueo.

Palabras Claves: Autobloqueo, trenes de engranajes, reducciones colineales.

1. INTRODUCCIÓN

Los procedimientos de desactivación de bombas suelen incluir el uso de robots tele-operados para servir de salvaguarda a los técnicos en desactivación de explosivos.
Existen distintos tipos de plataformas de robots de acuerdo a los requerimientos. Los hay del tipo urbano, terrestres, de reconocimiento, estancos, sumergibles, a prueba de interferencias electromagnéticas, con cámaras de visualización, brazos manipuladores, portadores de armas de fuego, con fuerza suficiente como para arrastrar el explosivo a un lugar que no presente riesgos, etc.
Los fabricantes presentan una gran variedad de opciones para cumplir con los distintos requisitos y necesidades de operaciones y clientes [1]. A raíz del uso y por contingencias propias de la actividad uno de los robots, empleados en el país, sufrió desperfectos derivados de la detonación de un artefacto explosivo, lo que amerito su reparación y revisión general en los laboratorios del centro de investigaciones mecánicas teóricas y aplicadas de la UTN FRBB.
Entre otras cosas de dicho examen se descubrió que ambos sistemas de frenado del tipo operados eléctricamente habían fallado, motivo por lo cual se procedió a la reparación del mismo.
No obstante esto deparo en investigaciones futuras que permitieron el estudio de una solución completamente mecánica que permitiría cumplir con los mismos requisitos necesitados e incluso mejorando las prestaciones, aumentando la capacidad de maniobras, bajando los tiempos de repuesta y dando mayor fiabilidad al sistema.
La solución aquí presentada consiste en la utilización de un sistema del tipo sin fin corona de ejes ortogonales y el aprovechamiento de la condición de autobloqueo que este tipo de mecanismos ofrece, para esto se ha desarrollado un prototipo básico experimental para simular las mismas condiciones de solicitación que las del modelo real a fin de poder efectuar los estudios pertinentes sin necesidad de disponer del robot.
En este trabajo, surgido de la experiencia desarrollada durante la reparación, se propone una solución mecánica que permite no solo bajar las probabilidades de avería sino también aumentar y mejorar las capacidades operativas y de maniobra del equipo.
La solución propuesta consiste en un dispositivo del tipo reductor por tornillo sin fin corona, pero además con el aditamento de engranajes que lo adecuan para que el mismo se aloje en forma colineal con el eje motor y el eje de entrada al reductor planetario de potencia. Esta disposición de colinealidad de los ejes se fundamenta en que el motor no puede montarse en forma ortogonal por lo estrecho del tubo donde ha de ubicarse. El dispositivo de ensayo construido se evalúa en forma experimental en una bancada construida a tal fin recreando las condiciones de carga y de entrada pertinentes.
El recurso de utilizar reductores tipo sin fin corona no es nuevo e incluso es aplicado por el fabricante del vehículo en la articulación o rodilla del brazo extensible del robot denotándose libre de problemas como el mencionado hasta el momento, la virtud de esta solución radica en que la misma permite ser alojada dentro de un tubo estrecho, dotando a todo el sistema de las siguientes ventajas:

1. Es de fácil construcción y ampliamente conocido.
2. No requiere de energía eléctrica para operar.
3. La respuesta es instantánea dando mayor velocidad de operación.
4. No requiere de interruptores ni circuito eléctrico asociado.
5. No genera otro elemento de consumo (bobina constantemente energizada durante la operación).
6. Se evita, en el caso de uso remoto a través de cables, el uso de más conductores o en su defecto de protocolos de comunicación.

2. DESARROLLO.

2.1. Descripción del sistema de transmisión de la plataforma robótica.

La transmisión de giro a las ruedas y orugas propulsoras del robot se realiza a través de un sistema de reducción de velocidad y aumento del torque mediante el uso de reductores de varias etapas de engranajes planetarios de dientes rectos, vinculados a un motor eléctrico de corriente continua. El sistema resulta muy eficaz, con gran rendimiento y sumamente adecuado para la aplicación, ya que

todo el mecanismo debe alojarse dentro de un tubo que conforma parte de la horquillas del chasis, según se ve en Fig. 1(b). Esta disposición junto con el sistema de reducción planetaria, hacen necesario la utilización de un freno (Fig. 1(c)) que evite que el vehículo se pueda desplazar por algún agente externo, por ejemplo pendientes, retroceso de arma de fuego, onda expansiva etc. Este freno se encuentra permanentemente aplicado y solo se libera mediante la aplicación de una señal eléctrica, para hacer avanzar el robot. El mismo consta (Fig. 2) de un disco que esta aprisionado entre un par de placas paralelas que por la acción de resorte es sujetado. Al aplicar la señal eléctrica correspondiente la placa móvil es atraída, venciendo la acción de los resortes liberando al disco que se encuentra fijo al eje del motor eléctrico y este a su vez a la reducción previamente descripta.



(a) (b) (c)

Figura 1 *Detalles del robot evaluado.*

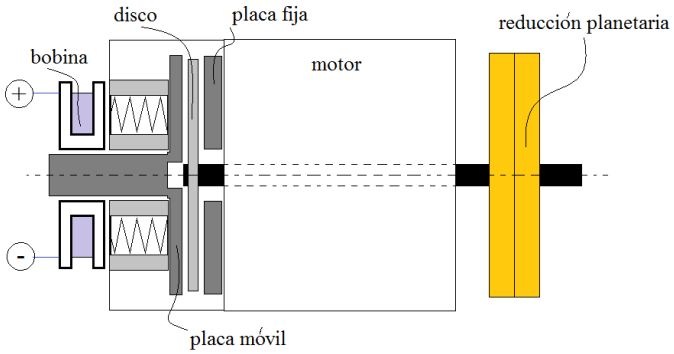


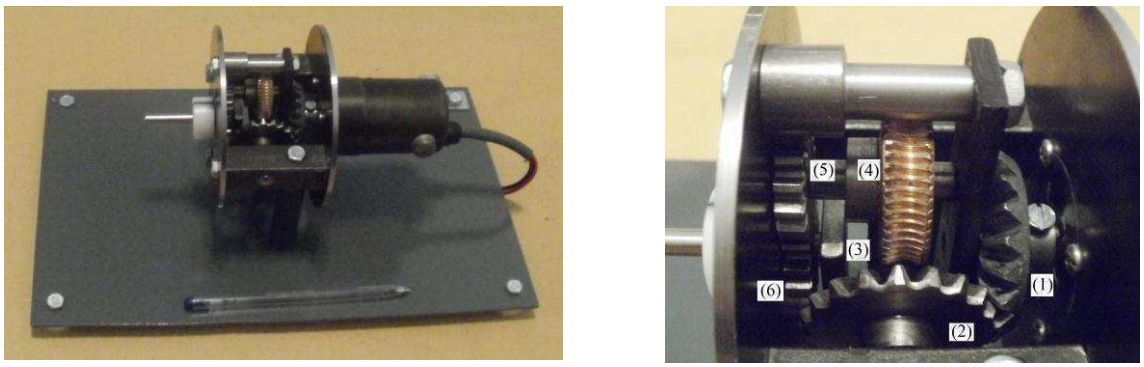
Figura 2 *Diagrama descriptivo del mecanismo actual.*

En el caso particular, que fuera reparado, dado el gran esfuerzo a que se ve sometido el freno se produjo un aflojamiento de la fijación del disco al eje del motor, derivando en que el robot no se detenía en caso de pendientes o solicitaciones particulares. Así como tampoco podía operar con la precisión requerida dado que la inercia propia del rotor no permitía un adecuado posicionamiento de la plataforma robótica. Esta avería obligó al completo desarmado de la unidad para su reparación con el consiguiente lucro cesante operativo.

2.2. Descripción del sistema propuesto.

Se propone un sistema experimental con su correspondiente bancada y motor.

El sistema consta de un motor eléctrico similar al utilizado en el robot real con un circuito electrónico variador de velocidad, acoplado al dispositivo. El mismo consta (Fig. 3(a)) de tres placas paralelas a modo de platinas, entre las cuales se alojan los componentes



(a) (b)

Figura 3. Prototipo del dispositivo propuesto.

La primer parte consta de un par de engranajes cónicos de dientes rectos que se encuentran vinculados (1) al motor eléctrico y el otro (2) a un extremo del tornillo sin fin (3) este a su vez traslada el movimiento en forma ortogonal al eje de entrada a la corona de bronce (4) la cual brinda el gran efecto de reducción pero sobre todo la característica de auto bloqueo, propia de estos mecanismos. El movimiento que emana del eje de la corona de bronce llega a un engranaje de dientes rectos y paralelos (5) que a su vez transmite el giro a otro (6). El objeto de estos engranajes es adecuar la co-linealidad de los ejes de entrada y de salida, aunque también en caso de ser necesario se pueden usar para proveer de una reducción adicional.
Debe tenerse en cuenta que este dispositivo agrega un alto grado de reducción de velocidad así como un gran aumento del torque.

2.3. Modelo analítico básico de transmisión.
Para poder caracterizar la respuesta y funcionalidad del dispositivo introducido en los parágrafos precedentes, en este párrafo se desarrolla un modelo básico para la transmisión por engranajes del dispositivo y sus condiciones de eficiencia.
Entendiendo por eficiencia de transmisión a la relación entre potencia de salida respecto de potencia de entrada en un par de engrane definido, la misma puede escribirse como [2]:

$$\eta_{\mathrm{i}} = \frac{\mathrm{H_{Si}}}{\mathrm{H_{Ei}}}, \mathrm{i} = 1,2,3 \tag{1}$$

Siendo H_{Si} y H_{Ei} las potencias de salida y entrada respectivas, correspondientes al i-esimo par de engranajes del dispositivo propuesto. De esta forma, η_1 es la eficiencia del par de engranajes cónicos, η_2 es la eficiencia de la transmisión sinfín-corona y η_3 es la eficiencia de la transmisión de engranajes rectos. Teniendo presente que la potencia en un eje se puede escribir en función del torque y velocidad de rotación actuantes, es decir:

$$\mathrm{H_j} = \mathrm{T_j}\omega_{\mathrm{j}} \tag{2}$$

Siendo T_j y ω_j el momento y la velocidad de rotación actuantes en un determinado engranaje, mientras que j = 1,…,6 es el indicador de cada uno de los ejes del dispositivo, de manera que con j=1 se identifica el eje de entrada del dispositivo, con j=6 el eje de salida y con j=3 y j=4 se indican la entrada y salida del sinfín-corona. Ahora bien, teniendo presente las expresiones típicas para el planteo de reducciones en trenes de engranajes [2,3], la relación entre la velocidad de salida ω_6 y la de entrada del dispositivo se puede expresar en función de número de dientes de los engranajes, es decir:

$$R_D = \frac{\omega_6}{\omega_1} = \frac{Z_1}{Z_2}\frac{Z_3}{Z_4}\frac{Z_5}{Z_6} \tag{3}$$

Siendo Z_j, j=1,…,6 el número de dientes de cada una de las ruedas dentadas que componen el dispositivo. Teniendo en cuenta la Ec. (1) y la Ec. (2) junto con la Ec. (3) se puede obtener la relación de eficiencia de torques entre la entrada y la salida del dispositivo de la siguiente forma:

$$T_6 = \left(\eta_1\eta_2\eta_3 \frac{\omega_1}{\omega_2}\frac{\omega_3}{\omega_4}\frac{\omega_5}{\omega_6}\right)T_1 \tag{4}$$

$$T_6 = \left(\eta_1\eta_2\eta_3 \frac{Z_2}{Z_1}\frac{Z_4}{Z_3}\frac{Z_6}{Z_5}\right)T_1 = \eta_D \frac{T_1}{R_D} \tag{5}$$

Se debe destacar que las eficiencias en el caso de engranajes cilíndricos de dientes rectos (η_3) o dientes cónicos rectos (η_1) son bastante altas y dependiendo del grado de rugosidad de la superficie de los dientes las mismas pueden estar contenidas en los siguientes dominios [4]:

$$\begin{aligned} \eta_1 &\in [0.90, 0.95] \\ \eta_3 &\in [0.97, 0.99] \end{aligned} \tag{6}$$

En el caso de la reducción por sin fin corona, la eficiencia puede describirse en función de los parámetros característicos del tornillo y de la rueda dentada, es decir [2]:

$$\eta_2 = \frac{\cos\phi_n - \mu\tan\lambda}{\cos\phi_n + \mu\cot\lambda} \tag{7}$$

Siendo λ el ángulo de espiral del tornillo, μ el coeficiente de fricción entre materiales y ϕ_n el ángulo de la normal calculado en la forma convencional según las referencias [2,3]. La eficiencia del engrane sin fin corona oscila en $\eta_2 \in [0.55, 0.75]$. De tal forma que la eficiencia total del dispositivo estaría en $\eta_T \in [0.50, 0.73]$.

3. POSIBLES FORMAS DE USO DEL DISPOSITIVO PROPUESTOS.

Se pueden plantean dos posibilidades para la ubicación del sistema desarrollado en reemplazo del mecanismo actual Fig. 4(a):

1. Siguiendo la disposición, motor eléctrico, etapa de reducción por engranajes planetarios, **Dispositivo Propuesto** (etapa de potencia), según la Fig. 4(b).
2. Siguiendo la disposición, motor eléctrico, **Dispositivo Propuesto**, etapa de reducción por engranajes planetarios (etapa de potencia), según la Fig. 4(c).

3.1. Funcionamiento de la alternativa MPD

Esta disposición es la que corresponde a la Fig. 4(b), también llamada MPD o motor-planetarios dispositivo. En esta disposición se utiliza el motor (nodo 3) vinculado directamente sobre la reducción por engranajes planetarios y la salida de ésta (nodo 4) sobre el dispositivo propuesto a consecuencia de esta disposición y por el hecho que los mayores esfuerzos recaen sobre esta etapa los engranajes cónicos y el dispositivo sin fin corona deberán ser estos de mucho mayor módulo que en el caso anterior con la consiguiente complejidad que esto implica ,los rozamientos en la corona y sinfín serán mayores por lo que los aspectos de lubricación tendrán importancia critica en la etapa de potencia en la Fig. 4(b).

Por otro lado cabe mencionar que la reducción por engranajes rectos planetarios operará ahora a alta velocidad con la consiguiente elevación del ruido, típico de los engranajes en cascada.
Por estos motivos se desaconseja esta disposición en este caso particular del robot mencionado.

3.2. Funcionamiento de la alternativa MDP

Esta disposición es la que corresponde a la Fig. 4(c), también llamada MDP o motor-dispositivo-planetarios. En esta disposición se utiliza el motor (nodo 5) vinculado directamente sobre los engranajes cónicos que dan movimiento al tornillo sin fin y este a su vez hace girar la corona, el mecanismo trabaja a alta velocidad aprovechando la gran reducción de la corona y del sin fin, posteriormente es readecuada a emerger en forma colineal mediante el uso de engranajes de dientes rectos (nodo 6), esta disposición ofrece la ventaja de utilizar partes de pequeñas dimensiones relativas debido a que las solicitaciones y esfuerzos son pequeños, esto nos conduce al empleo de módulos pequeños en la construcción de los engranajes disminuyendo las perdidas por fricción debido a los bajos torques a que se ven sometidos, quedando sometido a los mayores esfuerzos la reducción por engranajes planetarios en la etapa de potencia en la Fig. 4(c)
Por estos motivos se adopta esta disposición como alternativa para suplir el condicionamiento del potencial defecto del freno electrodinámico dado por el esquema de la Fig. 4(a).

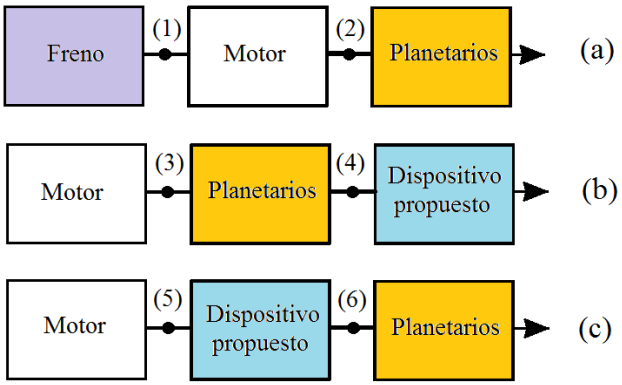


Figura 4. Posibles formas de montaje del dispositivo propuesto

Las dos alternativas de montaje propuestas pueden expresarse analíticamente con el objetivo de caracterizar la respuesta de la reducción y cuantificar las ventajas respectivas en forma genérica, especialmente en lo tocante a la resistencia del elemento más delicado del dispositivo: el engrane sin fin corona. Teniendo en cuenta por motivos de comparación, los montajes b) y c) indicados en la Fig. 4 deben tener la misma potencia de entrada y de salida, es decir el motor debe suministrar una cierta potencia H_M y tanto en un caso como otro la salida esperada sería H_E, o potencia efectiva en carga. Así pues, recordando la Ec. (1), se pueden relacionar los torques de entrada y salida a cada uno de los elementos reductores de las líneas de transmisión de la Fig. 4. De manera que:

$$\mathrm{T_{DS}} = \mathrm{T_{DE}}\,\frac{\eta_\mathrm{D}}{\mathrm{R_D}},\ \mathrm{T_{PS}} = \mathrm{T_{PE}}\,\frac{\eta_\mathrm{P}}{\mathrm{R_P}}, \tag{8}$$

siendo T_{DS} y T_{DE} los torques a la salida y a la entrada del dispositivo propuesto, en tanto que η_D y R_D representan la eficiencia del dispositivo y su reducción. Por otro lado T_{PS}, T_{PE}, η_E y R_P son los homónimos del sistema de planetarios. De forma que, tanto para la configuración MDP como para la configuración MPD, se obtiene la siguiente expresión:

$$\mathrm{T_S} = \mathrm{T_M}\,\frac{\eta_\mathrm{D}}{\mathrm{R_D}}\frac{\eta_\mathrm{P}}{\mathrm{R_P}}, \tag{9}$$

Siendo T_S y T_M los torque de la carga y del motor.

Ahora bien las partes más delicadas del tándem reductor son las que corresponden al engrane sin fin corona, especialmente a la corona en caso de ser construida con un material menos resistente que el del tornillo sin-fin. Los torques T_4 y T_3 que corresponden a la rueda dentada y al sin fin se pueden calcular como:

$$\mathrm{T_{4MDP}} = \mathrm{T_M}\,\frac{\eta_1\eta_2}{\mathrm{R_D}}\frac{\mathrm{Z_5}}{\mathrm{Z_6}},\quad \mathrm{T_{3MDP}} = \mathrm{T_M}\,\frac{\eta_1}{\mathrm{R_D}}\frac{\mathrm{Z_3Z_5}}{\mathrm{Z_4Z_6}} \tag{10}$$

$$\mathrm{T_{4MPD}} = \mathrm{T_M}\,\frac{\eta_1\eta_2\eta_\mathrm{P}}{\mathrm{R_D R_P}}\frac{\mathrm{Z_5}}{\mathrm{Z_6}},\quad \mathrm{T_{3MPD}} = \mathrm{T_M}\,\frac{\eta_1\eta_\mathrm{P}}{\mathrm{R_D R_P}}\frac{\mathrm{Z_3Z_5}}{\mathrm{Z_4Z_6}}, \tag{11}$$

Donde las siglas de los subíndices indican el tipo de alternativa constructiva. Observando las Ecs. (10) y (11) se puede obtener la siguiente relación:

$$\chi_{4\mathrm{MDP}} = \frac{\mathrm{T_{4MPD}}}{\mathrm{T_{4MDP}}} = \frac{\eta_\mathrm{P}}{\mathrm{R_P}},\quad \chi_{3\mathrm{MDP}} = \frac{\mathrm{T_{3MPD}}}{\mathrm{T_{3MDP}}} = \frac{\eta_\mathrm{P}}{\mathrm{R_P}} \tag{12}$$

La Ec. (12) permite establecer una estimación concreta de las ventajas de la alternativa MDP respecto de la alternativa MPD, en función de conocer solamente la eficiencia y la reducción global del tren planetario. A su vez, empleando los conceptos de análisis de eficiencia para los trenes planetarios, desarrollados por Litvin [4], la misma se puede calcular según la siguiente expresión:

$$\eta_\mathrm{P} = 1 - \Psi\,\frac{\omega_\mathrm{S} - \omega_\mathrm{PP}}{\omega_\mathrm{S}} = 1 - \Psi\left(1 - \mathrm{R_P}\right), \tag{13}$$

Siendo Ψ la pérdida por fricción del sistema planetario completo, la cual es considerada como dato conocido [4]. La Ec. (13) es solamente válida para el tipo tren planetario con entrada en el eje solar y salida en el porta-planetas, estando el engranaje anillo fijo. Con la Ec. (13), la Ec. (12) queda expresada básicamente en términos de la reducción del tren de engranajes planetarios.

3.3. Caso de estudio practicado y comparación de eficiencias

Para poder establecer las ventajas desde el punto de vista operativo, se presenta a continuación un ejemplo comparando en concreto las alternativas MDP y MPD. Así pues, teniendo en cuenta el prototipo de tren construido, según se ve en la Figura 3(b), y considerando conocidos los torques del motor T_M, de la carga T_C, las reducciones y las eficiencias estimadas de los trenes de engranajes, se pueden calcular con las fórmulas del apartado anterior el nivel de exigencia que puede sufrir los dentados de la reducción sin fin corona del dispositivo.

Tabla 1 *Comparación de los torques relativos en los ejes del sin-fin corona.*

	MPD		MDP	
Torque	T_4/T_M	T_3/T_M	T_4/T_M	T_3/T_M
Max Eficiencia	3376.41	84.94	42.21	1.06
Min Eficiencia	2345.72	80.47	29.32	1.01

El tren reductor de la Figura 3(b) tiene los siguientes datos Z_1=17, Z_2=19, Z_3 =1, Z_4=53, Z_5=18, Z_6=Z_5. Se considera un solo reductor planetario de eficiencia η_P = 0.80, y reducción R_P = 1/100. Para el dispositivo se considerarán dos casos, (a) máxima eficiencia posible o (b) mínima eficiencia posible. En un caso u otro la eficiencia del dispositivo se calcula a partir de la Ec. (4), teniendo en cuenta las Ecs. (6) y (7). Ahora bien, en la Tabla 1 se muestra una comparación de los torques actuantes en el

dispositivo relativos al torque del motor (esto es T_4/T_M o T_3/T_M) para las distintas condiciones de eficiencia estimada en los engranes del dispositivo diseñado.

Así pues de una simple comparación en la Tabla 1 se puede apreciar rápidamente el valor excesivo del momento que estaría soportando el sin-fin corona y en consecuencia los valores de fuerzas actuantes en las superficies de los dientes de la corona. De allí que la disposición MDP es más funcional para los propósitos de diseño resistente.

4. CONCLUSIONES.

En este trabajo se ha desarrollado un dispositivo de transmisión mecánica para suplir algunos condicionamientos que, a juicio de los autores, presenta la transmisión de una plataforma robótica en lo que respecta a la utilización de frenos operados en forma electromagnética. Estos frenos pueden tener problemas funcionales y de restricción de operatividad del sistema, según se ha podido observar en la práctica. Se han mostrado las facetas mecánicas junto con un esquema o modelo de cálculo reducido, que permite caracterizar el tipo de movimiento y corroborar analíticamente los aspectos conceptuales vertidos. Este es un prototipo experimental permitiría aventajar los diseños anteriores pues con la presencia del reductor por sin-fin, se genera el proceso de autobloqueo deseado sin recurrir a sistemas de frenado operados eléctricamente. En futuros trabajos se pretende extender el desarrollo preliminar presentado en este opúsculo con el fin de caracterizar rangos de aplicabilidad, optimización de estructura y resistencia entre otros aspectos mecánicos.

5. REFERENCIAS.

[1] White J.R., Walker K., Couglan J., Upton R.G., Farnstrom K.A., Harvey H.W., (1990) "*All Terrain Mobile Robot*", *Patent Number 4.932.831.*

[2] J.E. Shigley y C.R. Mischke, (2002) "*Diseño en Ingeniería Mecánica*", McGraw Hill Interamericana Editores. Ciudad de México, México.

[3] Oberg, E., Jones F.D., Horton H.L, Ryffel H.H., (2000) "*Machinery Handbook*", Industrial Press Inc New York.

[4] Litvin, F.; Fuentes, A. (2004). "*Gear Geometry and applied theory*". 1ª Ed. Cambridge University Press. New York, Estados Unidos.

[5] Norton, R.L. (2001). "*Diseño de Máquinas",* 2ª Ed. McGraw-Hill/ Interamericana Editores. Ciudad de México, México.

Agradecimientos

Los autores de este trabajo desean agradecer a la Secretaría de Ciencia y Tecnología de la Universidad Tecnológica Nacional la financiación recibida en el marco del proyecto 25/B023 del programa de incentivos

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

Desarrollo de una Balanza para Medir el Empuje y Torque en Motores Brushless en Túnel de Viento

Elaskar, Omar*, Cabido, Raúl, Bustamante, Cristian, Fernández, Diego

Instituto Universitario Aeronáutico. Centro de Investigaciones Aplicadas
Av. Fuerza Aérea 6500, Córdoba (X5010JXM).
oelaskar@iua.edu.ar

RESUMEN.

En las aeronaves no tripuladas propulsadas por energía solar se requiere optimizar de manera exhaustiva el sistema propulsor, buscando el régimen de máxima eficiencia, entendida esta como la relación entre potencia eléctrica y el empuje obtenido.
Debido a que los fabricantes informan las características individuales de cada componente (hélice, motor, variador de velocidad, batería, etc.) pero no de la combinación de ellos, surge la necesidad de determinar mediante ensayos en laboratorio del comportamiento del sistema propulsivo completo.
Los ensayos requieren entonces relevar la velocidad del viento, las revoluciones de hélice, el empuje, el torque, la corriente y la tensión del sistema. Debido a que no se dispone de la capacidad de relevar torque y empuje de motores en el laboratorio propio, fue necesario en esta etapa del proyecto Piddef 043/11 (Min.Defensa) desarrollar una balanza con estas capacidades.
En la cámara de ensayo del túnel de viento se requiere una balanza pequeña, para no alterar de manera importante el flujo de aire. Después de analizar varias alternativas de balanzas diferentes a las tradicionales para medir potencia en motores, se eligió la aquí desarrollada y probada, capaz de medir tanto el empuje axial y el torque del motor simultáneamente.
Por ello la balanza posee un eje soportado entre dos bujes, que le permite deslizarse axialmente y girar libremente, donde en un extremo se monta el motor a ensayar, y en el otro las celdas de carga que registrarán los esfuerzos de empuje y torque.
Diseñada y construida la balanza con todos sus sensores instalados, fue utilizada en el túnel de viento para determinar el comportamiento de un sistema propulsivo completo. En el presente trabajo se describe el diseño y funcionamiento de la balanza aquí desarrollada y se presenta la curva resultante posible de ser obtenida con el presente sistema, a fin de poder utilizarse esta información para desarrollar aeronaves de propulsión solar.

Palabras Claves: balanza, torque, empuje, túnel de viento, motor eléctrico.

1. INTRODUCCIÓN

Al tratar sobre las tecnologías de aeronaves solares, la eficiencia propulsiva es de alta prioridad [1].
El desarrollo de aeronaves solares [2] requiere el uso de motores eléctricos para su sistema propulsivo, pero su fuente de energía proviene de celdas solares, que proveen una energía limitada, y debido a ello analizar y conocer el consumo energético para un régimen óptimo de funcionamiento es vital para un buen rendimiento de la aeronave solar. Se remarca además, que una aeronave solar requiere también energía para otros subsistemas como la instrumentación, control y radio-enlace, que hace aún mas critico la optimización del uso energético en este tipo de aeronaves.
Este trabajo describe el desarrollo de una "Balanza de Túnel de Viento" para medir el conjunto propulsivo completo, como los utilizados en pequeñas aeronaves solares, el cual se compone de la fuente de alimentación, del variador electrónico de velocidad, del motor eléctrico, y de la hélice, en todo el rango de velocidades de vuelo.
Se muestra aquí la idea final desarrollada para construir y probar una pequeña balanza de medición en túnel de viento para medir un sistema propulsivo eléctrico.
Con este dispositivo instalado en el Túnel de Viento, y con sensores específicos, se pueden relevar varios parámetros importantes, como la corriente, la tensión, el empuje, el torque y las RPM, para analizar y determinar el comportamiento de grupo propulsivo ensayado, con el fin de obtener el régimen óptimo (máxima eficiencia) de funcionamiento de dicho grupo motor.

1.1. Objetivo

Se busca como objetivo disponer de un dispositivo capaz de relevar el empuje, torque y demás parámetros de motor, en un amplio rango de velocidades de viento, y no solo para condición estática [3], ya que esta última no provee información completa para conocer cual es el mejor régimen de funcionamiento del sistema propulsivo en vuelo, especialmente si es alimentado por un generador de celdas solares.

1.2. Antecedentes

Actualmente, las características propulsivas de sistemas eléctricos como las utilizadas en pequeñas aeronaves solares, son medidas en condiciones estáticas, por ello es escasa la información disponible sobre la eficiencia de los grupos propulsivos en funcionamiento a diferentes velocidades de vuelos de una aeronave, con el objeto de disponer de dicha información para optimizar el sistema completo.
Para la medición de los parámetros de potencia se dispone de bancos de ensayo dinamométricos, especialmente diseñados para motores pequeños como los utilizados en automodelismo y aeromodelismo. Además a los motores brushless, los mismos fabricantes los ensayan para corroborar en un banco, sus características de torque y potencia, como se aprecia en la Figura 1 del fabricante Turnigy. [4]



Figura 1 *Banco para motores brushless*

Las hélices han sido estudiadas en trabajos previos en túneles de viento [5], identificando incluso los fenómenos y factores de obstrucción en la cámara de ensayo.
Ensayos de eficiencia propulsiva se han realizado para el UAV Sun Surfer en el Autonomous System Lab. [3] durante su desarrollo, pero este trabajo solo considera el funcionamiento sin corriente de aire.



Figura 3 *Balanza para grupo propulsor del Sky Sailor*

Además se puede encontrar información de los fabricantes de estos elementos individualmente [6,7], como las hélices, los motores y los variadores de velocidad, pero no del comportamiento conjunto de todos ellos, y en especial cuando los fabricantes son distintos. Surge así la necesidad de idear algún dispositivo capaz de medir estos parámetros en laboratorio.

2. MARCO TEÓRICO

Con motivo de analizar teóricamente los datos a medir, es necesario interpretar la "eficiencia propulsiva" propuesta de evaluar, definida como la relación entre el empuje del sistema (fuerza) y el consumo energético (potencia eléctrica) a distintos régimen de funcionamiento.
Como el empuje de una aeronave es provisto por su sistema propulsivo. El valor más relevante en este sistema es la fuerza axial capaz de erogar por el motor y su hélice. Sin embargo en una aeronave esta fuerza implica un consumo de energía que esta limitada temporalmente a su capacidad de combustible (energía de origen químico), o la carga de energía eléctrica en sus baterías o, corriente posible de entregar por sus celdas solares, en un determinado tiempo.
Los bancos de prueba tradicionales miden la potencia motriz en base a la medición del torque generado por el eje motor, en función de la velocidad de giro del mismo, tal es el caso del banco de Prony (Figura 4) que trabaja por disipación energética en forma de calor generado en la fricción del sistema rotante.

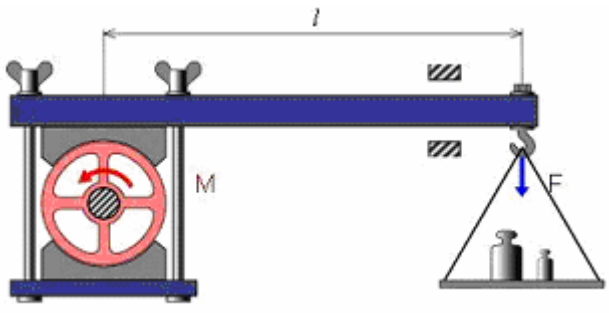


Figura 4 *Esquema de Banco Prony*

Si bien este tipo de sistema se ha dejado de lado, en la práctica sigue siendo válido el concepto de absorber energía por medio de algún sistema [8], como el de fricción o resistencia de un fluido, campo eléctrico, o incluso por resistencia aerodinámica.
Entonces el mismo concepto de los bancos con freno aerodinámicos que por medio de paletas, disipan la energía en calor (fricción) y principalmente energía mecánica por transferencia de trabajo al desplazar flujo, es que se propuso el diseñó aquí presentado. Así la *Potencia erogada* (Pe) en "Watts" medida en el eje de motor se expresa en Ecuación (1) como el producto de la *Velocidad de rotación* (w) en "radianes por segundo" y el *Torque* (T) en "newton metro"

$$Pe = w \cdot T \quad (1)$$

Además en la balanza desarrollada también se puede medir la *Potencia eléctrica suministrada* (Ps) en "Watts" en Ecuación (2), como el producto de la *Corriente* circulante (I) en "Amperes" y la *Tensión* medida en la fuente de corriente (V) en "Voltios":

$$Ps = I \cdot V \quad (2)$$

Entonces con las potencias de entrada y salida, se puede determinar la *Eficiencia del grupo motor* (**Σ**m) en Ecuación (3).

$$\mathbf{\Sigma}m = Pe / Ps = w \cdot T / I \cdot V \quad (3)$$

Análogamente en lugar de paletas el eje motor mueve una hélice de aeronave, que además de la disipación normal por el giro de las palas y generar una cupla resistente, se produce otro efecto factible de ser medido, como es la *Fuerza* de empuje (F) en "Newton", fenómeno no considerado en un banco para medir potencia de salida en el eje de un motor.
Bajo este concepto, es fácilmente medible en un banco dinamométrico también la *Fuerza* de empuje (F) a distintas *Velocidades de giro* (w) en "radianes por segundo" y velocidad de flujo (v) en "metros por segundo".
Es factible también determinar un *"Índice de eficiencia de la hélice"* (**Φ**h) en Ecuación (4) como la relación entre la *Fuerza* de empuje (F) y el *Torque* (T) a los distintos regimenes de funcionamiento.

$$\mathbf{\Phi}h = F / T \ (1/m) \quad (4)$$

Finalmente la "*Eficiencia del sistema propulsivo*" completo (**Φ**sist), puede indicarse por el producto de la "*Eficiencia del motor variador*" (**Σ**m) afectado por el "*Índice de eficiencia de hélice*" (**Φ**h), y de esta manera analizar, estudiar y evaluar distintas combinaciones de las partes que componen un sistema propulsivo para una aeronave eléctrica, como se aprecia en Ecuación (5).

$$\mathbf{\Phi}sist = \mathbf{\Sigma}m \cdot \mathbf{\Phi}h = (w \cdot T / I \cdot V).(F / T) = w.F / I.V.T$$

$$\mathbf{\Phi}sist = w. F / I \cdot V.T \quad (5)$$

Cabe aclarar que en los ensayos realizados, la curva final de eficiencia del sistema se realizó en relación a la corriente medida en amperes (A) ya que la tensión de la fuente se mantenía constante.

3. DESARROLLO ANALÍTICO Y EXPERIMENTAL

Para alcanzar el objetivo de analizar y determinar la eficiencia propulsiva en una aeronave eléctrica, es necesario diseñar y construir un dispositivo capaz de medir los parámetros propulsivos en el túnel de viento, para reflejar las condiciones de vuelo reales.
Como los motores eléctricos utilizados en aeronaves solares son pequeños, el banco de ensayo para medir su comportamiento deberá ser también de dimensiones pequeñas.
Por lo tanto un gran problema para idear la arquitectura y diseñar una balanza de medición para ensayar en túnel de viento, es que debe ser de dimensiones pequeñas acorde al motor, y además para evitar obstruir y turbulentar el flujo de aire circulante dentro del túnel.

Se requiere entonces un dispositivo capaz de sensar fuerzas, por medio de celdas de carga (strain-gages) adaptadas a la misma. Si bien se disponían de dichos elementos en el laboratorio [9], eran de tamaño inadecuado para lograr un diseño compacto y sencillo de la balanza. Por ello, se buscó y se determinó una solución, la cual fue adoptada para el aplicar al dispositivo. Se seleccionaron entonces pequeñas celdas de carga, como las utilizadas en balanzas comerciales digitales, tal se aprecia en la Figura 5.

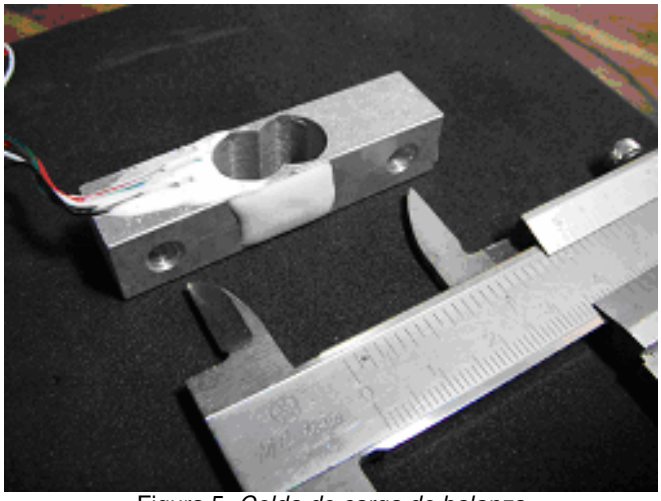


Figura 5 *Celda de carga de balanza*

Así las celdas de carga fueron obtenidas de un fabricante de balanzas electrónicas [10], que tienen una forma prismática y una capacidad de medición de sus strain-gages a través de 4 cables. La capacidad de medición es de hasta 5kg con apreciación de 1gr. Además la balanza comercial ya está calibrada para dichos valores de carga, por lo que no es necesario regularlas con una curva de conversión de la salida. Sin embargo fueron probadas las balanzas con pesas calibradas y se pudo corroborar la precisión indicada.
Las ventajas de estas celdas de carga, están en su forma geométrica prismática, que facilita su montaje en un dispositivo, y en su reducido tamaño que posibilita diseñar una balanza compacta y reducida. Además la lectura se puede hacer directamente del display que posee la balanza comercial, extendiendo los cables de señal desde la celda de carga.
Habiendo ya definido las celdas de carga, se requiere adaptarlas a un dispositivo que transmita la fuerza de empuje a una de las celdas y el torque del motor a la otra.
Así se ideó un dispositivo con un “eje deslizable” montado en un “soporte con bujes”. En uno de los extremos del eje (anterior) se adapta un soporte para montar el motor o “bancada motor”, y en el otro extremo (posterior) se fija el “tope” y la “palanca” que actúan sobre sendas celdas de carga.
Como se aprecia en las Figuras 6**,** que muestra el modelo en 3D de la balanza indicando sus componentes principales. El empuje es sensado directamente por la tracción del eje deslizable sobre una de las celdas de carga a través del “tope” (Figura 7), y el torque es medido por medio de resistir la rotación del eje, esfuerzo que es transmitido por una “palanca” y que sensa al torque motor (resistencia de hélice), aplicada a la otra celda de carga por su brazo de palanca (Figura 8). Se aprecia también en ambas figuras, los puntos de aplicación de cargas y de apoyo de las celdas de carga.

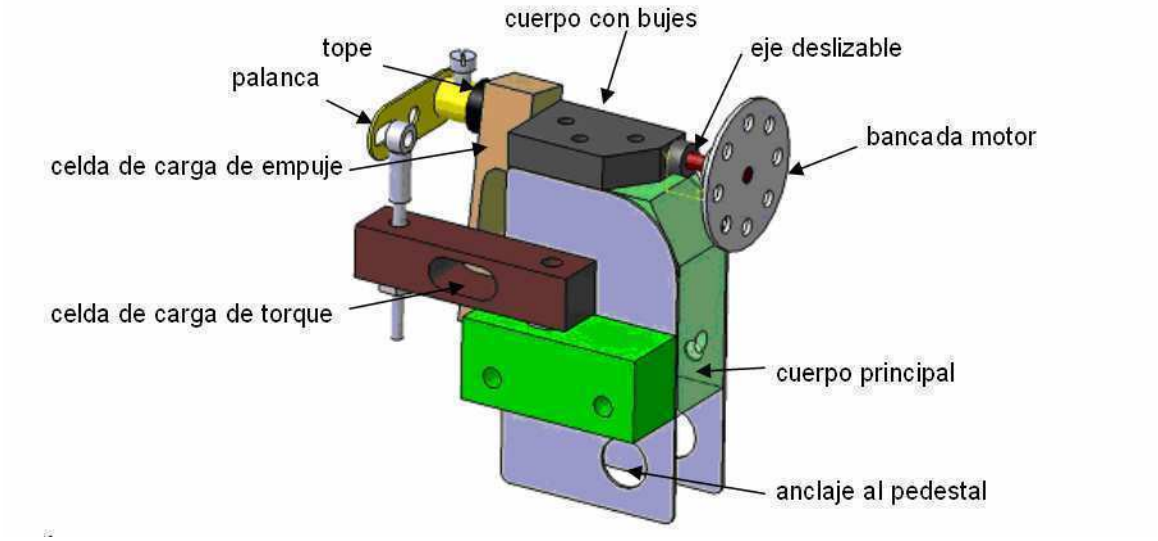


Figura 6 *Diseño 3D con sus componentes*

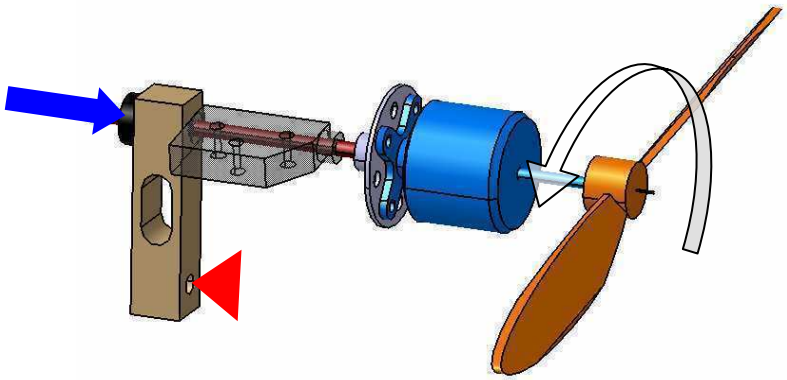


Figura 7 *Esquema de aplicación de fuerza de empuje*

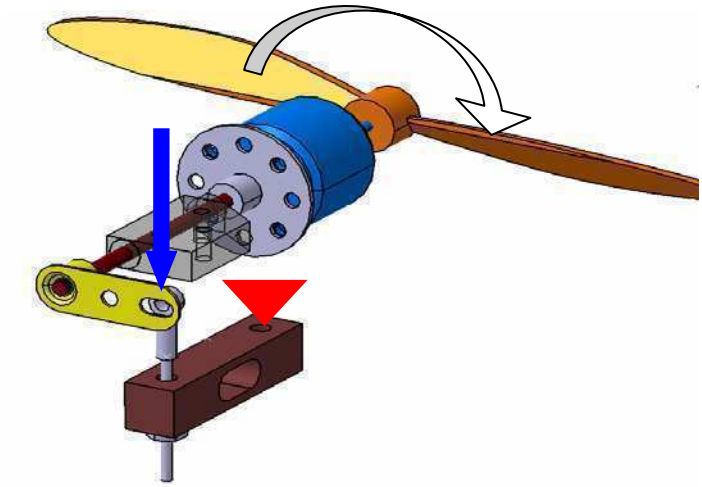


Figura 8 *Esquema de aplicación de fuerza de torque*

En la Figura 9 se muestra la balanza instalada en el pedestal de montaje en el Túnel de Viento. La Figura 10 muestra el motor y la balanza desarmada, donde se aprecian las dos celdas de cargas. Una de ellas se monta en la parte trasera del "cuerpo principal" de la balanza y mide la fuerza tractora de la hélice directamente por medio del eje deslizable, en que se monta la bancada del motor en el otro extremo.
La otra celda de carga se mota al costado del "cuerpo principal" de la balanza y sensa por medio de la "palanca" una fuerza proporcional al torque que se genera en el grupo motor (torque motriz y resistencia de giro aerodinámico de la hélice).



Figura 9 *Balanza montada en pedestal*

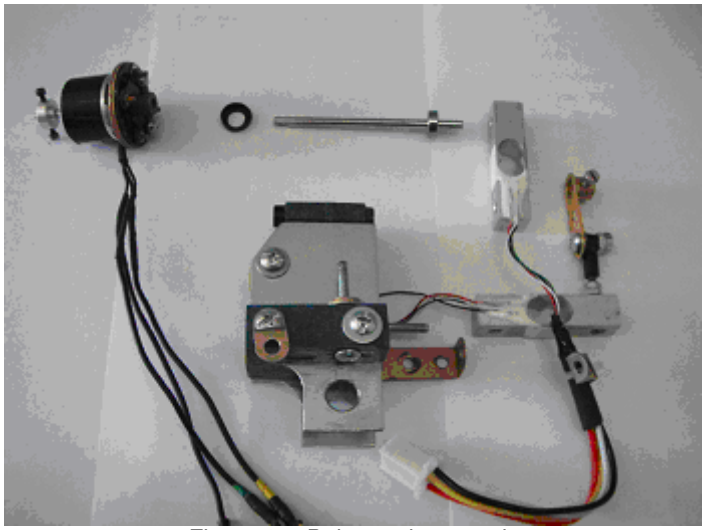


Figura 10 *Balanza desarmada*

Una vez ensamblado los elementos en la balanza (motor, hélice, variador y alimentación), se monta dentro de Túnel de Viento Piloto (subsónico) del Centro de Investigaciones Aplicadas (Figura 11) [11], con motivo de realizar un lote de ensayos en un rango amplio de velocidades de flujo (de 0 a 30 m/s) y de RPM del motor.



Figura 11 *Cámara de ensayo del Túnel de Viento*

Como se mencionó mas arriba, se miden el torque y el empuje en los display de las mismas balanzas, pero también se miden adicionalmente otros parámetros necesarios para evaluar y determinar la eficiencia energética del grupo propulsor, como son el Voltaje, las Revoluciones de la hélice, la Tensión de alimentación y la Corriente circulante. También se realizan mediciones de temperatura esporádicas con sensor infrarrojo.
Por ello fue necesario instalar dispositivos y sensores adicionales a las celdas de carga. Para medir la tensión se instaló un voltímetro a la fuente de alimentación (batería Litio Polímero de 2200 mAh y 11.1V). Por medio de un sensor de Efecto Hall, que genera una señal analógica mostrada en una pantalla analógica, para medir la corriente. Con un sensor magnético se relevaba la rotación de los imanes del motor para medir las RPM.
Esta arquitectura de sensores requirió programar y adaptar las señales para adquirirla en un PC, como las RPM. Otros en cambio fueron relevados de instrumentos (termómetro, voltímetro y amperímetro).
Adicionalmente se utilizó un tacómetro óptico, específico para medir RPM de hélices de aeromodelos con el fin de poner a punto el sistema desarrollado para medir y comparar las revoluciones del motor con respecto al sensor magnético instalado en el motor.

4. RESULTADOS OBTENIDOS

Una vez instalados los elementos a ensayar en la balanza, y ésta montada en el pedestal del Túnel de Viento, se pudo iniciar con la realización de los ensayos del grupo propulsor, para relevar datos desde la cámara de medición y registro del túnel de viento. (Figura 12).
Con motivo de obtener información confiable, fue necesario realizar de acuerdo a experiencias previas en túnel de viento [12], un lote de varios ensayos y en un amplio rango de velocidades de flujo. Con todos estos datos relevados y medidos fue posible obtener las curvas del sistema propulsivo como la mostrada en la Figura 13.
Actualmente se han realizados los primeros ensayos, y los datos adquiridos serán utilizados en una etapa posterior de estudios.
Las variables medidas en este tipo de ensayos de laboratorio son útiles para determinar el grado de aceptabilidad o compatibilidad entre los distintos elementos que componen un sistema propulsivo

para aeronaves eléctricas (motor, hélice, variador y fuente de energía), y así poder determinar el mejor y más eficiente sistema aplicable en la etapa preliminar de diseño de la aeronave.

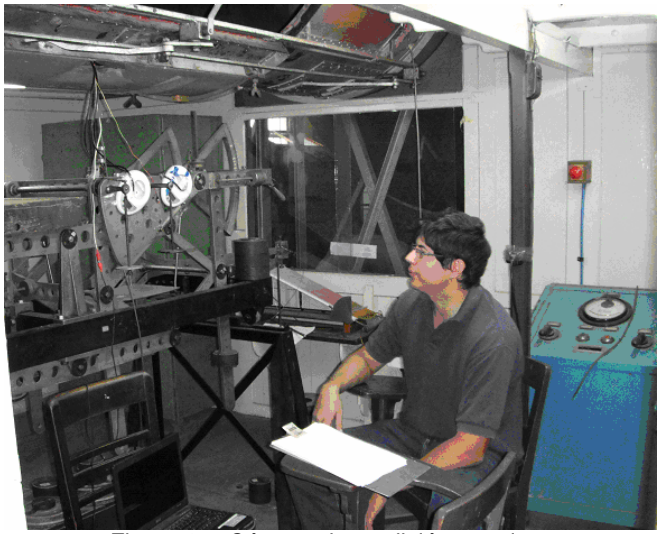


Figura 12 *Cámara de medición y registro*

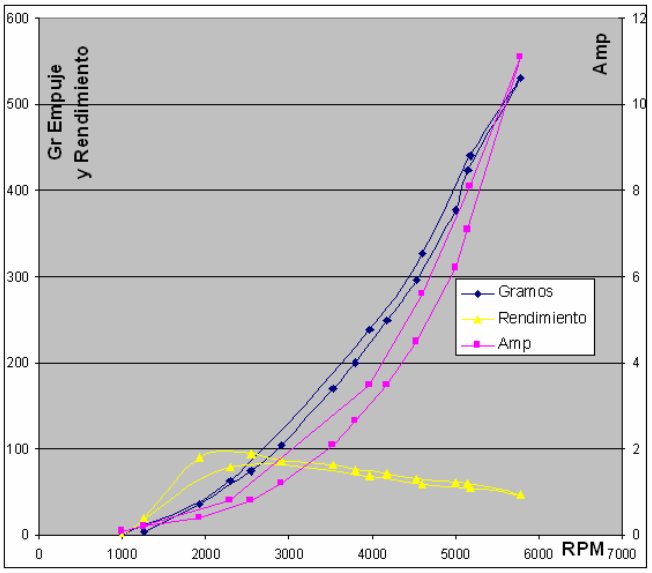


Figura 13 *Grafico obtenido de medición del grupo propulsor*

2. CONCLUSIONES.

- A partir de la necesidad de conocer la eficiencia propulsiva de motores eléctricos, se pudo generar la idea conceptual de un dispositivo para medir fuerza y torque, como parámetros relevantes de obtener
- Además de construir un dispositivo para medir fuerza y torque, se necesitó adicionar otros sensores, ya que la eficiencia propulsiva requiere también relevar otros parámetros como revoluciones de hélice, velocidad de flujo y corriente consumida.
- Este dispositivo permite adquirir información acerca del comportamiento de pequeños sistemas propulsivos eléctricos, como son las hélices, los motores brushless, y sus controladores.
- La información recabada en estos ensayos será de utilidad en la selección de sistemas propulsivos eléctricos a grupos de investigación y desarrollo en el diseño de nuevas aeronaves eléctricas como son los UAV solares.

- Se ha adquirido experiencia y conocimiento para poder desarrollar balanzas de mayor capacidad a fin de evaluar motores más grandes y potentes.

3. REFERENCIAS.

[1] Concrete T., (2007), "Aircraft Design Report", MIT, AIAA, pp.26-27.

[2] Diepeveen N., (2007), "The Sun-Surfer, Design and construction of a solar powered MAV" Autonomous Systems Lab. ETH Z¨urich, pp.36-38.

[3] Noth A., (2008), "Design of Solar Powered Airplanes for Continuous Flight", DISS. ETH NO. 18010, Zurich.

[4] Turnigy Brushless Motor.(visitado Mar 2012), www.hobbyking.com

[5] Ryan Elizabeth Fitzgerald, (2007), "Wind tunnel blockage corrections for propellers", University of Maryland. pp. 96-157.

[6] GWS 2212/T13 Brushless Motor, (visitado Nov-2011), www.gws.com.tw

[7] APC, LP08060E Electric Propeller, (visitado Nov-2011), www.apcprop.com

[8] Figliola R., Beasley D., (2006) "Mediciones Mecánicas, Teoría y Diseño", 3ra Edición, Editorial Alfaomega, México.

[9] Z6-Bending beam load cell, (visitado Nov-2011), http://www.hbm.com

[10] LCD Digital Scale 5kg/1g, (visitado Mar-2012), http://www.dealextreme.com

[11] Pilot Subsonic Wind Tunnel, (visitado Mar-2012), www.iua.edu.ar

[12] Paoletti C., (2005) "Medición de Resistencia de un Paracaídas de Estabilización y Frenado", III Congreso Argentino de Tecnología Espacial. Córdoba.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012





Simulación de la fuerza de rectificado que actúa sobre un posicionador con motor lineal durante un proceso de rectificado de levas

Villegas, Fernando[(1)], Hecker, Rogelio[(1,3)*], Peña, Miguel[(2)], Flores, Marcelo[(3)]

(1) CONICET; UNLPam. Calle 9 y 110 - Gral. Pico La Pampa. fvillegas@inaut.unsj.edu.ar.

(2) Instituto de Automática, Universidad Nacional de San Juan.
Av. San Martin Oeste 1112 CP 5400- San Juan.

(3) Facultad de Ingeniería,Universidad Nacional de La Pampa.
Calle 9 y 110 - Gral. Pico La Pampa.

RESUMEN.

El sistema de posicionamiento de la herramienta en una máquina de rectificado de levas debe ser capaz de seguir la trayectoria correspondiente al perfil de la leva mientras la misma rota. Un incremento en la tasa de producción, se traduce en un aumento en las exigencias en cuanto a la velocidad y la aceleración que debe desarrollar el motor del sistema de posicionamiento, manteniendo los requerimientos de precisión asociados al rectificado de levas.
Los motores lineales ofrecen una alternativa atractiva para estos sistemas de posicionamiento ya que pueden desarrollar altas velocidades y aceleraciones sin las limitaciones propias de los mecanismos de tornillo. Sin embargo, presentan el inconveniente de ser más sensibles a las perturbaciones externas al motor, tales como la fuerza de rectificado y la fricción en las guías lineales. En este caso, las perturbaciones actúan directamente sobre el motor, induciendo errores mayores en el seguimiento de las trayectorias, lo que hace necesario un conocimiento más detallado de las mismas.
En este trabajo se obtiene una aproximación de la fuerza propia del rectificado a la que se encontraría sometido el motor cuando se sigue exactamente una trayectoria deseada. Se adapta, para el caso del rectificado de levas, un modelo analítico del rectificado cilíndrico que considera aspectos del material, la herramienta y la propia máquina. Los resultados muestran variaciones apreciables de la fuerza de rectificado, relacionadas con la conformidad de la herramienta a la curvatura variable del perfil de la leva durante su rotación.

Palabras Claves: Manufactura, Rectificado, Posicionador, Modelo, Fuerza.

1. INTRODUCCIÓN

El rectificado es un proceso de capital importancia en la fabricación de levas [1]. La utilización de máquinas de rectificado CNC (Computer Numerical Control) ha dado un mayor impulso al desarrollo de modelos matemáticos con el objetivo de optimizar los procesos de rectificado [2]. Entre estos objetivos se encuentra la disminución del tiempo de producción. Esta disminución se ve reflejada en la aparición de mayores exigencias en el seguimiento de las trayectorias de los sistemas de posicionamiento en cuanto a velocidades y aceleraciones.

En sistemas de manufactura tipo CNC, el posicionamiento lineal típicamente se efectúa mediante motores rotativos con sistemas de tornillo. Esta configuración tiene la ventaja de proveer cierto grado de robustez ante perturbaciones externas tales como la fuerza de maquinado [3]. Sin embargo el mecanismo de tornillo acarrea limitaciones en cuanto a las aceleraciones asequibles debido a la baja frecuencia natural típica de su estructura [4].

Los motores lineales, al carecer de acoplamiento de tornillo son capaces de desarrollar mayores velocidades y aceleraciones [5]. Sin embargo, al carecer de este acoplamiento también son más sensibles a las fuerzas de perturbación, lo que puede inducir mayores errores en el seguimiento de trayectorias. En una aplicación como el rectificado de levas en que los errores aceptables en el maquinado pueden estar por debajo de la decena de micrómetros [1] es importante que el control de este tipo de motores sea robusto ante estas perturbaciones. Por ello es de importancia para el diseño del control el conocimiento de las perturbaciones que actúan sobre el motor en este tipo de aplicaciones, tales como la fricción [6] o la fuerza de maquinado.

En este trabajo, con el objeto de obtener un modelo de la fuerza de maquinado se adapta un modelo de rectificado cilíndrico al problema de rectificado de levas. El modelo de rectificado cilíndrico utilizado es el presentado en [7,8] y utilizado en [9].

En la siguiente sección se describe en manera resumida el modelo de rectificado cilíndrico utilizado, luego se dan algunos detalles de la geometría del proceso, para continuar con una descripción del programa y los resultados obtenidos. Finalmente se presentan las conclusiones.

2. MODELO DE FUERZA DE RECTIFICADO.

Como se menciona en la introducción, para el proceso de rectificado se utiliza el modelo presentado en [7]. A continuación se resumen los puntos principales del modelo, para mayores detalles se puede consultar [7,8,9].

El rectificado se caracteriza por múltiples puntos de corte con grandes ángulos de ataque negativo removiendo virutas de pequeño volumen a altas velocidades de deformación. Para el modelo se considera que los granos activos tienen una punta de corte efectiva de forma esférica con diámetro D. A medida que estas puntas esféricas penetran la superficie de la pieza, producen una zona de deformación plástica, tal como en los ensayos de dureza Brinell. Según los granos avanzan, la zona deformada plásticamente rota en la dirección del movimiento con un ángulo α, dando lugar a un flujo hacia arriba, formando una viruta que será cortada de la superficie.

La fuerza resultante desarrollada durante la indentación de un único grano, F'', puede formularse a partir de la ecuación de dureza Brinell [10] como

$$F'' = d_f \frac{HB\pi D}{2}\left(D - \left(D^2 - d^2\right)^{1/2}\right) \tag{1}$$

donde $d = D\,\mathrm{sen}(\alpha)$ es el diámetro de la impresión, y α puede calcularse como $\alpha = \arccos(1 - 2h/D)$, siendo h el espesor de la viruta de corte sin deformar.

La dureza se incrementa considerablemente cuando la indentación se produce a grandes velocidades de deformación [11] como sucede en el rectificado. Por lo tanto la Ecuación (1) utiliza una dureza Brinell dinámica $HB_d = d_f HB$, donde el coeficiente d_f se ajusta experimentalmente.

Las fuerzas normales y tangenciales por grano F_n'' y F_t'' pueden ser calculadas combinando los efectos de indentación y la fricción entre el material y el grano, f, como

$$F_t'' = F''(\text{sen}\,\alpha + f\cos\alpha)$$
$$F_n'' = F''(\cos\alpha - f\,\text{sen}\,\alpha) \quad (2)$$

El diámetro efectivo del grano de corte se considera $D = D_g / G_f$ donde D_g es el diámetro promedio de grano dado por el fabricante de la herramienta y G_f es un factor que considera la forma principal del grano incluyendo las condiciones de afilado de la rueda de rectificado, el cual es ajustado experimentalmente al igual que el parámetro de fricción f.
Ahora bien, para calcular la fuerza por grano es necesario conocer el espesor de la viruta de corte sin deformar h. El rectificado es un proceso estocástico con una distribución espacial aleatoria de los granos abrasivos en la superficie de la rueda. En consecuencia existe una distribución de h que puede ser representada por una función de densidad de probabilidad de Rayleigh [12]. Los granos con una profundidad de penetración menor a un valor crítico h_{cr} no producen viruta. Considerando la cinemática, conservación de la masa y la geometría general de la viruta, el valor esperado de la distribución estará dado por

$$\text{E}(h) = \sqrt{\frac{\pi}{2}\left(\frac{aV_w}{2V_s}\frac{1}{l_c C_d}\frac{1}{\tan\theta_g} - \frac{h_{cr}^2}{2}\right)} \quad (3)$$

siendo l_c la longitud de contacto rueda-pieza, a la profundidad de corte, θ_g el ángulo de grano en la aproximación cónica [8] y C_d la densidad dinámica de granos de corte.
Las fuerzas normales y tangenciales por unidad de ancho de corte de rectificado se calcularán a partir de las expresiones en Ecuación (2) considerando el valor esperado de h, y toman la siguiente forma

$$F_t' = F_t'' N_d$$
$$F_n' = F_n'' N_d \quad (4)$$

Donde $N_d = C_d l_c$ es el número de granos activos por unidad de ancho de corte.
Los parámetros C_d y l_c a su vez dependen de h y F_n' respectivamente, además de parámetros del proceso relacionados con velocidad y geometría de la rueda y de la pieza, y son calculados a partir de las expresiones en la referencia [7]. Debido al complejo acoplamiento entre las variables, estas ecuaciones no se resuelven de manera explícita. El modelo [7] es usado para resolver el sistema de ecuaciones como una función de las propiedades del material (HB), la microestructura de la rueda de rectificado (distribución estática de los bordes cortantes) efectos dinámicos (deflexión local de los granos y zona de contacto instantánea rueda-pieza) y las propiedades cinemáticas del rectificado (profundidad de corte a, velocidad de la pieza V_w, velocidad de la rueda V_s).

3. GEOMETRÍA DEL RECTIFICADO DE LEVAS.

En la sección anterior se describe un modelo de rectificado cilíndrico que permite conocer las fuerzas involucradas en tales procesos. El caso de rectificado de levas es un caso particular en el cual algunos de los parámetros considerados, tales como la velocidad tangencial de la pieza o la longitud de contacto, pueden variar con el ángulo de rotación de la pieza. Por ello se hace necesario conocer el efecto de la geometría del perfil de leva sobre los parámetros involucrados así como también sobre la fuerza resultante que actúa en la dirección del motor.
En el presente trabajo, al igual que en [2], se considera que el eje de rotación de la leva se encuentra sobre la misma línea de desplazamiento del centro de la rueda de rectificado.

3.1. Punto de contacto y fuerza resultante.

Por simplicidad, para algunos cálculos se representa el perfil de la leva como la imagen de una trayectoria $\boldsymbol{r}$ en $\mathbb{C}$, correspondiendo el eje real al eje x y el imaginario al y de un sistema solidario a la leva. La trayectoria está parametrizada de manera que $\boldsymbol{r}(\theta)$ recorra el perfil de la leva en sentido antihorario cuando aumenta el valor de θ. El origen del sistema de coordenadas se elige coincidente

con el eje de rotación de la leva en la máquina de rectificado. En Figura 1 se muestra un perfil de leva, donde se indica el complejo $\boldsymbol{r}(\theta)$ correspondiente al punto del perfil de leva para un ángulo θ, así como dos complejos de magnitud unitaria, uno tangente en la dirección de θ creciente ($\boldsymbol{T}$) y uno normal hacia afuera de la leva ($\boldsymbol{N}$). Considerando $\boldsymbol{r}$ como una trayectoria compleja, si $\rho=|\boldsymbol{r}|$, la trayectoria toma la forma

$$\boldsymbol{r}(\theta) = \rho(\theta)e^{j\theta} \tag{5}$$

Con esta parametrización los complejos tangente y normal se pueden calcular como

$$\begin{aligned} \boldsymbol{T} &= \frac{\boldsymbol{r}'}{|\boldsymbol{r}'|} = \frac{\rho' + j\rho}{\sqrt{(\rho')^2 + \rho^2}} e^{j\theta} \\ \boldsymbol{N} &= -\mathrm{j}\boldsymbol{T} = -\mathrm{j}\frac{\boldsymbol{r}'}{|\boldsymbol{r}'|} = \frac{\rho - j\rho'}{\sqrt{(\rho')^2 + \rho^2}} e^{j\theta} \end{aligned} \tag{6}$$

donde $\boldsymbol{r}' = \frac{d\boldsymbol{r}}{d\theta}$, $\rho' = \frac{d\rho}{d\theta}$ y j es la unidad imaginaria.

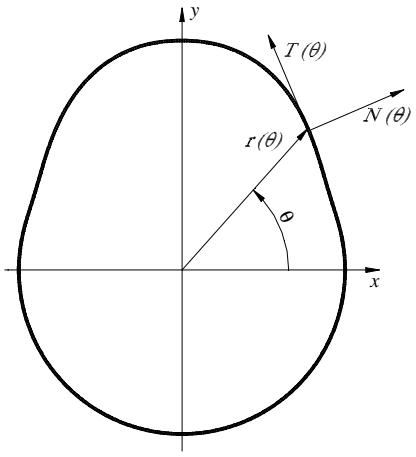


Figura 1 *Representación del perfil de la leva*

En la máquina de rectificado, la leva gira a una velocidad no necesariamente constante $\omega(t)$, y en el instante t la posición angular de la rueda respecto del sistema de coordenadas solidario a la leva será $\theta(t)$, como se muestra en Figura 2.
Para calcular la fuerza que experimenta la rueda de rectificado según el ángulo de rotación de la leva se requiere conocer en primer lugar el verdadero punto de contacto entre ambas para un ángulo de rotación determinado. Con el objeto de obtener esta relación se obtiene primero la relación inversa, es decir el ángulo de rotación que corresponde a un ángulo de contacto determinado.
Entonces, si θ_c es el ángulo de contacto entre leva y rueda, el ángulo de rotación corresponderá al argumento del complejo $\boldsymbol{r}_s$, que indica la posición del centro de la rueda de rectificado respecto del origen del sistema de coordenadas solidario a la leva. De la Figura 2, si R_s es el radio de la rueda de rectificado, $\boldsymbol{r}_s$ se puede obtener simplemente como

$$\boldsymbol{r}_s(\theta) = \boldsymbol{r}(\theta_c) + R_s\boldsymbol{N}(\theta_c) = \left(\rho(\theta_c) + R_s \frac{\rho(\theta_c) - j\rho'(\theta_c)}{\sqrt{(\rho'(\theta_c))^2 + \rho(\theta_c)^2}} \right) e^{j\theta_c} \tag{7}$$

De donde se obtiene que para cada valor de θ_c el valor de θ correspondiente esta dado por

$$\theta = \theta_c + \operatorname{atan2}\left(-\rho'(\theta_c), \rho(\theta_c)\left(\sqrt{(\rho'(\theta_c))^2 + \rho(\theta_c)^2} + R_s\right)\right) \tag{8}$$

donde se utilizó la función $\operatorname{atan2}(y,x)$ para calcular el argumento del complejo entre paréntesis en la Ecuación (7).

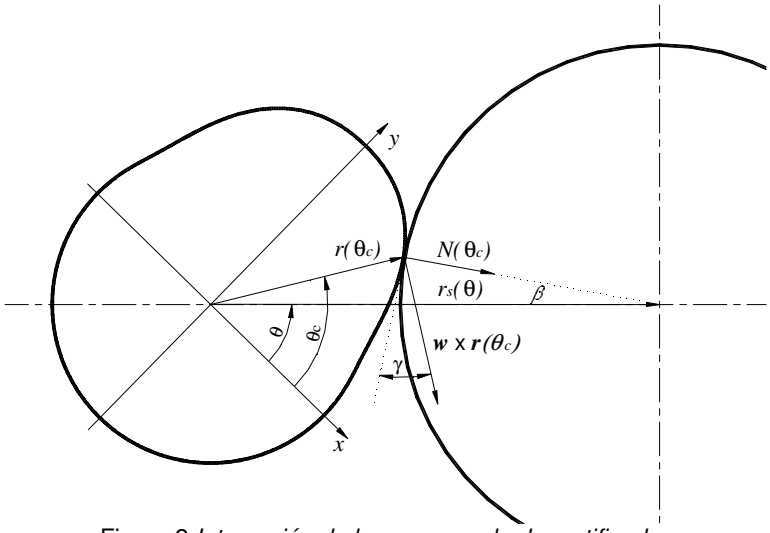


Figura 2 *Interacción de leva con rueda de rectificado*

Con las expresiones obtenidas, dado un ángulo de rotación de la leva se obtiene el punto de contacto real con la rueda. Con el modelo de rectificado se obtienen para ese punto las fuerzas normales y tangenciales por unidad de ancho de corte F_n' y F_t'. A partir de estas, la fuerza resultante por unidad de ancho de corte que actúa sobre la rueda de rectificado debido a su interacción con la leva está dada por

$$\boldsymbol{F}' = F_n' \boldsymbol{N}(\theta_c) \pm F_t' \boldsymbol{T}(\theta_c) \tag{9}$$

donde el signo del segundo término depende de la dirección de rotación de la rueda de rectificado (positivo en sentido antihorario y negativo en sentido horario para una configuración como la mostrada en Figura 2).
La fuerza por unidad de ancho de corte en la dirección de movimiento del posicionador se puede obtener simplemente considerando el triangulo mostrado en Figura 2. Así, la fuerza propia del rectificado que se transmite en esa dirección será

$$F_m' = F_n' \cos(\beta) \pm F_t' \operatorname{sen}(\beta) = F_n' \sqrt{1 - \frac{\rho^2(\theta_c)}{R_s^2} \operatorname{sen}^2(\theta_c - \theta)} \pm F_t' \frac{\rho(\theta_c)}{R_s} \operatorname{sen}(\theta_c - \theta) \tag{10}$$

3.2. Diámetro equivalente y velocidad tangencial.
En las expresiones anteriores se utiliza la salida del modelo de rectificado para calcular la fuerza total. Para dicho modelo es necesario conocer el diámetro equivalente (necesario para el cálculo de C_d y l_c), que provee una medida de la conformidad entre pieza y rueda de rectificado, y que se define en rectificado cilíndrico como sigue

$$d_e = \frac{d_s}{1 \pm \frac{d_s}{d_w}} \tag{11}$$

siendo d_s el diámetro de la rueda de rectificado y d_w el de la pieza. El signo negativo se utiliza para rectificado interno (en el caso de rectificado de levas se utiliza cuando la región de contacto es cóncava) y el positivo para el caso contrario. Para el presente trabajo se utiliza $d_w=2R(\theta)$ donde $R(\theta)$ es el radio de curvatura sobre la trayectoria del perfil de la leva para un ángulo θ que represente el punto considerado, como se muestra en Figura 1.
Anteriormente se obtuvieron expresiones considerando el perfil como una trayectoria $\boldsymbol{r}$ en $\mathbb{C}$. Para obtener la expresión del diámetro equivalente se considera el perfil como dado por una trayectoria $\vec{r}$ en $\mathbb{R}^3$ contenida en el plano $z=0$, es decir

$$\vec{r}(\theta) = \begin{pmatrix} \rho(\theta)\cos\theta \\ \rho(\theta)\,\mathrm{sen}\,\theta \\ 0 \end{pmatrix} \tag{12}$$

De las expresiones para el radio de curvatura de una trayectoria [13], resulta

$$R(\theta) = \frac{|\vec{r}\,'|^3}{|\vec{r}\,' \times \vec{r}\,''|} = \frac{\left((\rho')^2 + \rho^2\right)^{\frac{3}{2}}}{\left|2(\rho')^2 - \rho''\rho + \rho^2\right|} \tag{13}$$

Cabe notar que con las convenciones adoptadas y la parametrización del perfil de la leva en (12), el término $\vec{r}\,'(\theta)\times\vec{r}\,''(\theta)$ tendrá dirección z cuando la leva sea convexa en θ, y $-z$ cuando sea cóncava. Por ello, considerando la Ecuación (11) que requiere la elección del signo apropiado dependiendo de la región de contacto en el perfil de la leva, para la obtención del diámetro equivalente se utilizará la expresión

$$d_e = \frac{d_s}{1 + \frac{d_s}{2R_w}} \tag{14}$$

donde

$$R_w(\theta) = \frac{\left((\rho')^2 + \rho^2\right)^{\frac{3}{2}}}{2(\rho')^2 - \rho''\rho + \rho^2} \tag{15}$$

de manera que $R_w(\theta)$ incluye el signo correspondiente según la región de contacto sea cóncava o convexa.
El otro valor que necesita el modelo de rectificado es la velocidad tangencial de la pieza de trabajo en el punto de contacto, que se obtiene directamente de $\rho(\theta_c)$ y de la velocidad de rotación de la leva. Para ello se calcula la velocidad del punto correspondiente a un ángulo θ_c debido a la rotación de la pieza y se la proyecta en la dirección tangencial a la rueda y la pieza en ese punto. Considerando que el ángulo γ entre el vector velocidad considerado y la dirección tangencial (Figura 2) es tal que

$$\cos(\gamma) = \cos(\theta_c - \theta + \beta) = \cos(\theta_c - \theta)\cos(\beta) - \mathrm{sen}(\theta_c - \theta)\,\mathrm{sen}(\beta) \tag{16}$$

la magnitud de la velocidad tangencial se calcula entonces como

$$V_w = \rho(\theta_c)\omega\cos(\gamma) = \rho(\theta_c)\omega\left(\cos(\theta_c-\theta)\sqrt{1-\frac{\rho^2(\theta_c)}{R_s^2}\operatorname{sen}^2(\theta_c-\theta)}-\frac{\rho(\theta_c)}{R_s}\operatorname{sen}^2(\theta_c-\theta)\right) \qquad (17)$$

Las expresiones mostradas para velocidad tangencial y diámetro equivalente se utilizan luego como entrada al modelo de rectificado.

4. SIMULACION.

En la sección 3 se obtuvieron las expresiones necesarias para la implementación de un modelo de rectificado de levas a partir del modelo descrito en sección 2. Esta implementación se llevó a cabo en MATLAB®, y detalles sobre la misma se describen en 4.1. Con esta se efectuaron algunas simulaciones detalladas en 4.2. Algunos aspectos de los resultados relacionados con la geometría de la leva se analizan cualitativamente en 4.3.

4.1. Descripción del procedimiento.

Las ecuaciones del modelo de rectificado, la geometría de la leva y la rigidez de la máquina se implementaron en MATLAB®. Una función, correspondiente a los datos del perfil de leva, implementa las ecuaciones de la sección anterior para proveer ρ, ρ' y R_w para un ángulo θ dado y un espesor de material a remover. Otra función implementa el modelo de rectificado devolviendo varios parámetros de interés incluyendo las fuerzas normal y tangencial. Finalmente una función principal desarrolla toda la simulación.

La función principal tiene como entrada los parámetros de profundidad de corte, velocidades angulares de leva y rueda de rectificado, dimensiones de la rueda, material a remover y tiempo de spark-out. Antes de ingresar al bucle de simulación se calcula la relación que da el valor de θ_c correspondiente a una rotación θ. Esto se hace inicialmente y con las dimensiones finales de la leva debido a que para las cantidades de material removido la relación entre este ángulo y el que correspondería con las dimensiones reales difiere poco. Además, si se incluyera el cálculo dentro del bucle el tiempo que tomaría la simulación se haría innecesariamente largo.

Una vez que comienza el bucle principal el procedimiento es simple. Con la velocidad angular se calcula la rotación de la leva en el instante de simulación. Para esta rotación se calcula el ángulo de contacto real, y utilizando este en la función del perfil de leva se obtiene ρ, ρ' y R_w, y a partir de estos la velocidad tangencial de la pieza y el diámetro equivalente. Estos datos son utilizados como entrada del modelo de rectificado.

El modelo de rectificado se ejecuta dentro de un bucle anidado que considera la rigidez de la máquina. En este bucle, con las fuerzas calculadas del modelo de rectificado y la rigidez de la máquina se calcula la deflexión de la misma y por consiguiente la profundidad real de corte incluyendo esta deflexión. Esta nueva profundidad de corte se ingresa al modelo y se vuelven a calcular las fuerzas. Este procedimiento se continúa hasta obtener un error de convergencia en la profundidad de corte menor a 50 nm.

El tiempo simulado incluye tanto el periodo con profundidad de corte comandada positiva, como un periodo sin profundidad de corte comandada donde el avance se produce debido a la deflexión de la máquina, el denominado tiempo de spark-out.

4.2. Resultados.

Para la simulación se consideraron los datos relevados de la máquina rectificadora utilizada en [7]. Los parámetros utilizados en la simulación son los obtenidos para una rueda de óxido de aluminio con aglutinante vitrificado 32A80KVBE actuando sobre una pieza de acero SAE 52100. Si bien el rectificado de levas se suele hacer con ruedas CBN [14], se utilizaron estos datos porque actualmente el modelo solo está calibrado para esas condiciones. No obstante, estos datos permiten tener una idea general de la forma de las fuerzas de interés. De igual manera se consideró para la rotación de la leva una velocidad constante.

Por lo demás, los parámetros de entrada al modelo corresponden a una profundidad de avance de 6.7 µm, velocidades de rotación de 150 rpm y 2000 rpm para leva y rueda respectivamente, diámetro de rueda de 100 mm, profundidad total a remover de 400 µm y spark-out de 1 s. El perfil de leva utilizado, para propósitos ilustrativos, corresponde a uno con radio base de 15 mm y una elevación de 6 mm en un ángulo de 75 grados dada por una curva D de Berzak y Freudenstein [1]. Se considera una configuración como la mostrada en Figura 2 con la leva girando en sentido horario y la rueda de rectificado en sentido antihorario.

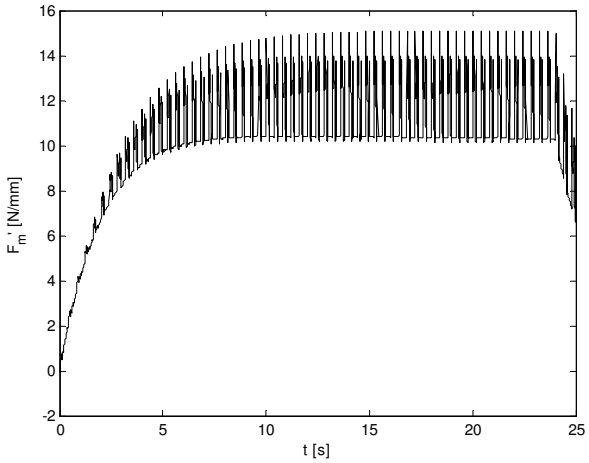


Figura 3 *Fuerza en la dirección de movimiento*

En la Figura 3 se muestra la fuerza (por unidad de ancho de corte) en la dirección de movimiento a la que estaría sometido el cabezal de rectificado. Se puede apreciar el incremento de la fuerza media al comenzar el proceso de rectificado desde el instante en que la rueda aún no entra en contacto con la leva hasta que se alcanza un equilibrio en la profundidad de corte. También se puede apreciar la disminución de la fuerza media durante el periodo de spark-out. Esto último está asociado a una disminución en la profundidad de corte al repetir las pasadas con la misma posición del cabezal de rectificado. Fuera de estos detalles se observa que la fuerza no es constante, sino que presenta variaciones apreciables en cada periodo de rotación de la leva como se muestra en la Figura 4.

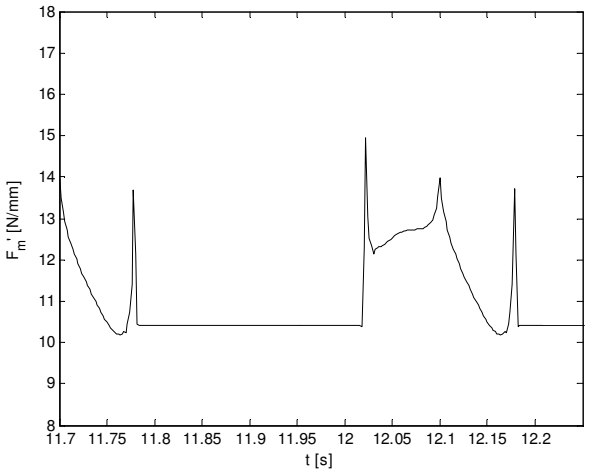


Figura 4 *Detalle de la fuerza en la dirección de movimiento*

4.3. Análisis de los resultados.

En la sección 2 se describe un modelo validado cuantitativamente para rectificado cilíndrico en Ref. [7], el cual se adapta en este trabajo al problema de rectificado de levas. Dado que no se cuenta con el instrumental necesario para la validación del modelo de rectificado de levas, solo se hará un análisis cualitativo de sus resultados en relación con la geometría de la leva.

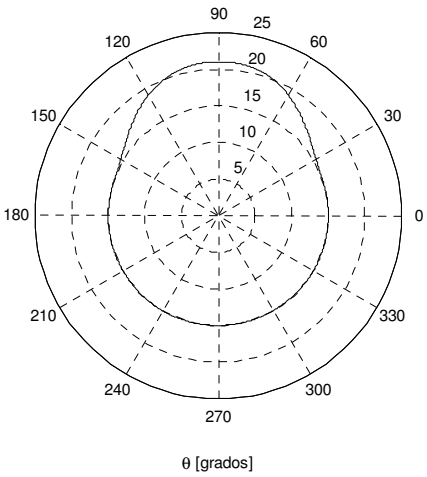


Figura 5 *Perfil de leva considerado*

El perfil de leva utilizado para las simulaciones se muestra en Figura 5, y determina la velocidad tangencial de la pieza y el diámetro equivalente utilizados en el modelo de rectificado. La mayor influencia sobre las fuerzas de maquinado se debe al diámetro equivalente, que provee una medida de la conformidad entre pieza y rueda de rectificado. Esta cantidad se define en la Ecuación (14), y puede verse que para el caso de una superficie plana coincidirá con el diámetro de la rueda de rectificado. Por otro lado mientras menor sea el radio de curvatura de la pieza en una región convexa menor será el diámetro equivalente. Lo contrario ocurre para una región cóncava, en la cual el diámetro equivalente aumenta al disminuir el radio de curvatura, que debe ser siempre mayor al de la rueda. De esta manera, en la Figura 6 se observa que el diámetro equivalente se mantiene constante durante el radio base para luego tener un pico en una zona ligeramente cóncava. Luego, disminuye nuevamente en las secciones convexas para volver a aumentar ligeramente hacia $\theta=90^o$, donde el radio de curvatura de la leva es ligeramente mayor.

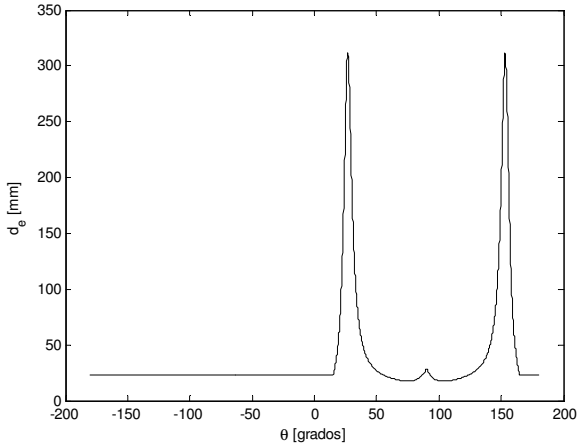


Figura 6 *Diámetro equivalente del perfil de leva*

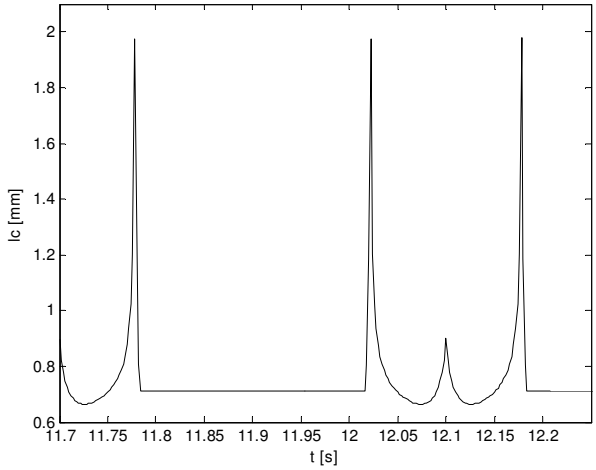


Figura 7 *Longitud de contacto*

La variación del diámetro equivalente se refleja en los cambios que experimenta la longitud de contacto entre rueda y pieza, mostrada en Figura 7. Esto se traduce en una variación considerable del número de granos activos en contacto con la pieza, influyendo así sobre las fuerzas tangencial y normal mostradas en Figura 8. A su vez, la fuerza horizontal sobre la máquina dependerá de estas acorde a la Ecuación (10), donde la variación del ángulo β para el perfil considerado se muestra en la Figura 9. Debido a la variación de este ángulo, la magnitud de la fuerza horizontal no resulta simétrica respecto al eje de simetría de la leva, lo que se puede apreciar en la Figura 4.

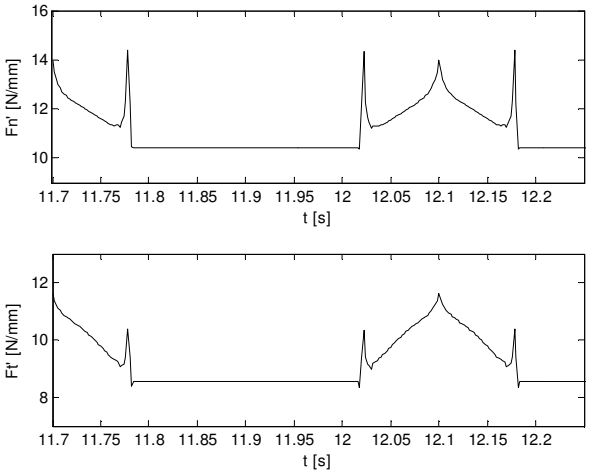


Figura 8 *Detalle de fuerzas normal y tangencial por unidad de ancho de corte*





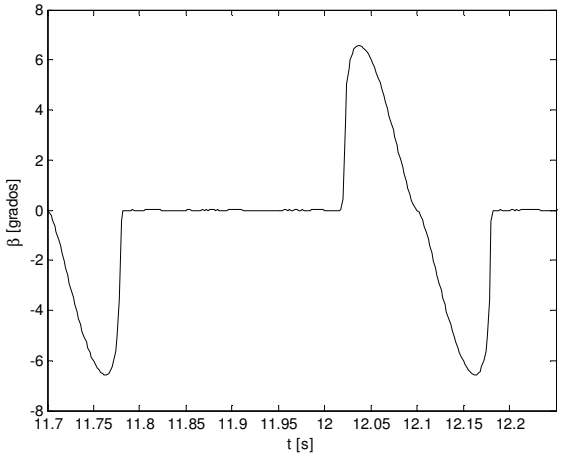


Figura 9 *Angulo β*

5. CONCLUSIONES.

Se obtuvo la fuerza a la que se encuentra sometido el sistema de posicionamiento de la rueda de rectificado para el caso del rectificado de levas. El modelo predice tanto la amplitud como la variación de la fuerza de rectificado conforme la leva rota. La variación de esta fuerza no es despreciable, más aun para el caso de los movimientos con motores lineales, donde la misma actúa en forma directa como perturbación en el lazo de control. Este modelo se puede usar para simular diferentes técnicas de control aplicadas al motor lineal que mueve la herramienta.

6. REFERENCIAS.

[1] Rothbart, H. (2004). *Cam Design Handbook*. McGraw-Hill.

[2] Cutchall, D. (1990). "Optimization of the Cam Grinding Process". *4th international grinding conference.* Dearborn, Estados Unidos.

[3] Erkorkmaz, K.; Altintas, Y. (2001). "High speed CNC system design. Part II: modeling and identification of feed drives". *International Journal of Machine Tools and Manufacture. 41, 1487-1509*.

[4] Hecker, R.; Flores, G. (2008). "A review of machine-tools servocontrol level". *Latin American Applied Research – An International Journal. 38, 85-94*.

[5] Altintas, Y.; Verl, A.; Brecher, C.; Uriarte, L.; Pritschow, G. (2011). "Machine tool feed drives". *CIRP Annals - Manufacturing Technology. 60, 779-796*.

[6] Villegas, F.; Hecker, R.; Flores, M.; Vicente, D. (2011). "Identificación de la fricción de un sistema con motor lineal para posicionamientos de precisión". *CIBIM 10 -- X Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica.* Oporto, Portugal.

[7] Hecker, R.; Liang, S.; Wu, X.; Xia, P.; Jin, D. (2007). "Grinding force and power modeling based on chip thickness analysis". *International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 33, 449-459*.

[8] Hecker, R.; Ramoneda, I.; Liang, S. (2003). "Analysis of Wheel Topography and Grit Force for Grinding Process Modeling". *Journal of Manufacturing Processes. 5, 13-23*.

[9] Murtagian, G.; Hecker, R.; Liang, S.; Danyluk, S. (2010). "Plastic deformation depth modeling on grinding of gamma Titanium Aluminides". *International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 49, 89-95*.

[10] ASTM. (1998). "Standard test method for Brinell hardness of metallic materials".

[11] Subhash, G.; Koeppel, B.J.; Chandra, A. (1999). "Dynamic indentation hardness and rate sensitivity in metals". *Journal of Engineering Materials Technology. 121, 257-263*.

[12] Younis, M.A.; Alawi, H. (1984). "Probabilistic analysis of the surface grinding process". *Transactions of the CSME. 8, 208-213*.

[13] Marsden, J.; Tromba, A. (1998). *Cálculo Vectorial 4a Ed*. Addison Wesley Longman.
[14] Marinescu, I.; Hitchiner, M.; Uhlmann, E.; Rowe, W.; Inasaki, I. (2007). *Handbook of Machining with Grinding Wheels*. CRC Press.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012



UTN.BA
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



El Estado del Arte de los Engranajes en Argentina

Antezana López, Javier Armando
Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Buenos Aires

Maipú 1550, Moreno (1744) Prov. Buenos Aires, Argentina.
antezana@gmail.com

RESUMEN

Esta investigación tiene como propósito enriquecer el conocimiento existente de los engranajes en Argentina, mediante la divulgación de distintas fuentes de información, orientada a nuevos alumnos, profesionales jóvenes y empresarios.
Dicha investigación no puede ser enfocada solamente desde el punto de vista bibliográfico para conocer y sistematizar la producción científica en esta área de los mecanismos.[1] Si no que será abordada desde otras fuentes de información, como ser: la vida profesional de ilustres personas que enriquecieron con su aporte de conocimiento y sabiduría, el desarrollo de este elemento de máquina, la superación de inconvenientes técnicos en el día a día de las fábricas especializadas en su mecanizado y de la realización de las herramientas bajo estrictas normas de control que estos primeros usan.
Analizar mediante la historia escrita en los libros es una parte muy importante, encontrar evidencias fehacientes es otra muy distinta [2] El problema actual radica que los testigos de estos hechos, como ser la fabricación de engranajes y su utilización desde sus inicios, ya no son muchos [3] [5] y dejar testimonio escrito es otro de los objetivos de esta investigación.
Esta revisión de distintas fuentes de información nos permitirá conocer, sí hubo una política de crecimiento, de estancamiento o reducción en el diseño, fabricación y control de los engranajes en Argentina a lo largo de estos últimos años y poder así analizar distintas acciones a seguir.

Palabras Claves: estado del arte, engranaje, empresas argentinas, profesionales argentinos.

REFERENCIAS

[1] Villanueva, Roberto; (2008). *Historia de la Siderurgia Argentina*. Buenos Aires. 1ª edición. Editorial Eudeba. Buenos Aires
[2] Lauria, Eitel Hernani; (2007). *Creatividad, ciencia y tecnología.* Buenos Aires. 1ª.edición. Editorial Dunken. Buenos Aires.
[3] Schvarzer, Julio, (1996), *La Industria que supimos conseguir*. Buenos Aires, 1ª edición. Editorial Planeta, Buenos Aires.
[4] Dorfman, Adolfo, (1942), *Evolución Industrial Argentina*. Buenos Aires, 1ª edición. Editorial Losada, Buenos Aires.
[5] Isaacson, José, (1986), *Pensar la Argentina*. Buenos Aires, 1ª edición. Editorial Plus Ultra, Buenos Aires.

1. INTRODUCCIÓN

Desde los distintos trabajos de investigación que realizamos respecto del diseño, mecanizado y control de engranajes en Argentina, debemos recurrir a una variada bibliografía y documentos individuales que dejaron nuestros mayores. Para ello, buscamos en las bibliotecas públicas y privadas todo lo referente a este tema de investigación, analizando, organizando y finalmente clasificando nuestras fuentes de información.

A pesar del carácter de exposición lineal de estos sucesos, trataremos de no emitir juicios asertivos o tomar posiciones taxativas frente a las realidades imperantes a través de estas décadas. En una primera etapa realizaremos una breve descripción del marco de desarrollo fabril histórico de Argentina, luego haremos un detalle de las más grandes empresas que hicieron posible un desarrollo sostenible de la industria y finalmente se nombrarán las personas que actualmente hacen de la ingeniería del engranaje una realidad. [6] [7]

1.1. Etapas de la Industrialización en Argentina

La determinación de las etapas de la actividad industrial argentina puede fecharse en distintas épocas desde los albores de los conquistadores españoles en nuestras tierras hasta el nacimiento de las grandes empresas como La Cantábrica, Vulcano, TAMET, SOMISA, etc. Por eso he preferido subdividirlo cronológicamente en etapas hasta nuestros días [1]

1.1.1. Inicio de la actividad industrial (principio y fines del siglo XIX).

Los primeros pasos industriales en Argentina a escala, fueron surcados por los saladeros, los cuales procesaban y exportaban carne y cueros. Estos fueron instalados a partir de 1810 en Buenos Aires, Santa Fe y Entre Ríos. Los elementos y métodos de procesamiento eran simples y rudimentarios en sus comienzos. Luego del año 1830 se producen reformas en los sistemas productivos de la mano de inmigrantes europeos, los cuales aportaban nuevos conocimientos técnicos a esta sociedad aldeana.

Los frigoríficos comenzaron a reemplazar a los saladeros y a exportar principalmente a Gran Bretaña. Pronto, un grupo de grandes empresas nacionales dominó todo el negocio frigorífico, siendo en su mayoría de capitales ingleses.

La ciudad de Buenos Aires se expandía y se convertía en una de las Urbes más grandes del mundo, ofreciendo un mercado altamente tentador y demandando trabajo. Ambos fenómenos dieron paso a una evolución productiva.

La red ferroviaria, conectada a los principales puertos, promovió el desarrollo de algunos polos del interior del país donde actuaban La Forestal (Santa Fé y el Chaco), los Ingenios Azucareros (Tucumán, Salta y Jujuy) y las Bodegas de vinos (Mendoza y San Juan). La campaña al desierto (1876), hacia el sur del país, aporta grandes superficies para el desarrollo agropecuario.

En 1889 se instala la primera planta textil (Alpargatas), en 1899, el señor Bemberg, fundó la Cervecería Quilmes. La instalación de esta planta impulsó a León Rigolleau, un fabricante de vidrio, a instalar una nueva fábrica cerca de su principal cliente, para proveerlo de botellas. En 1901 se fundó La Martona, dedicada a la elaboración de lácteos, dominando el mercado por varios años. En el mismo año se formó la Molinos Río de la Plata, en Puerto Madero, con una gran capacidad de molienda para trigo cosechado en el país. [1]

1.1.2. Primeras décadas del siglo XX.

En el rubro metalúrgico surgieron las empresas La Platense, Vulcano y La Cantábrica. Tamet (Taller Metalúrgico San Martín) nació como una sociedad de los establecimientos Otonnello y Vasena y siguió creciendo hasta convertirse en la mayor empresa metalúrgica de América del Sur en la década de 1920. La Cantábrica fue una gran empresa metalúrgica que inicio sus actividades el 12 de junio de 1902, continuando el trabajo que había comenzado la Fundición "El Carmen" con el primer tren laminador de acero instalado en el país en el año 1890.

En las primeras décadas del siglo XX surgieron algunos establecimientos de mayor dimensión en la Ciudad de Buenos Aires, a la par que se incrementaba la demanda proveniente de la construcción y del sector rural. Los principales eran Rezzonico, Otonello y Cía, La Acero Platense, Vulcano, Pedro Vasena e Hijos, Pedro Merlini e Hijos, Gibelli y Cía. En conjunto, estas pocas fábricas concentraban más de la mitad de la producción.

En 1911 aparece SIAM, con un joven inmigrante italiano, el Sr.Torcuato Di Tella, que tenía dieciocho años en ese momento. En esos días, en Buenos Aires hay una huelga de panaderos por las condiciones de trabajo y la ciudad exige que todas las panaderías pongan

una máquina de amasar pan, para evitar los conflictos sindicales. De ese modo, el Estado crea un mercado. Di Tella comenzó a fabricar una máquina que tenía algunos detalles mejorados respecto a las que había disponibles en el mercado de importación y en sociedad con Guido Allegruci las vendió a un ritmo espectacular. En la década del 20, ocurre un segundo fenómeno importantísimo. El general Mosconi asume la presidencia de YPF, dándole impulso a la empresa petrolera estatal y comienza a instalar estaciones de servicio. Di Tella, que era amigo de Mosconi, le ofrece fabricar los surtidores (1926) y el general acepta porque le interesa sostener la fabricación nacional. Más tarde Di Tella va a fabricar equipos de bombeo (con engranajes Bihelicoidales) para YPF, bajo la dirección del Ing. Pablo Tedeschi. Producto que también hacia Tamet en sus talleres de barracas.
El Gral Moscóni se preocupó por la consolidación técnica de YPF, incorporando profesionales de la Facultad de Ingeniería de Buenos Aires y de otros programas de formación de técnicos a distintos niveles.

1.1.3.1929 – 2da Guerra Mundial

Las fábricas en la Argentina en esos años correspondían a emprendimientos artesanales proveedores del mercado interno con un neto predominio de la industria liviana: panaderías, fábricas de fideos, jabones, licores y cervezas.
A partir de 1929 se desencadena una profunda crisis en el sistema capitalista internacional, que se manifiesta entre otras características, en el alza del valor de los productos industrializados y en la disminución del precio las materias primas. Todos estos factores externos hacen que la vida económica que gira en torno a la agro exportación llega a su límite en nuestro país.[1]

1.1.4.Las instituciones de la posguerra

En 1944 se creó el Banco de Crédito Industrial para otorgar créditos de mediano y largo plazo al sector fabril. Mediante este banco se apoyó el crecimiento de Acindar, Siderca y Vassalli. [5]
En 1946 se crea el Instituto Argentino para la promoción del Intercambio (IAPI), para manejar buena parte del comercio exterior nacional. Vendía carne y cereales, y compraba diversos materiales en el extranjero. En el año 1956 se creó el INTI y el INTA para apoyar el área industrial y el área agropecuaria, y la Comisión Nacional de Energía Atómica que se convirtió en uno de los organismos más activos en la evolución técnica de la industria Argentina del sesenta, setenta y actuales.

2. Desarrollo de la Industria del engranaje

Estos factores analizados anteriormente, como la participación y dependencia extranjera, políticas de desarrollo nacionales [3] [4], cambios de gobierno, hasta privatizaciones y efectos de la globalización [1], resaltando la falta de experiencia e interés en la actividad por parte de algunos gobiernos de turno y de la alta sociedad, que no supieron ver a tiempo a la industria como fuente de desarrollo y riqueza [2].
A partir de estos condicionamientos históricos apuntados [1], el desarrollo de la tecnología de la fundición y el mecanizado de los engranajes, dieron sus primeros pasos a lo largo de todo el país. En función de la síntesis histórica arriba efectuada, del marco de información que se investigó y de las entrevistas que se realizaron, se puede dividir en cuatros grandes fuentes de este estudio.

2.1. Profesionales idóneos en engranajes.

En esta etapa se ha querido incluir a las diferentes Personas que con sus conocimientos y habilidades, generaron un desarrollo sobresaliente en el diseño, cálculo y mecanizado de los engranajes. Esto no fue casual ni circunstancial; ya que existió un rasgo a destacar en este grupo de personas, que muchos de ellos fueron autodidactas y otros, docentes universitarios, que aprovecharon el marco socio económico de esos años.

2.1.1.Sr. Emilio Blanco Janeiro

Don Emilio, como lo llamábamos todos, nos dejó hace unos once años y fue una de esas personas que no necesitaron entrar a la Facultad para conocer todo lo que sabía. Autodidacta desde siempre, fue el diseñador experto del Herramental de Chrysler, cuando esta firma decide hacer la caja de cambios del Valiant 4 en Argentina. Hablaba varios Idiomas, todos aprendidos por su necesidad de lectura de bibliografía de engranajes, el francés por G.Henriot

y Capelle (IET), e Inglés por Buckingham, Dudley y Vogel y el alemán por haber trabajado varios años para Mercedes Benz. Supo sugerir a todos los interesados, la inclusión de las normas DIN como base para cualquier desarrollo en engranajes. Fue un de los mentores para la creación del Instituto Argentino del Engranaje, institución ya cerrada, que en su momento fué artífice de la creación de varias normas y cursos para engranajes, dentro de ese instituto. Fue poseedor de bibliografía básica de engranajes y que muchos le pedían prestados sus libros originales como referencias de trabajos de investigación. (Thomas, Charchut, Klingelberg, Merrit, Trier, Hurth, Maag, etc)

Fue un gran conocedor del funcionamiento de las creadoras y talladoras, en cuanto a sus cálculos previos y modificaciones particulares para hacer engranajes espaciales. Pero su gran pasión fue el diseño de herramental como Creadores (Gear Hob cutter), Cortantes (Gear Shapeer cutter) y afeitadores (Gear shaving cutter). Fue la persona que diseño el herramental Novicov para una gran firma Argentina, (para re potenciar los engranajes de los reductores para equipos de bombeo de SIAM debido a una licitación que realizó YPF) y el que poco antes de dejarnos diseñó el herramental para mecanizar los tornillos a bolas recirculantes de otra firma.

2.1.2.Ing. José Luis Piña

Egresó en 1974 de la UBA y a los pocos años comenzó a trabajar en Disemec S.A, empresa del Grupo Tecnon, pertenecientes a los Ings.Dubinsky e Ing.Santos. Luego con un compañero de la facultad, forman su propia empresa llamada Matermec. Actualmente se desempeña como Director General del ESTUDIO PIÑA. Posee dedicación exclusiva a la Asistencia Técnica en Transmisiones Mecánicas para Servicios de Cálculo y Proyecto, Reingeniería de Partes y Conjuntos, Diagnósticos, Pericias Técnicas, Controles y Reparaciones "in situ". Su estudio es un de los pocos, que a nivel Sudamericano, se dedica con exclusividad a resolver problemas específicos de control y diseño de engranajes, en muchas empresas del sector cementero, químico, caucho, metalúrgico, minero, etc. El estudio es miembro de AGMA y partícipe del comité ISO TC 60 sobre engranajes.

El estudio cuenta con un extenso plantel de profesionales especializados en distintos temas de ingeniería de cálculo, campo y de software especializado (representante de Kissoft). Para mayores detalles ver site: www.estudiopina.com.ar

2.1.3.Sr.José Schafer

Personaje histórico de gran conocimiento sobre el mecanizado de engranajes. Autodidacta como otros que hicieron del mecanizado de cónicos y engranajes especiales una vida de misterio y reparaciones como pocos. Cuentan muchos que lo conocieron que fue un gran conocedor de las máquinas Gleason para cónicos rectos y que una vez desarmó una de ellas en el piso de su fábrica y que luego de dos días de verla y estudiarla desarmada, la volvió a armar para hacer cónicos espirales y que en ese entonces la gran firma norteamericana todavía no había sacado ese modelo de creadora para hacer estos engranaje. Lo único que todos recuerdan era, que por su descendencia alemana tenía un carácter dominante y casi nadie entraba a ver sus máquinas pero que muchos hacían fila para que les reparase sus reductores o engranajes. Él fue el que acuñó ese dicho tan mencionado por varios de los que estamos en este ámbito del mecanizado de engranajes Yo hago engranajes, los demás hacen canaletas.

2.1.4.Sr.Jesús Albor

Gallego de origen pero un gran conocedor de la bibliografía Italiana que fue la que utilizó para desasnar el funcionamiento de sus máquinas creadoras. En épocas que casi todos hacían engranajes por medio de las fresas de módulos, él ya tenía creadoras italianas que trabajaban con fresas madres. Colaboró con el aprendizaje de este bello oficio del mecanizado de engranajes de varias personas que hoy son dueños de fábricas de engranajes. Era normal verlo al gallego, como le decían afectuosamente, hacer los cálculos con tiza en el piso del taller cuando todavía no había calculadoras y apenas tablas y gráficos de senos, cosenos y logaritmos. El Casillas, Gazzaniga y el libro de herramientas de Samputensili eran sus libros de cabecera. Hoy sigue su yerno Hector Fernandez, con ese taller histórico y escuela de muchos.

2.1.5.Ing.Domingo Roberto Damiani

Egresó en 1969 como Ing.Mecánico de la UTN F.R.Bs.As. y rápidamente comenzó a trabajar en el área de Ingeniería de Manufactura de varias empresas como, General Motors, Eaton Ejes, Avan, Stewart, Promesa y actualmente asesora en Pauny (fabricante de tractores). A partir del problema de un proveedor, la empresa donde trabajaba, lo envió a realizar un curso de engranajes en la Gleason en EE.UU. Desde ese momento y con años de experiencia, se volvió especialista en engranajes cónicos rectos y espirales, logrando destacarse en la preparación y ajuste este tipo de talladoras tan especiales que solo pocos pueden hacer. Hoy es Asesor Industrial en varias empresas dedicadas a la fabricación seriada o bajo pedido de este tipo de engranajes de esa marca norteamericana y uno de los pocos referentes en este tipo de engranajes. Escribir al mail : mecanizado@pauny.com.ar

2.2. Profesores Universitarios

Es muy importante el aporte que varios de nuestros profesores dieron a los diferentes problemas que se plantearon en la industria del engranaje y también contribuyeron con sus exposiciones al aporte de conocimiento en las distintas áreas del campo teórico y fabricación de los mismos.

Ellos fueron los que nos alentaron a varios de nosotros a seguir ese camino por ellos emprendido del estudio, análisis, reflexión y la divulgación de estos temas fuera del ámbito académico y acercarlos a todos aquellos que necesitaban conocer y aprender este oficio para su desarrollo profesional. El más destacado y laureado por muchas instituciones nacionales y extranjeras es, sin lugar dudas, nuestro Socio Honorario:

2.2.1.Ing. Eitel E. Lauria

Nació el 19/11/1924. Ingeniero Civil (UBA, 1949) con Diploma de Honor. Fue Profesor Titular y Consulto de la FIUBA y Titular en la Escuela Superior Técnica del Ejército. Director del Centro de Cálculo (1967-73) y del Departamento de Informática (1985) de la UTN FRBA. Presidente y Fundador del Instituto Argentino del Engranaje (1987-89). Creador de la carrera de Análisis de Sistemas en la UTN FRBA. Tuvo una intervención activa en la creación y elaboración del plan de estudios de la carrera de Ingeniería en Informática en el ITBA. Entre los numerosos trabajos presentados en el área Mecánica se destacan: Mecánica Analítica de los Engranajes Helicoidales entre ejes alabeados, el cuál fue publicado en el Boletín Nro 57 del IET de Francia en 1969. También el trabajo: Velocidades de deslizamiento, acceso y receso en engranajes helicoidales entre ejes alabeados, publicado en el Boletín Nro 66 del IET.

Es el único argentino expositor en dos congresos mundiales de engranajes, organizado por l'Institut de l'Engranage et les Transmissions de Francia,: con los trabajos: Presión superficial de los Engranajes Cilíndricos de dentado helicoidal (París marzo 1986) Geometría Analítica de los engranajes helicoidales entre ejes paralelos (trabajo publicado por la IET Francia en su boletín 113, mayo 1997). Otro trabajo muy importante fue Solución numérica del cojinete cilíndrico hidrodinámicamente lubricado con cargas alternadas seudo-impulsivas para el Simposio Panamericano de Matemática Aplicada, 1968., Es Miembro de la Academia Nacional de Ingeniería y de la Sociedad Científica Argentina. Publicó numerosos trabajos, entre ellos el libro: Creatividad, Ciencia y Tecnología (2007) y el capítulo V "La Historia argentina en los últimos años del siglo XX" [5]. Hoy a sus 87 años el Ing. Lauría sigue abocado a escribir artículos de Divulgación Científica y a corregir trabajos de investigación para congresos de ingeniería.

2.2.2.Ing. Milutin Zuvela

Nació el 1/11/1937 en Croacia, Yugoslavia, Ingeniero Mecánico UTN FRBA. Fue Profesor de Cálculo y Proyecto de Máquinas e instalaciones Auxiliares por varios años en esta Universidad. Dentro de su trabajo de investigación elaboró un programa (1973) en Fortran 4 para Cálculo de ruedas dentadas con perfiles a evolvente en el Centro de Cálculo de esta Facultad, siendo el primero que elaboró un programa para engranajes en función de su geometría básica, según DIN.

En su vida profesional trabajó muchos años en la empresa Demag Mannesmann Ltda en Brasil y Argentina, aportando soluciones innovadoras a las complejas transmisiones que realizaba esta empresa. Su especialidad lo lleva a desarrollar proyectos de reductores de velocidad para puentes grúa y otras máquinas de elevación y transporte. Debido a estos trabajos se especializó en el cálculo de la geometría del engranaje y su capacidad de

transmisión en reductores planetarios (su gran pasión) aportando varios trabajos de investigación a nivel consultoría. Luego trabajó para la empresa Lohmann und Stolterfoht desarrollando toda una línea de reductores de velocidad paralelos a ejes desplazados.Según sus propias palabras "por su rigidez de estudio y conocimiento acabado de los temas que le tocaba intervenir, fue un profesional no comprendido dentro del área de los estudios de ingeniería local ". Por ello hoy tiene un sitio en Internet www.engranajeszgr.com.ar donde podemos hacerle consultas.

2.2.3.Ing. Horacio Dubinsky

Junto al Ing. Santos, deciden asociarse y en los primeros años de la década de 1960 fundan una de las más grandes empresas del rubro de transmisiones mecánicas llamada TECNON. Durante décadas fue la artífice de varios proyectos de reductores de velocidad, fue la primera en traer desde el exterior una creadora especialmente dedicada a realizar los acoplamientos con dentado navecilla para uso en los trenes laminadores de las acerías nacientes en Argentina. Luego se incorporan los Sres Cambiaso y Mohoianidis los cuales hacen de esta empresa una escuela de Proyectos de Máquinas en distintas áreas, en esa época que se necesitaban soluciones nacionales a los problemas nacionales.

El Ing. Santos ya nos dejó y el Ing. Dubinsky (ambos, profesores de la cátedra de Proyectos de Máquina, luego de la ida del Ing. Pablo Tedeschi) sigue como socio honorario de la actual empresa Tecnon Group, donde sus hijos están a cargo con trabajos y oficinas en distintos países. Site: www.tecnongroup.com.ar

2.3. Empresas fabricantes de engranajes.

Dentro de las empresas relevantes que fabricaban engranajes podemos citar, desde Tamet, que hacía los primeros engranajes fundidos en su planta de la Av.Boch, pasando por SIAM, Pedro Merlini e Hijos, Rusco Hnos, Talleres Mari, Eustaquio Conminos, hasta los actuales: [6]

2.3.1. Comenzaremos por citar a los que se encuentran en la zona de Buenos aires y alrededores.

2.3.1.1. Traxion

Empresa dirigida por el Sr.Alfredo Moreale y en la cual cuenta con una importante cantidad de creadoras Gleason para su especialidad que son los cónicos Espirales e Hipoidales. Asimismo realiza coronas y ejes estriados para la industria automotriz con muy buena calidad. Podemos decir sin equivocarnos que es una de las firmas más importantes en rangos medios y altos en la producción de este tipo de engranajes. Podemos visitar su sitio en www.traxionargentina.com

2.3.1.2. Fabbro Hnos SAIC

La empresa inicia sus actividades en 1958 fabricando repuestos para la industria textil debido a que en su zona de ubicación se encontraban dos grandes textiles en la década del 60 y 70 que luego fueron cerrando. Los hermanos Bruno y Roberto Fabbro junto a sus hijos siguen dirigiendo.

Actualmente cuenta con un plantel de 2 Creadoras TOS (OF 10 y OF 16), Fellows, otra dentadora de interiores marca Nestor, una Creadora Traversa Pestorino hasta módulo 10 y 3 Credoras nacionales Conminos de hasta módulo 7. Dentro de sus máquinas tiene 2 Creadoras Sin fineras, para construir de hasta 3 metros de longitud de eje acanalado según perfil Std o bajo plano. Actualmente su actividad principal radica en la fabricación Std de reductores de Velocidad a engranajes cilíndricos, cónicos y a sin fin y corona con 40 modelos diferentes. Fabricación de Acoplamientos con 4 modelos diferentes. site: www.fabbrohnos.com.ar

2.3.1.3. Mercomarve SACI y F

Los hermanos Ricardo y Roberto Maríncola fundan la empresa el 18/4/1948 en pleno desarrollo de la industria argentina al amparo de las distintas promociones que hacía el estado para alentar la industria local. Desde sus inicios poseen varias creadoras de engranajes y todo su herramental para su completo mecanizado: 2 Pfauter, 3 Conminos y una Tos OF12 (sistema Fresa tornillo), Talladoras, mecanizado de dientes por medio de peines, (Rack cutters); 2 Maag y una Sunderland (sistema bihelicoidal de peine cremallera) y una sinfinera

Hecker. Varias rectificadoras (6) Niles, Maag y Klingelnberg tanto para engranajes cilíndricos exteriores como para sin fines. Asimismo tienen el área de tratamientos térmicos de temple superficial para los sin fines y baño de cementación para los engranajes. Podemos afirmar, que es la empresa argentina más importante dentro de los fabricantes de reductores de velocidad en serie, debido a la completa realización de todos los procesos de manufactura de sus productos con muy buen nivel de calidad, partiendo desde el diseño en la Oficina Técnica, la fundición, el mecanizado y control, hasta el asesoramiento posventa y de mantenimiento. www.mercomarve.com.ar

2.3.1.4. Hillmann S.A

El Ing. Walter Hillmann y su hijo el Ing. Bernardo, son los titulares de una empresa de vanguardia en lo que hace a precisión y normas de calidad de los engranajes. De descendencia alemana, esta familia siempre buscó ser la empresa de referencia en cuanto a calidad y terminación de los engranajes, favorecido esto, porque cuentan con maquinaria de alta precisión y con un laboratorio de metrología envidiable. Empresa que siempre está lanzando nuevos equipos como reductores especiales para la industria pesada, multiplicadores de velocidad para líneas de compresión de gas (gasoductos) para firmas internacionales, compresores a tornillos de lóbulos, etc, etc. Cuenta con su site : www.hillmann.com.ar

2.3.1.5. Metalurgica Jor-cit

El Sr. Horacio Aste (Tito, como lo conocemos muchos) funda la empresa independizándose de otra similar del padre en la misma zona de Munro. Se destaca por poseer varias talladoras de interiores de diferentes módulos y diámetros, como también ser un apasionado por realizar programa de cálculo para geometría de engranajes. Hoy cuenta con varias creadoras y talladoras para una amplia variedad de fabricación de engranajes a medida o plano.
Tiene su site: www.jor-cit.com.ar

2.3.1.6. Salvador Bertolami s.r.l

Don Salvador Bertolami funda la empresa hacia 1942 y desde ese entonces se ubica en el barrio de Palermo en la ciudad de Bs.As, contando hoy con varias máquinas creadoras para satisfacer la demanda de engranajes especiales a la que siempre se ha dirimido. Hoy sigue a cargo uno de sus hijos, Antonio Bertolami y siguen prestando un servicio de calidad y entrega debido a su basta experiencia en este arte de la fabricación de engranajes. Site: www.salvadorbertolami.com.ar

2.3.1.7. Roy Fran s.r.l

El Sr.Roberto Pfleger, su actual director, funda la empresa en abril de 1973, la cuál sigue hasta ahora brindando el servicio de fabricación de todo tipo de engranajes bajo plano o repuesto. Cuenta con 5 creadoras Connminos, una TOS OF10, 2 Modul de hasta módulo 10, para fabricación en serie, 3 sinfineras Hecker, una de ellas de 2 metros de entre puntas. Sus dos hijos forman parte del plantel de oficiales, lo cuál hace que los clientes tengan la seguridad que habrá continuidad y energía en el futuro de esta joven empresa. Site: www.royfran.com.ar

2.3.2. Ahora citaremos a las empresas fabricantes de engranajes en Tucumán y alrededores.

2.3.2.1. Di Bacco y Cia.

Creada en 1956, hoy es cabeza de un grupo industrial que posee plantas en las provincias de Tucumán, Catamarca y Córdoba, con más de 140.000 metros cuadrados, y vende no solo a lo largo y ancho de Argentina, sino que exporta a Chile, Bolivia, Paraguay, Uruguay, Perú, México y otros países. Una auténtica y constante búsqueda de la calidad la ha convertido en una de las principales proveedoras del país y la región del Noroeste argentino. Cuenta en su parque de máquinas con hornos de solera rotativa y atmósfera controlada capaces de realizar tratamientos térmicos de alta calidad como nitrocarburados y carbonitrurados y diferentes temples con atmósfera controlada. También debemos mencionar que tienen equipos para tratamientos térmicos por inducción.

Cuenta con varias creadoras de engranajes y entre ellas podemos decir que es la única empresa del país que tiene la MAAG SH350-500 y dos MAAG SH100. El Ing. Mario Cossi es el contacto de este tema en la empresa. Site: www.dibacco.com.ar

2.3.2.2. Industria Metalmecánica s.a

Los orígenes de Industrial Metalmecánica S.A. se remontan a su inspirador Don Juan Bautista Hofer (antiguamente llamada Salem) cuyo fervor, capacidad técnica y empeño en el trabajo permitieron crear una empresa metalúrgica en constante superación. Su estrecha vinculación con la industria azucarera la orientaron a fabricar repuestos y partes esenciales que requieren los ingenios, marcando así el comienzo de su actividad. Hoy tiene actividades industriales, como la energética, la industria del cemento, del papel, petrolera, minera, automotriz, citrícola, textil, cerámica e incluso de otras empresas metalúrgicas. Cuenta entre otras con una TOS OF 16 y con una Modul FW 5500 de hasta 6000mm de diámetro y hasta módulo 42. La familia Kautmann esta a cargo de la empresa, Site: www.imsatuc.com.ar

2.3.2.3. Rusco

Hoy esa empresa de muchos años de acompañar a la industria azucarera en la provincia y ser una de las más antiguas del país, es una Cooperativa de los antiguos empleados que formaron Cooptrar. Cuentan entre sus máquinas con una TOS OF10 y el Sr. Jorge Paz es el contacto en la empresa sobre engranajes. Se puede comunicar con ellos mediante mail: cooperar@yahoo.com.ar

2.3.3. Ahora citaremos a las empresas fabricantes de engranajes en Mendoza y alrededores.

2.3.3.1. Trater

Esta empresa en su momento fue una de las divisiones de IMPSA (Industrias mecánicas Pescarmona) y era la encargada de la fabricación y mecanizado de engranajes de esta afamada firma. Hoy es independiente en su funcionamiento y para ello cuentan con varias creadoras de engranajes y dentro de estas tiene una MAAG 160 para copiado en 3D de engranajes nuevos o fracturados y la cuál obtiene las medidas reales de la pieza en cuestión de minutos. Como también varias rectificadoras de engranajes de origen alemán MAAG. Para contactos comunicarse con el Sr. Pablo Iglesias a trater@tratercoop.com.ar

2.3.3.2. IMG s.a

La historia de Industrias Metalúrgicas Gentili (IMG). comienza en 1974 cuando su fundador Enrique Gentili decide iniciar su propio emprendimiento en el rubro metalúrgico. Desde sus primeros pasos ganó prestigio en el mercado llegando a ser una de las empresas líderes en la provisión de mecanizados y estructuras de gran envergadura. Con el pasar de los años, IMG se ha convertido en un importante referente de la metalmecánica nacional gracias al gran esfuerzo, dedicación, pasión y capacidad de Enrique Gentili hacia su proyecto. Hoy en día, la empresa cuenta con un parque de maquinarias y equipos de gran envergadura y alta tecnología para el área de engranajes tiene una TOS OF16 con los 3 cabezales. El Sr.Juan Carlos Triviño es el contacto en la empresa. Site: www.grupo-gentili.com.ar

2.3.3.3. Sanchez & Sanchez Fresados

Hoy esta a cargo de esta empresa el Sr.Lorenzo Sanchez, contando entre su creadoras una Norton, 2 Conminos, una Jor-Pec, 2 Esmero. Atienden a toda una industria vitivinícola pequeña y mediana en su zona de influencia fabricando repuestos. Para mayores detalles comunicarse con Lorenzo Sanchez al lorenzosanchez@gmmail.com

2.3.4. Ahora nombraremos a las empresas fabricantes de engranajes en Rosario y alrededores

2.3.4.1. Urani-Ghela s.a

La empresa cuenta con varias creadoras que conforman un amplio plantel de máquinas para la realización de diferentes repuestos de la industria agrícola a la cual está enfocada la empresa. El Sr. Carlos Perini es el contacto en esta área de engranajes de la empresa. Para mayores detalles: uranig@arnet.com.ar

2.3.4.2. Engranajes Rami

A finales de los años ochenta, Jorge Rami, un profesional en el área de tornería, comienza en la localidad de Los Molinos, a desarrollar trabajos de tornería, siempre con un mismo propósito y una mirada de crecimiento. Esto hizo que el 1º de noviembre de 1989, Rami a través de un gran trabajo, pudiera abrir sus puertas, ya no solo en el área de tornería sino con el desarrollo de la fabricación de engranajes. Hoy cuenta entre sus máquinas una Précimo, 2 talladoras Mignatti, 2 fellows de hasta 800 de diámetro exterior, una afiladora de creadores, una Modul reformada para cónicos y una redondeadota de dientes. Para mayores detalles contactarse con el Sr. Jorge Rami al site: www.engranajesrami.com.ar

2.3.4.3. MB Engranajes

El Sr. Luis Milchi está a cargo de esta empresa con una buena cantidad de creadoras tipo Atenas, otra Cor-Gom, y Conminos. Para mayores detalles se puede enviar una correo a su casilla personal: engranajesmb@uolsiectis.com.ar

2.4. Fabricantes de Herramientas para su mecanizado.

No podemos dejar de nombrar a las empresas que hacen posible que los fabricantes de engranajes puedan hacerlo de acuerdo a las herramientas normalizadas que necesitan sus máquinas creadoras, talladoras, sinfineras, etc. Entre las históricas podemos contar con:

2.4.1. EL FARO

Fundada por del Sr.Antonio Smith el cuál funda su empresa en Junio de 1946 y cierra la misma en junio de 1965. La primera empresa en mecanizar creadores por medio de los tornos destalonadores italianos y que en esos primeros años no se rectificaban. Empresa de la que luego salieron don Enzo Valenti y Helber Schneider actuales dueños de las pocas empresas de creadores de engranajes que hay en Buenos Aires.

2.4.2. BIANCO S.A

El Ingenere Emilio Bianco funda esta empresa como prolongación de la anterior Fábrica Argentina de Herramientas de Precisión en el año 1959. Afirman aquellos profesionales que aún trabajan en esta área, que Bianco era un artífice de las herramientas como Creadores, Fresas de módulo y Brochas. Fue el único que editó un libro de herramientas de fresar en forma original para una editorial argentina, pero en italiano. Ante la consulta de porque no lo había hecho en español, contestó: Porque yo lo pensé en italiano mi idioma familiar.
Actualmente la empresa sigue sus caminos, ya abocada a la venta y representación de otros instrumentos de medición y control. www.biancosa.com.ar

2.4.3. Fabherco s.r.l

Don Enzo Valenti con otros socios fundan el 31/1/1958 la Fábrica de Herramientas de Corte en el barrio de Flores de Buenos Aires. A partir de la década del 60 la empresa va posicionándose como la que es actualmente, la más grande empresa fabricante de herramientas de corte argentina para engranajes en lo que se refiere a Creadores, cuchillas para mecanizado de engranajes cónicos, brochas y peines Maag. Actualmente cuenta con oficinas en Brasil y varias ciudades de Argentina. Entre sus máquinas podemos describir a varios tornos a CNC, 2 Rectificadoras a CNC para creadores, 2 mesas de medir marca Klingelnberg y Mahr. Una máquina para medir paso y perfil evolvente con diagrama y 3 proyectores de perfil de 800, 700 y 600 mm de pantalla efectiva. Un detalle de su envergadura y calidad es ser una de las dos empresas argentinas que hacen calidad AAA para sus productos. Desde hace varios años se encuentra el Sr. Walter Valenti, hijo de Don Enzo como parte directiva de la empresa. Site: www.fabherco.com.ar

2.4.4. Schneider Helber saic

Nace en 1976 con el objeto de ser una de las empresas fabricantes de herramientas de corte más importante del país y rápidamente se posiciona como destacado fabricante de creadores, fresas de vástago, etc. Hoy con sus dos hijos junto a su esposa llevan adelante la fabricación de herramental de alta calidad en máquinas herramientas y de control de muy buena calidad.
Site: www.schneiderhelber.com.ar

2.5. Conclusiones

Como se indicó en la Introducción, se pretendió dar un repaso histórico al nacimiento de las más importantes empresas argentinas del área metalmecánica y a través de ellas vincular el nacimiento de las empresas y los profesionales argentinos que desarrollaron sus actividad en el mecanizado del engranaje y la fabricación de sus herramientas y control.

Hoy la gran mayoría de estas empresas cuentan entre sus filas directivas a sus hijos o nietos para seguir generando avances en nuevas optimizaciones de producción y en normas de calidad según ISO. Esto no es un dato menor, ya que a varias ya no las contamos entre nosotros, por haber tenido ese gran problema de la no descendencia familiar entre sus directores o por no haber tenido esa visión de futuro de los mismos.

Según toda esta investigación surge otro importante logro de este desarrollo fabril y es que muchos de ellos se realizaron con gran esfuerzo personal y dedicación de parte de sus dueños originales, pero también se observó que los mejores años de crecimiento fueron cuando el gobierno de turno favoreció a la industria metalmecánica, no con medidas de puertas cerradas a las importaciones, sino, no aplicándoles recargos por exportaciones o aumentándoles impuestos desmedidos a sus materias primas.

En cuanto a estos ilustres profesionales del área pueden estar tranquilos que somos varios los investigadores que seguimos sus caminos marcados de estudio y divulgación para que no se pierda esa impronta de aprendizaje.

2.6. Reconocimientos

Quiero agradecer muy especialmente al Dr.Zeferino Damian Noriega y al Ing. Carlos Anibal Chicojay Coloma por sus amistades y por alentarme a escribir sobre lo que me apasiona. Los engranajes.

Finalmente me surge este comentario:

A los Engranajes los siento:

Como resumen de geometría y diseño: Una pasión.

Como problemática de mecanizado y control: Un desafío.

Como obligación de su divulgación a nuestros alumnos y operarios: Una Bendición.

Muchas Gracias por su atención.

Referencias

[1] Villanueva, Roberto; (2008). *Historia de la Siderurgia Argentina*. Buenos Aires. 1ª edición. Editorial Eudeba. Buenos Aires

[2] Lauria, Eitel Hernani; (2007). *Creatividad, ciencia y tecnología.* Buenos Aires. 1ª.edición. Editorial Dunken. Buenos Aires.

[3] Schvarzer, Julio, (1996), *La Industria que supimos conseguir*. Buenos Aires, 1ª edición. Editorial Planeta, Buenos Aires.

[4] Dorfman, Adolfo, (1942), *Evolución Industrial Argentina*. Buenos Aires, 1ª edición. Editorial Losada, Buenos Aires.

[5] Isaacson, José, (1986), *Pensar la Argentina*. Buenos Aires, 1ª edición. Editorial Plus Ultra, Buenos Aires.

[6] Entre 2010 y 2012 el Autor realizó una importante cantidad de entrevistas a los Señores fabricantes: Roberto Fabbro, (Fabbro Hnos) Sr. Héctor Fernadez, (Taller Albor) Sr Enzo Valenti (Fabherco), Roberto Maríncola (Marve), Sr.Roberto Pfleger (Roy Fran), Sr. Horacio Aste (Jor-cit), Sr.Roberto Giró (Enar engranajes), Sr.Salvador Bertolami (S.Bertolami), Ing.Bernardo Hillmann (Hillmann), Sr.Alejandro Parisi (Engranajes Parisi), Jorge Paz (Rusco Cooptrar), Sr.Mario Cossi (Dibacco), Sr.Lorenzo Sanchez (Sanchez & Sanchez), Sr.Alfredo Moreale (Traxion), Sr.Pablo Iglesias (Trater), Juan Carlos Triviño (IMG), Sr.Marcos Serena (Serena), Carlos Perini (Urani), Sr.Jorge Rami (Rami), etc, etc.

[7] Ing.Roberto Damiani, Ing. Milutin Zuvela, Ing.Eitel Lauría, Sr. Norberto Cambiasso, Ing. Luis Piña,

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

FRESADO DE UNA LEVA CON VARIACIÓN DE PERFIL CONSTANTE

MAZINI NELSON E.[1](*), ZIEGLER DANIEL[1], PICASSO ALBERTO[1,2]

(1)Universidad Nacional del Sur, Laboratorio de Metalurgia y Tecnología Mecánica.
Av. Alem 1253 (8000) Bahía Blanca. Argentina

(2) Comisión de Investigaciones Científicas de La Provincia de Bs.As. (CICPBA)
nmazini@uns.edu.ar,doziegler@yahoo.com.ar,alberto.picasso@uns.edu.ar

RESUMEN.
Las levas con variación de perfil constante se utilizan comúnmente en máquinas-herramientas para el control de los avances de la herramienta; por ejemplo: tornos automáticos, rectificadoras, etc.
La fabricación de este tipo de componentes requiere de un buen especialista con conocimiento acabado de diseño y del manejo práctico en las posibles combinaciones de los movimientos de la máquina a utilizar. En este sentido, una leva con un perfil de alzada constante para iguales ángulos de giro [1 a 3] se puede construir si se dispone de una fresadora con cabezal vertical y un aparato divisor con eje inclinable, usando como herramienta fresas de vástago cilíndricas con dientes laterales.
El disco cilíndrico de la leva a construir se monta sobre un eje que se fija en voladizo al plato del cabezal divisor, cuyo eje está inclinado un determinado ángulo respecto de la vertical. En el cabezal inclinado con el mismo ángulo se fija una fresa de vástago con una longitud mínima, función del ángulo de inclinación del cabezal.
El aparato divisor se relaciona por medio de una lira al tornillo de la mesa longitudinal de la fresadora, con la finalidad de conseguir que el eje del aparato divisor se aleje del eje de la fresa en un valor igual a la alzada de la leva.
En el presente trabajo se desarrollan las ecuaciones que permiten calcular la lira que relaciona los movimientos de giro del plato divisor con el tornillo de la mesa longitudinal que acciona el desplazamiento de la misma.
Se presenta ejemplos prácticos y una tabla con las liras necesarias para distintas alzadas de levas y un ángulo fijo de trabajo activo.

Palabras Claves: FRESADORAS, MECANIZADO, LEVAS DE ALZADA CONSTANTE.

1.-INTRODUCCIÓN:

La construcción de una leva con una variación de radio constante para un mismo ángulo de giro [1-3], se puede realizar en una fresadora vertical o una universal montando en la misma el cabezal vertical.

Debe disponerse de un aparato divisor con un plato porta pieza cuyo eje pueda variarse entre una posición horizontal y una vertical; de un juego de engranajes estandarizados, para armar una lira, que permitan relacionar los movimientos de giro de ese plato con los movimientos de desplazamiento de la mesa horizontal de la fresadora.

La herramienta a utilizar es una fresa de vástago cilíndrica con dientes tangenciales, que tenga preferentemente el mismo diámetro del rodillo que va a recibir los movimientos de la alzada de la leva y cuyos dientes laterales deben abarcar una longitud mínima de **"Lf"** mm.

El plato divisor se debe montar sobre la mesa horizontal de la fresadora con su eje paralelo a los movimientos de la misma y los giros del plato deben relacionarse con los desplazamientos de la mesa a través de una lira con una relación de engranajes:
"JL = (Za /Zb * Zc/Zd * Ze/Zf)", (Figuras 1 y figura 2).

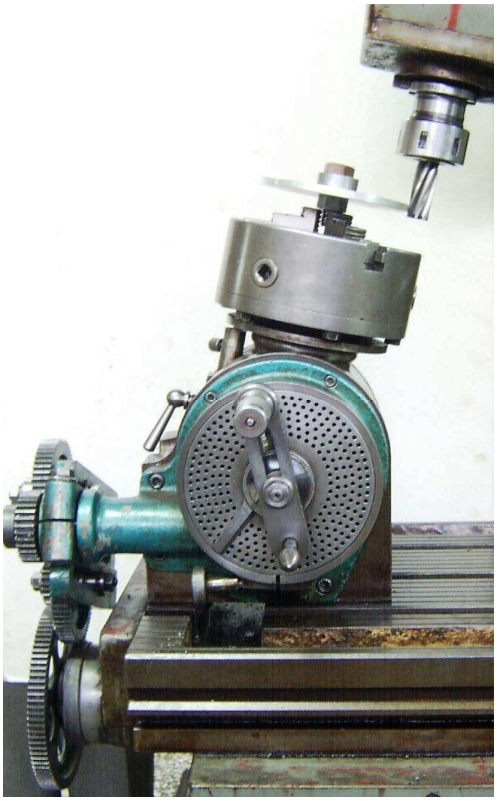


Fig.:1.- Vista frontal de la fresadora con el aparato divisor montado y la fresa cilíndrica de dientes laterales.

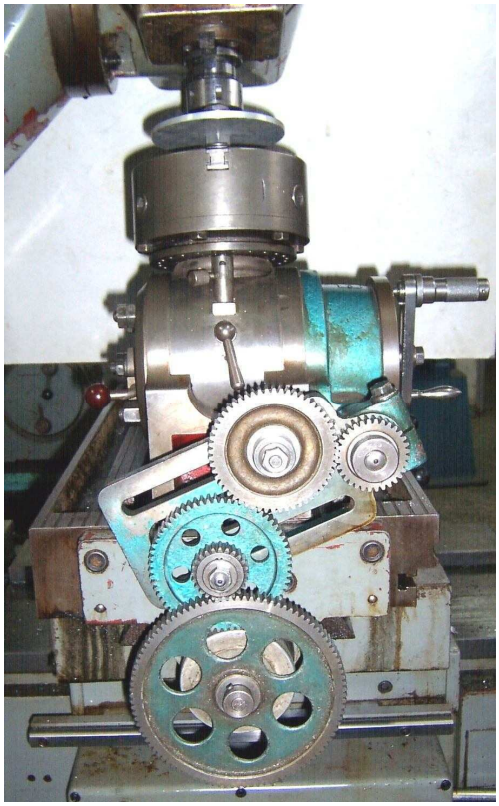


Fig.: 2.- Vista lateral de la fresadora con el aparato divisor la fresa cilíndrica de dientes laterales y el montaje de la lira.

2.-DESARROLLO:

En la figura 3 se ha esquematizado el perfil de alzada constante que se desea obtener (1 a 3), con los ángulos de entrada, de retroceso y un tiempo de espera. En la primera y segunda columna se indican los distintos símbolos que se utilizan y su significado.

Ángulo activo de la leva	ϕ
Alzada de la leva	b
Constante del aparato divisor	C
Tornillo de la mesa longitudinal	t
Paso del tornillo de la mesa	pt
Fracción de vueltas de la leva	nl
Número de vueltas del tornillo de la mesa	nt
Relación de los engranajes de la lira armados desde el divisor a la mesa.	
Jli = (Za /Zb)*(Zc/Zd)*(Ze/Zf)	Jli

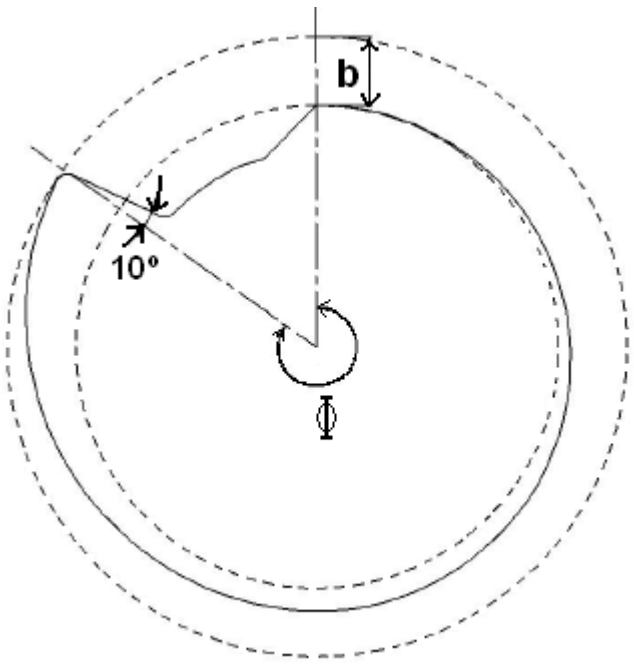


Fig.: 3.- Perfil de la leva de alzada " b" y ángulo activo ϕ.

2.1.- Cabezal de la fresadora y eje del aparato divisor verticales. (Fig.: 4)

Si la alzada de la leva abarca un ángulo "ϕ", la fracción de vuelta que debe dar el husillo "**nl**" tendrá un valor:

$$nl = \phi / 360 \qquad (1)$$

Para construir una alzada de "**b**" mm, el tornillo de la mesa "**t**" de paso "**pt**" debe dar "**nt**" vueltas tal que:

$$nt = b / pt \qquad (2)$$

El eje del cabezal del plato del aparato divisor esta relacionado con los movimientos de giro del tornillo de la mesa longitudinal de la fresadora, por medio de una lira con una relación de transmisión "**JL**"; si se llama **"C"** a la constante del aparato divisor el número de vueltas del tornillo de la mesa es:

$$nt = nl * C * JL$$

y la relación de la lira:

$$JL = nt / (nl * C)$$

Reemplazando por los valores de (1) y (2)

$$JL = (b * 360) / (pt * \phi * C) \qquad (3)$$

Como para una fresadora y un aparato divisor los valores de "**pt**" y "**C**" son constantes, si se llama:

$$C1 = 360 / (pt * C) \qquad (4)$$

la ecuación (3) se puede escribir como:

$$JL = C1 * (b / \phi) \qquad (5)$$

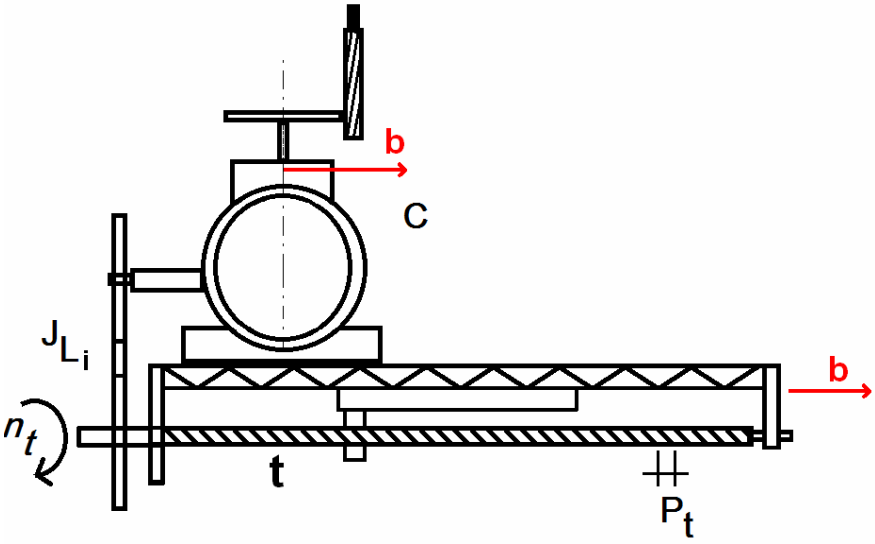


Fig.:4.- Montaje para trabajar con el eje del plato del divisor y el husillo porta fresa verticales.

Para el armado de la lira el aparato divisor trae una serie de engranajes que están normalizados (tabla 1)

24 - 28 - 32 - (2 de 40 - 44 - (2 de 56) - (2 de 64) - (2 de 72) - 86 - 100 - 120

Tabla: 1 .- Engranajes de recambio para el armado de la lira del aparato divisor

2.2.- Cabezal de la fresadora y eje del aparato divisor inclinados un ángulo alfa. (Fig.: 5)

Generalmente no se encuentra una combinación de engranajes que respondan a la ecuación (5); esto se soluciona tomando la lira de JL1 más próxima e inclinando el cabezal vertical un cierto ángulo "α".

En la figura 5 se aprecia que si el cabezal se inclina respecto de la vertical un ángulo "α" para construir una leva con alzada **"b",** la mesa de la fresadora se debe desplazar una longitud **"b' "** tal que:

$$b' = b / \cos \alpha \qquad (6)$$

Se elige una lira **"JL1" mayor y lo más próxima** a "**JL"** y reemplazando en la ecuación (5) el valor de **"b**" por el de "**b'** " se tendrá:

$$JL1 = C1 * b' / \phi$$

$$JL1 = (C1 * b) / (\phi * \cos \alpha)$$

Por lo tanto el cabezal se debe inclinar un ángulo alfa tal que:

$$\alpha = \arcsen (C1 * b) / (\phi * JL1) \qquad (7)$$

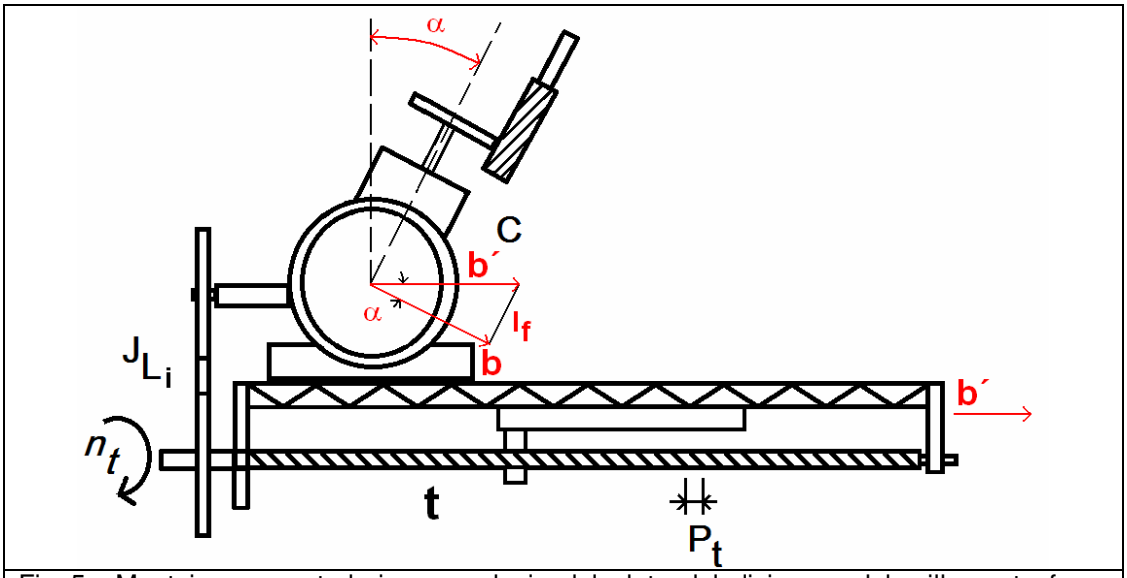


Fig.:5.- Montaje para trabajar con el eje del plato del divisor y el husillo porta fresa inclinados un ángulo alfa

3.-RESULTADO: EJEMPLO DE CÁLCULO. CONCLUSIONES.

Consideremos la construcción de una leva con una alzada constante de una variación de **"b mm"**, que abarca un ángulo de trabajo ϕ **= 300º** y por lo tanto un ángulo para la carrera de retroceso ϕ**' = 60º.** El diámetro de la fresa es conveniente que sea el mismo del rodillo que acopla con la leva, por ejemplo **d=20 mm**.

La constante del aparato divisor es generalmente **C=40** y se dispone para armar la lira **JL1i**, de los engranajes de recambio indicados en la tabla 1. El paso del tornillo de la mesa longitudinal de la fresadora (con movimientos según X-X) es **pt = 6 mm**.

3a.- Alzada mínima a construir con cabezal a 90º (dirección del husillo Z-Z).

Según las ecuaciones: (4) C1 = 360 / (6*40) = 1,5 y (5) Jl = (C1 * b) / ϕ)
como en este caso ϕ **=300** se toma una nueva constante **"C2 = C1** / ϕ **":**

C2 =1,5 / 300 = 0,005 **(8)**

Reemplazando en (5) **JL= 0,005 * b** **(9)**

Con los engranajes de la tabla 1, la lira más reductora que se puede armar es:
JL1 = (24 / 86) * (28 / 100) * (32 / 120) **= 0,0208**, la alzada mínima "**b**" a construir, sin inclinar el cabezal, será según (9):

b (min) = 0,0208 / 0,005 = 4,16 mm

3b.- Construcción de una alzada de 4 mm inclinando el cabezal un ángulo de "α"grados.

Usando la misma lira anterior **JL1 = 0,0208** se puede construir una leva de b = 4 mm con un ángulo de trabajo de 300º, inclinando (respecto del eje Z -Z) tanto el cabezal fresador como el eje del cabezal del aparato divisor un ángulo "α", cuyo valor según las ecuaciones (7) y (8) es:

α = arcos (C2* b) / (JL1) **(10)**

α = arcos (0,005 * 4 / 0,0208) = 15 º 56 `

La longitud útil de la zona dentada de la fresa será el espesor de la leva **"e",** más un valor **"Lf",** figura 5, tal que:

Lf = b * tg α **(11)**

En este ejemplo dado que el valor "b" es chico resulta muy pequeño: Le= 1,14 mm.

3c.- Tabla para la construcción de distintas alzadas de levas.

En la tabla 2 se indican, a título de ejemplo, distintas combinaciones de liras que permiten construir alzadas de hasta 400 mm para un ángulo de trabajo de 300 º.

Alzada b mm	JL Ec. (8) (9)	Lira JL1i (Za/Zb) (Zc/Zd) (Ze/Zf)	JL1i	α° Ec. (7) (10)	Lf mm Ec. (11)
3	0,015	(24 / 86) (28 / 100) (32 / 120)	0,0208	43,8	2,9
4	0,020	(24 / 86) (28 / 100) (32 / 120)	0,0208	15,9	1,1
4,16	0,0208	(24 / 86) (28 / 100) (32 / 120)	0,0208	0	--
5	0,025	(24 / 86) (28 / 100) (40 / 120)	0,0260	15,9	1,4
5,20	0,026	(24 / 86) (28 / 100) (40 / 120)	0,0260	0	--
6	0,030	(24 / 86) (28 / 100) (48 / 120)	0,0313	16,6	1,8
6,26	0,0313	(24 / 86) (28 / 100) (48 / 120)	0,0313	0	--
7	0,035	(24 / 86) (32 / 100) (48 / 120)	0,0357	11,4	1,4
8	0,040	(28 / 86) (32 / 100) (48 / 120)	0,0416	15,9	2,0
8,32	0,0416	(28 / 86) (32 / 100) (48 / 120)	0,0416	0	--
9	0,045	(24 / 72) (28 / 100) (56 / 120)	0,0462	13,1	2,1
10	0,050	(24 / 72) (28 / 100) (48 / 86)	0,0521	16,3	2,9
20	0,100	(24 / 120) (28 / 56)	0,1000	0	--
50	0,250	(28 / 56) (32 / 64)	0,2500	0	--
100	0,500	(24 / 48))	0,5000	0	--
102	0,51	(44/86)	0,5116	4,3	8,1
200	1,000	(64 / 64)	1,0000	0	--
300	1,500	(72 / 48)	1,5000	0	--

Tabla: 2.- Relación de la lira **JLi** y **JL1i**, engranajes de la misma **Z**i, inclinación de los ejes del husillo y del aparato divisor αº, longitud mínima efectiva de trabajo de la fresa **lf mm;** para construir distintas alzadas de levas **b** con un ángulo efectivo de trabajo de 300 grados.

3d.-Característica de la relación de las liras JL.

Según las ecuaciones (4) y (5) para un valor de **JL= 1:**

$$b = pt * C * \phi / 360$$

Reemplazando por los valores usados en la tabla 2 resulta: **b = 200 mm**, por lo tanto para valores menores las liras usadas serán reductoras y para valores mayores serán amplificadoras.

4. REFERENCIAS.

[1] Joseph E. Shingley, Teoría de Máquinas y Mecanismos, Ed. McGraw-Hill, 2000.
[2] George H. Martin, Kinematics and Dynamics of machines, Ed. McGraw-Hill, 2002.
[3] Samuel Doughty, Mechanics of Machines, Ed.John Willey and Sons, 2005.

Agradecimientos

Los autores de este trabajo desean agradecer a La Secretaría de Ciencia y Tecnología de la Universidad Nacional del Sur por el apoyo prestado.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

Simulación computacional de la respuesta de un sistema de orugas poliméricas para una plataforma robótica multitarea

Pucci, Mauro[1*], *Piovan, Marcelo* [2,3]

[1] *Departamento de Ingeniería Mecánica*
[2] *Centro de Investigaciones en Mecánica Teórica y Aplicada*
Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Bahía Blanca.
11 de Abril 461, Bahía Blanca B8000LMI.
[3] *Conicet*
puccimauro@hotmail.com
mpiovan@frbb.utn.edu.ar

RESUMEN.

Los vehículos propulsados con orugas han estado en servicio por más 100 años, y han sido utilizados en variadas aplicaciones que van desde el uso militar al uso agrícola. Debido a este amplio marco de utilización se han realizado diversos estudios durante los primeros años de desarrollo de estos mecanismos. Bekker, durante las décadas de 1950 y 1960, utilizó un enfoque semi-empírico para proponer ecuaciones que describen la relación presión-hundimiento y las tensiones de cizalladura en relación con la función esfuerzo-desplazamiento, que son ampliamente utilizados en el ámbito del diseño de vehículos que se mueven por orugas. Posteriormente, se amplió el uso de esas dos relaciones en muchas aplicaciones, y también desarrolló un modelo de análisis más preciso que predice la distribución de presión sobre el suelo y la performance tractiva de los vehículos.
Las investigaciones precedentes se han hecho casi con exclusividad para contacto oruga metálica-tierra. En este trabajo se efectúa un análisis computacional para analizar la respuesta que ofrece el tipo de material polimérico con el cual se construyen los eslabones de una oruga montada en una plataforma robótica experimental. Se deduce un modelo para evaluar diversas relaciones esfuerzo-desplazamiento y relaciones presión-rozamiento en diferentes tipos de suelos, especialmente suelos duros y resbaladizos. Se evalúan diversas formas y geometrías del contacto y se establecen recomendaciones para su uso.

Palabras Claves: Tracción a orugas, robot, fricción, interacción suelo-oruga.

1. MODELO DINÁMICO

1.1. Mecanismos de Interacción de Suelo-Oruga.

El desarrollo preciso de un modelo de vehículo a orugas exige realizar la modelación de la interacción suelo-oruga, debiendo ser lo más detallada posible. Los estudios afines pueden clasificarse según la forma de obtener las expresiones que gobiernan el fenómeno:

° *Métodos empíricos***:** empleando aproximaciones empíricas que resultan de pruebas con modelos a escala. En dichas pruebas se usan distintos terrenos cuyas propiedades son conocidas y consideradas representativas. Luego se deben correlacionar los resultados de las pruebas con los tipos de terrenos probados. Los resultados se pueden utilizar para estimar la interacción oruga-suelo, solo en vehículos que tengan características constructivas similares a aquellos que han sido probados y en condiciones de funcionales similares.

° *Métodos teóricos*: En estos métodos se aplica: a) La teoría del equilibrio plástico y b) método de elementos finitos, para el análisis de los problemas de interacción suelo-oruga.

° *Métodos semi-empíricos*: el enfoque matemático es desarrollado a partir de datos experimentales, lo cual combina los cálculos empíricos con el detalle de los métodos teóricos.

El método escogido para ser utilizado en la determinación de la interacción suelo-oruga es el "Semi-empírico". Bekker [1] fue pionero en el estudio de la interacción suelo-oruga, ya que desarrollo un enfoque semi-empírico para proponer ecuaciones que describen la relación presión-hundimiento y las tensiones de cizalladura en relación con la función esfuerzo-desplazamiento y así poder cuantificar las características de movilidad de los estos vehículos en terrenos deformables. Estas relaciones son ampliamente utilizadas en el ámbito del diseño de vehículos que se mueven por orugas.

Basándose en el trabajo de Bekker, Wong [1] amplió el uso de esas dos relaciones en muchas aplicaciones, y también desarrolló un modelo de análisis más preciso que predice la distribución de presión sobre el suelo y la performance (en lo que respecta a tracción) de vehículos orugados. Este modelo tiene en cuenta los efectos de muchos factores importantes, tales como dimensiones de la oruga, tensión inicial de oruga, rigidez de la suspensión del sistema y la respuesta del terreno para el caso de aplicación repetitiva de cargas.

1.2. Tipos de Terrenos.

Los terrenos pueden ser categorizados en dos tipos:

° *Terreno Quebradizo:* en el cual las tensiones de corte aumentan al aumentar el desplazamiento hasta que alcanzan un valor máximo (τ_{MAX}), al cual le corresponde un desplazamiento de corte (j_m). Luego de alcanzar este valor los esfuerzos cortantes disminuyen hasta un valor denominado residual (τ_{RES}). Ejemplos de este tipo de terrenos: arena densa, nieve congelada

° *Terreno Plástico:* Los esfuerzos de corte aumentan en forma exponencial hasta que alcanzar un valor limite (máximo), a diferencia del caso anterior los esfuerzos de corte no disminuyen superado dicho límite. Ejemplos de este tipo de terrenos: arena seca, arcilla saturada, arena de grano fino como de grava.

1.3. Terreno del tipo plástico.

1.3.1 Tensión cortante.

Bekker se baso en el criterio de falla de Mohr-Coulomb para establecer la siguiente relación

$$\tau = (\mathrm{C} + \sigma \times \mathrm{Tan}\phi) \times (1 - \mathrm{e}^{-\mathrm{j/K}}) \qquad (1a)$$

Siendo *C* la cohesión del terreno, σ es la tensión normal, ϕ es el ángulo de resistencia al corte, *K* es el módulo de deformación cortante y *j* es el desplazamiento. Si se define $(\mathrm{C} + \sigma \times \mathrm{Tan}\phi) = \tau_{\mathrm{MAX}}$ luego la Ec. (1a) se transforma en:

$$\tau = \tau_{\mathrm{MAX}} \times (1 - \mathrm{e}^{-\mathrm{j/K}}) \qquad (1b)$$

La ecuación anterior puede ser aplicada si el terreno es homogéneo y posee un comportamiento plástico. Los parámetros *C, K,* ϕ son valores experimentales y se encuentran tabulados [3].

1.3.2 Distribución de Presión Normal debajo de la oruga.

Para poder determinar el esfuerzo tractivo producido sobre una oruga, es necesario antes conocer el valor de la distribución de presión normal debajo de la esta (cada oruga tendrá una distribución de presión distinta dado que el peso total se encuentra localizado en el centro de masa del vehículo y en este caso, este "no" coincide con el centro geométrico del vehículo). Debido a que el robot a orugas se mueve a baja velocidad, la aceleración puede despreciarse y es por ello que para poder determinar las distribuciones de presiones normales sobre cada oruga se recurre a cálculos de equilibrio estático. En las Figura 1 se puede ver la distribución de presión normal sobre la oruga derecha PD(x) (es importante notar que dicha distribución de presión sigue una relación lineal) también en ellas se puede observar lo anteriormente mencionado en cuanto al centro geométrico y al centro de masa del vehículo.

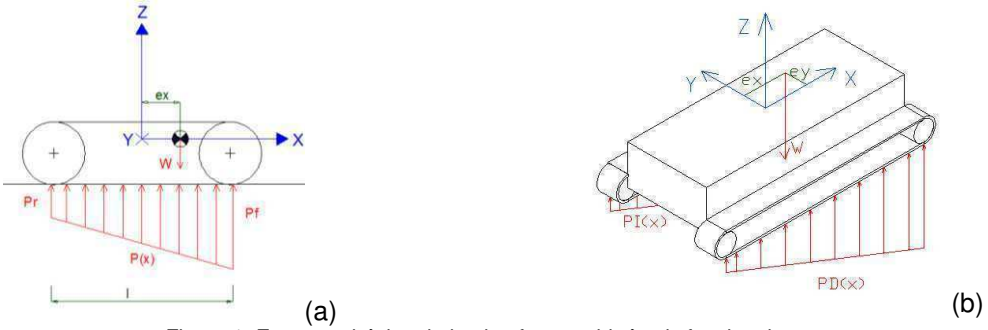


Figura 1 Esquema básico de la plataforma e hipótesis funcionales.

Por lo tanto debido, la distribución de presión normal a lo largo del eje x toma la siguiente forma:

$$P(x)=\left(\frac{Pf-Pr}{l}\right)x+\left(\frac{Pf+Pr}{2}\right) \qquad (2)$$

Si existiera simetría respecto al eje x tanto para el centro de masa como para el centro geométrico, es decir, si (ey=0) la distribución de presión normal debajo de la oruga izquierda seria igual que la distribución de presión debajo de la oruga derecha y a su vez sería igual a la Ec (2). Pero como esto no sucede, dado que se considera el desbalance del peso debemos corregir dicha distribución y adaptarla a cada oruga. Para esto realizamos sumatoria de fuerzas respecto del "eje z" y sumatoria de momentos respecto del "eje y":

$$\sum Fz=0\rightarrow\int_{-l/2}^{l/2}P(x).dx-W=0 \qquad (3a)$$

$$\sum My=0\rightarrow-\int_{-l/2}^{0}P(x).x.dx-\int_{0}^{l/2}P(x).x.dx+W.ex=0 \qquad (3b)$$

Reemplazando la Ec. (2) en Ec. (3a) y Ec. (3b) se obtiene un sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas (*Pf, Pr*) Resolviendo este sistema se deducen los siguientes resultados:

$$Pf=\left(\frac{W}{l}\right)+\left(\frac{6}{l^2}\right).ex.W \qquad Pr=\left(\frac{W}{l}\right)-\left(\frac{6}{l^2}\right).ex.W \qquad (4)$$

Estas ecuaciones valen para *ex≤ l / 6*. Ahora bien, si se considera el momento que genera el peso respecto del eje x (*W.ey, Figura 2*) se puede determinar el valor de la fuerza de reacción izquierda (*PI*) y de la fuerza de reacción derecha (*PD*). Empleando la condición de momento respecto del eje x

$$\sum Mx=0\rightarrow PI-PD=\frac{2.W.ey}{B} \qquad (5)$$

Pero si consideramos el hecho de que *PI* y *PD* forman una cupla motriz que contrarresta el momento generado por el peso, tenemos que:

$$PD=-PI \qquad (6)$$

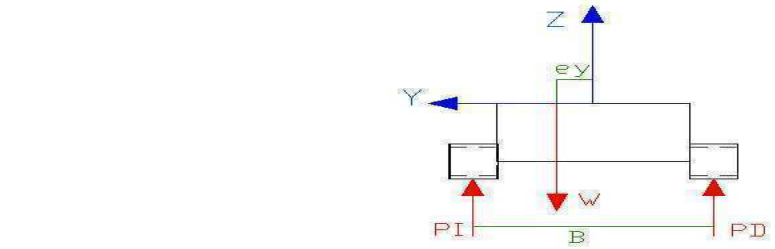


Figura 2 Disposición geométrica de las cargas en las orugas.

Por lo tanto en base a las ecuaciones (5) y (6) se obtiene *PI* y *PD*, para finalmente obtener la distribución sobre las orugas derecha e izquierda como:

$$PD(x)=\frac{P(x)}{2.a}+\frac{PD}{l.a} \tag{7}$$

$$PI(x)=\frac{P(x)}{2.a}+\frac{PI}{l.a} \tag{8}$$

1.3.3 Esfuerzo Tractivo y Deslizamiento.

El esfuerzo de tracción sobre la oruga se produce por el deslizamiento entre esta y la superficie.
El esfuerzo total tractivo puede calcularse como:

$$F=a\int_{-l/2}^{l/2}\tau.dx \tag{9}$$

Remplazando en la Ec. (9) el valor de τ obtenido en la Ec. (1), el esfuerzo tractivo nos queda expresado de la siguiente manera

$$F=a.\int_{-l/2}^{l/2}\left[(C+\sigma\times Tan\varphi)\times(1-e^{-j/K})\right]dx \tag{10}$$

Para determinar el desplazamiento debido al corte (j) hay que considerar que cuando un vehículo orugado se mueve sobre la superficie se genera una velocidad de deslizamiento (V_s) que es igual a la diferencia existente entre la velocidad de la oruga (V_o) "calculada como el ω.r del piñón conductor" y la velocidad de avance del vehículo (V), es decir, $V_s = V_o - V$. Siendo generalmente $V \le V_o$.
El deslizamiento se define como:

$$i=1-\frac{V}{Vo} \tag{11}$$

Este es un numero que varía de 0 a 1 (habitualmente se expresa en porcentaje).
Matemáticamente el desplazamiento debido al corte se calcula de la siguiente manera:

$$j(x)=\int_0^t Vs.dt=\int_0^t(V-Vo).dt=(V-Vo).\int_0^t dt=(V-Vo).[t]_0^{t=x/Vo}=\frac{V-Vo}{Vo}.x=i.x \tag{12}$$

La relación entre el deslizamiento (| *i* |) y el desplazamiento debido al corte (*j*) es , j = | *i* | *x*. En este caso, como se tomo como origen del eje x, el punto medio de la oruga, esta relación se modifica de manera que *j* = | *i* | (*l/2-x*) = | *1 - V/V_o* | (*l/2-x*). Luego, remplazando el valor de j en la Ec (10) obtenemos la ecuación del esfuerzo tractivo.

$$F=a.\int_{-l/2}^{l/2}\left[(C+\sigma\times Tan\varphi).\left(1-e^{-\left[\frac{\left|1-\frac{V}{Vo}\right|\left(\frac{1}{2}-x\right)}{K}\right]}\right)\right]dx \quad \text{Siendo}\begin{cases}\sigma=PD(x)=\dfrac{P(x)}{2.a}+\dfrac{PD}{l.a}\ \text{oruga derecha}\\ \sigma=PI(x)=\dfrac{P(x)}{2.a}+\dfrac{PI}{l.a}\ \text{oruga izquierda}\end{cases} \tag{13}$$

1.3.4 Resistencia de la Superficie.

Para que el vehículo con orugas pueda moverse en línea recta, es necesario que el esfuerzo tractivo sea mayor que la resistencia longitudinal que ofrece la superficie (*F > R*).
La resistencia longitudinal (R): hace referencia a la fuerza de fricción entre la tierra y la oruga. Para su determinación se utiliza la siguiente ecuación:

$$R=\mu_x \; a \int_{-l/2}^{l/2} \sigma \, dx \qquad (14)$$

Donde μ_x es el coeficiente de fricción longitudinal. La resistencia longitudinal actúa en sentido opuesto al de avance del vehículo.

1.4. Terreno del tipo quebradizo.

Para un terreno firmemente compactado (quebradizo) los cálculos a realizar se basan en las investigaciones de Wong [2] y de Muro y O'Brien [3]. Para hallar la fuerza tractiva de la oruga (F) se debe conocer los esfuerzos cortantes producidos por el contacto entre ambas superficies (τ). Nótese los cambios en la nomenclatura realizados en la longitud de la oruga y en el origen del eje x.

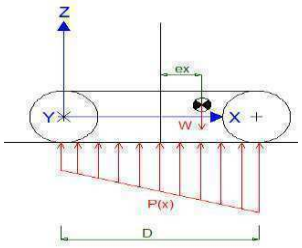


Figura 3 Esquema para el análisis de la interacción con suelo quebradizo.

° Esfuerzo total tractivo (F) se considera como

$$F=a\int_0^D \tau(x).dx \qquad (15)$$

° Resistencia Longitudinal (R): hace referencia a la fuerza de fricción entre la tierra y la oruga. Para su determinación se utiliza la siguiente ecuación

$$R=\mu_x \; a \int_0^D \sigma.dx \qquad (16)$$

La resistencia longitudinal actúa en sentido opuesto al de avance del vehículo

° Distribución de presión normal a lo largo del eje x sobre cada oruga: es la misma que la calculada en las Ecs (7) y (8), remplazando l por D. A su vez estas fórmulas permiten el cálculo de la tensión normal en cada oruga.
Para poder obtener el valor del esfuerzo tractivo es necesario antes determinar el esfuerzo cortante a lo largo de la oruga "τ(x)" para ello se utilizara la ecuación semi-empírica con aplicación en suelos duros propuesta por Oída [2].

$$\tau=fm.p.\left|1-\frac{\left(\sqrt{1-\left(\frac{fm}{fs}\right)}\right).e^{\left(\frac{j}{jm}\right).Log\left\{1+\left[\left(\frac{fs}{fm}\right).\left(\left\langle\sqrt{1-\left(\frac{fm}{fs}\right)}\right\rangle-1\right)\right]\right\}}}{\left(\sqrt{1-\left(\frac{fm}{fs}\right)}\right).\left(1-2.\frac{fs}{fm}\right)+2.\frac{fs}{fm}-2}\right|.\left|1-e^{\left(\frac{j}{jm}\right).Log\left\{1+\left[\left(\frac{fs}{fm}\right).\left(\left\langle\sqrt{1-\left(\frac{fm}{fs}\right)}\right\rangle-1\right)\right]\right\}}\right| \qquad (17)$$

Donde *fm* y *fs* son constantes que representan el comportamiento del contacto suelo-oruga y los mismos son calculados de manera experimental. El deslizamiento y el desplazamiento debido al corte fueron explicados en el apartado 1.3.3.
Con *jm* se identifica el desplazamiento que corresponde al momento en el que se tiene la máxima resistencia al corte (dicho valor también es determinado en forma experimental) y por ultimo "p" es la

presión de contacto. Los valores de *fm*, *fs* y *jm* son obtenidos de la Tabla 4.3 de la referencia [3] y son las constantes que corresponden al caso de experimentar con distintos tipos de suelos duros y orugas con diferentes diseño.

2. ANÁLISIS COMPUTACIONAL

A continuación se evaluaran las diversas relaciones que existen entre la reacción del suelo, el esfuerzo tractivo generado, el esfuerzo cortante a lo largo de la oruga y la resistencia longitudinal que ofrece la superficie. Este análisis se realizará para suelo plástico (Arena Seca) y suelo quebradizo (Concreto) según los modelos de cálculo de los parágrafos 1.3 y 1.4 respectivamente. Para el caso del terreno quebradizo el análisis a su vez se realizará para dos diseños distintos de orugas (con refuerzos de forma rectangular y con refuerzos de forma trapezoidal equilátera). Los cálculos numéricos fueron programados en *Mathematica* [4].

2.1. Análisis sobre terreno del tipo plástico (Arena Seca).

Los valores del peso del vehículo (*W*) y de la geometría del mismo son datos conocidos que pueden ser variados con el fin de conocer el desempeño de la oruga en varias condiciones. Los datos del terreno (ARENA SECA) son: *C=0*; ϕ=0.75 rad; *K*=1.00584 cm; μ_x=0.1; μ_y=0.5; los datos del robot a oruga: r =10 cm; b = 70 cm; a = 7 cm; *l* = 100 cm; B = 77 cm; W = 100 kg; e_y = 0; e_x =12 cm. El vehículo se mueve en línea recta (orugas de idénticas características y movimiento). La velocidad de avance del vehículo se fijo en 500 mm/seg y los esfuerzos que se tienen en cada oruga son iguales dado que ey=0.

Con lo cual el análisis se realiza para una sola oruga dado que para la otra se tendrán iguales valores. Con el fin de verificar si a lo largo de la oruga se cumple *F* > *R*, se establecieron tres puntos estratégicos de la oruga para realizar los cálculos: X= 0 mm (centro de la oruga), X= 490 mm (zona delantera de la oruga), X= - 490 mm (zona trasera de la oruga). En la Figura 4 se grafican los valores de la Tensión Cortante (τ) para los distintos puntos de la oruga al variar el desplazamiento (j).

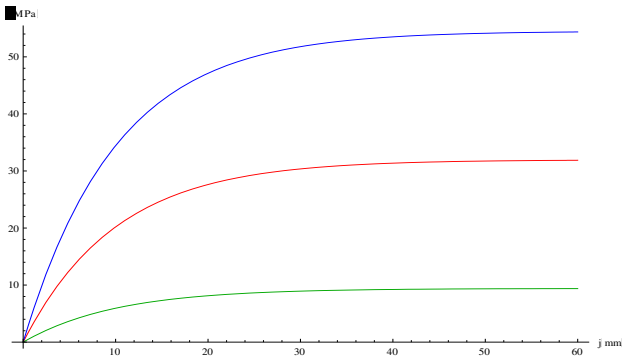


Figura 4 Tensión Cortante (τ), Azul: para x=490 mm, Rojo: para x=0 mm, Verde: para x=-490 mm.

Como puede verse en la Figura 4, las tensiones cortantes varían tanto con el desplazamiento como con la posición de análisis. A su vez es interesante resaltar que los esfuerzos de corte aumentan en forma exponencial hasta que alcanzar un valor máximo, luego del cual permanecen constantes, es decir, que se verifica que el terreno posee un comportamiento del tipo plástico, cumpliéndose lo descripto en el parágrafo 1.2. En la zona delantera de la oruga se obtienen valores de tensión cortante mayores que los que se obtienen en la zona media y estos a su vez son mayores que los que se obtienen en la zona trasera, dichos valores pueden corroborarse al observar la gráfica.

En la Figura 5 se pueden ver valores de la Tensión Normal (σ) para los distintos puntos de la oruga al variar el deslizamiento (i) de 0.05 a 0.95 en intervalos de 0.05. Como puede observarse en la Figura 5 los valores de las tensiones normales permanecen constantes para todos los valores de deslizamiento (i). Al analizar los resultados resulta lógico que se tenga en la zona delantera valores mayores de tensión normal que en la zona central y que esta tenga a su vez valores mayores que en la zona trasera, dado que la distribución de presión entre el suelo y la oruga es de forma trapezoidal y esta representa la tensión normal. Es por ello que en la Figura 6 se grafica como varia la tensión normal a lo largo de la oruga (a lo largo del eje x).

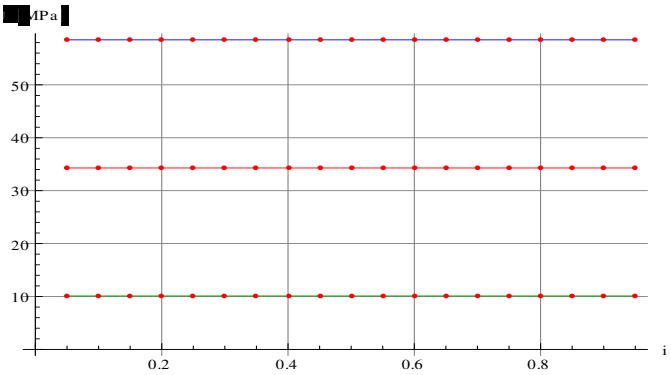


Figura 5 Tensión normal (σ), Azul: x=490 mm, Rojo: x=0 mm,Verde: x=-490 mm.

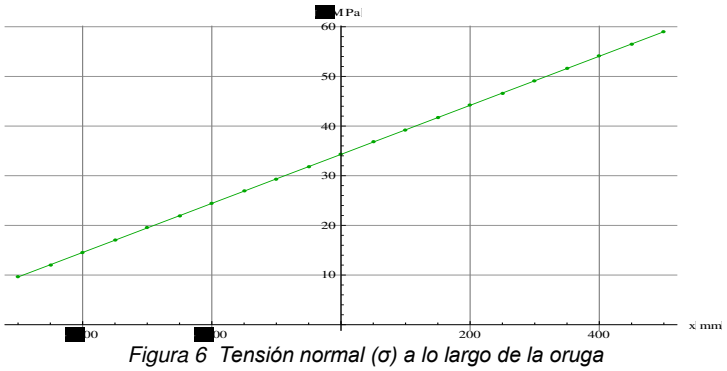


Figura 6 Tensión normal (σ) a lo largo de la oruga

Los valores obtenidos de la fuerza tractiva *F* y de la resistencia longitudinal *R* en los distintos puntos de la oruga (x=0, x= 490, x= - 490) al variar el desplazamiento debido al corte (j) se muestran en la Figura 7.

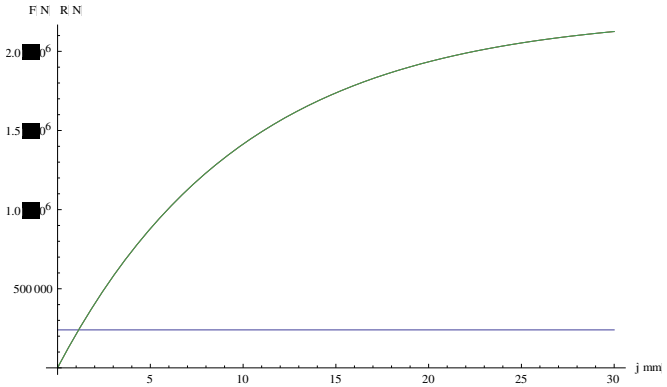


Figura 7 *Fuerza Tractiva (F) y Resistencia Longitudinal (R) vs Desplazamiento (j)*
Verde: Fuerzas Tractivas (F=F1=F2=F3), Azul: Resistencia Longitudinal (R).

Para cada valor de desplazamiento debido al corte (*j*) se tiene un valor de esfuerzo tractivo correspondiente, que es independiente de la zona que estemos analizando y es por ello que *F=F1=F2=F3*. En el caso de utilizar el vehículo a orugas sobre arena seca se recomienda que el valor del desplazamiento j >1.14 mm pues a partir de dicho valor, la fuerza tractiva (F) es mayor que la resistencia longitudinal (R) que ofrece el terreno (la cual es constante para todo punto de análisis de la oruga (x) y para todo valor de desplazamiento).
Como conclusión de este análisis se puede afirmar que el vehículo a orugas no tendrá problemas para circular sobre arena seca bajo la geometría y características constructivas del mismo, siempre y

cuando se tengan valores de desplazamiento j >1.14 mm, lo cual es posible siempre y cuando la velocidad de rotación de cada oruga sea mayor o igual que 5.0115 rad/ seg.

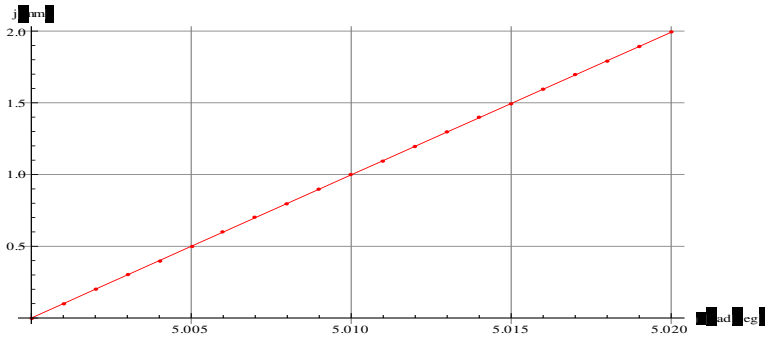


Figura 8 *Desplazamiento (j) vs Velocidad de rotación de la oruga (ω).*

2.2. Análisis sobre terreno del tipo quebradizo (Concreto).

2.2.1. Cálculos con orugas que poseen refuerzos rectangulares.

Los datos del terreno (CONCRETO), para orugas con refuerzos rectangulares: f_m=0.823; f_s=0.944; j_m=5.76 mm; μ_x= 0.7. Los datos del robot a oruga: r =10 cm; b = 70 cm; a = 7 cm; D = 100 cm; B = 77 cm; W = 980 N; e_y = 0; e_x =12 cm; V= 50 cm/seg. Las constantes de suelo fueron obtenidas de la Tabla 4.3 de [3] y son las constantes que corresponden al caso de experimentar con suelos de concreto y orugas con refuerzos rectangulares de altura de refuerzo H = 3 cm, como los que se muestran en la Figura 9(a).

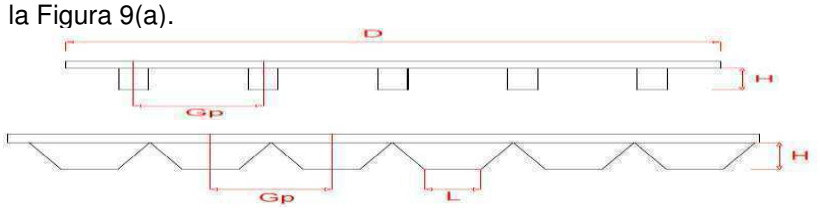


Figura 9. Refuerzos de orugas para suelo quebradizo (a) rectangulares (b) trapezoidales.

De igual manera que para los cálculos en arena seca, aquí también se establecieron tres puntos estratégicos de la oruga para realizar los cálculos: X= 500 mm(centro de la oruga), X= 1000 mm(zona delantera de la oruga), X= 0 mm(zona trasera de la oruga). El análisis comparativo de las Tensiones Cortantes (τ) en los distintos puntos de de la oruga al variar el desplazamiento debido al corte (j) se muestra a continuación

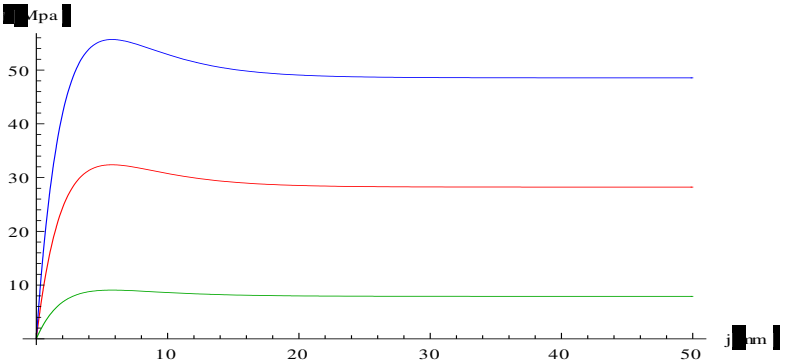


Figura 10 *Tensión Cortante (τ), Azul: para x=1000 mm, Rojo: para x=500 mm, Verde: para x=0 mm.*

Observando la Figura 10, las tensiones cortantes varían con el desplazamiento y con el punto de análisis. Nótese que las tensiones de corte aumentan al aumentar el desplazamiento hasta alcanzar un valor máximo (τ_{MAX}), al que le corresponde un desplazamiento de corte (j_m), luego de alcanzar este valor los esfuerzos cortantes disminuyen hasta el valor residual (τ_{RES}), es decir, que se verifica que el

terreno posee un comportamiento del tipo quebradizo. En la zona delantera de la oruga se obtienen valores de tensión cortante mayores que los que se obtienen en la zona media y estos a su vez son mayores que los que se obtienen en la zona trasera, como se puede corroborar en la gráfica.
Los valores de la Tensión Normal (σ) para los distintos puntos de la oruga (zonas central, delantera y trasera) al variar el deslizamiento (i) de 0,05 a 0,95 en intervalos de 0,05 dan los mismos resultados que para el caso de arena seca, dado que la distribución de presión entre el suelo y la oruga no cambia al variar el terreno, pues esta no depende de las variables del terreno sino de la forma en la que se distribuye el peso del vehículo sobre las orugas. La fuerza tractiva (F) y la resistencia longitudinal (R) en las distintas zonas de la oruga (central, delantera y trasera) al variar el desplazamiento debido al corte (j) se muestran en la Figura 11.

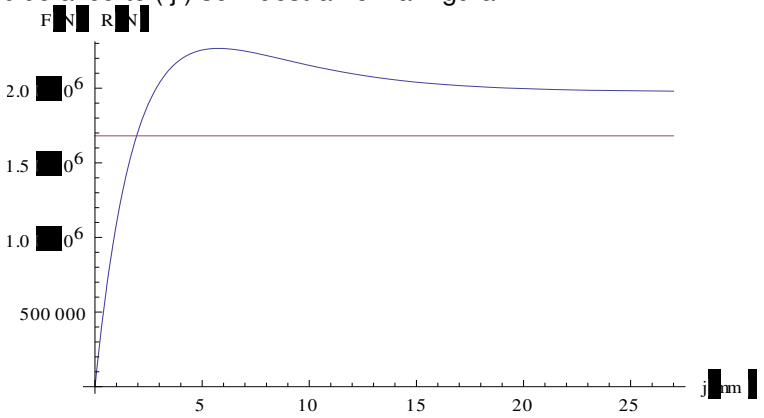


Figura 11 Fuerza Tractiva (F) y Resistencia Longitudinal (R) vs Desplazamiento (j)
Azul: Fuerzas Tractivas (F=F1=F2=F3), Violeta: Resistencia Longitudinal (R)

Para cada valor de desplazamiento debido al corte (j) se tiene un valor de esfuerzo tractivo correspondiente, que es independiente de la zona que estemos analizando y es por ello que ($F=F_1=F_2=F_3$). En el caso de utilizar el vehículo a orugas con refuerzos rectangulares en suelo de concreto se recomienda que el valor del desplazamiento sea mayor que 1.942 mm, pues a partir de dicho valor la fuerza tractiva (F) es mayor que la resistencia longitudinal (R) que ofrece el terreno, la cual es constante para todo punto de análisis de la oruga (x) y para todo valor de desplazamiento. Como conclusión de este análisis se puede afirmar que el vehículo orugas con refuerzos rectangulares no tendrá problemas para circular sobre suelo de concreto bajo la geometría y características constructivas del mismo, siempre y cuando se tengan valores de desplazamiento j > 1.942 mm, lo cual es posible siempre y cuando la velocidad de rotación de cada oruga sea mayor o igual que 5.02 rad/seg. Esto puede verse en la Figura 12.

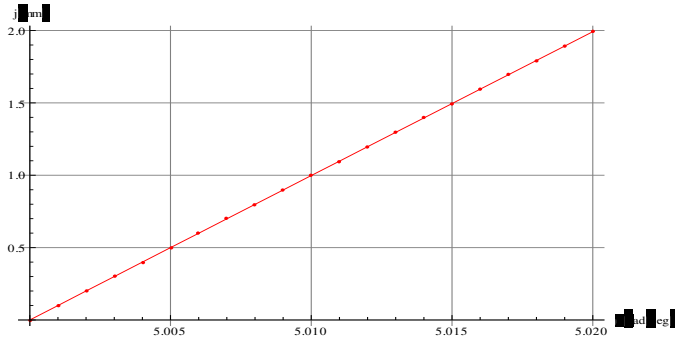


Figura 12 *Desplazamiento (j) vs Velocidad de rotación de la oruga (ω).*

2.2.2. Cálculos con orugas que poseen refuerzos en forma de trapecio equilátero.

Los datos del terreno (CONCRETO) para orugas con refuerzos con forma de trapecio equilátero son f_m=0.959; f_s=1.138; j_m=3.75 mm; μ_x= 0.7. Los datos del robot a oruga: r =10 cm; b = 70 cm; a = 7 cm; D = 100 cm; B = 77 cm; W = 980 N; e_y = 0; e_x =12 cm; V= 50 cm/seg.

Las constantes de suelo fueron obtenidas de la Tabla 4.3 de [3] y son las constantes que corresponden al caso de experimentar con suelos de concreto y orugas con refuerzos en forma de trapecio equilátero, de altura de refuerzo H = 3 cm, como los que se muestran en la Figura 9(b).
De igual manera que para los cálculos en Arena seca, aquí también se establecieron tres puntos estratégicos de la oruga para realizar los cálculos: X=500 mm (centro de la oruga), X=1000 mm (zona delantera de la oruga), X= 0 mm;(zona trasera de la oruga). Un análisis comparativo de las Tensiones Cortantes (τ) en los distintos puntos de de la oruga al variar el desplazamiento debido al corte (j) se muestra en la siguiente figura:

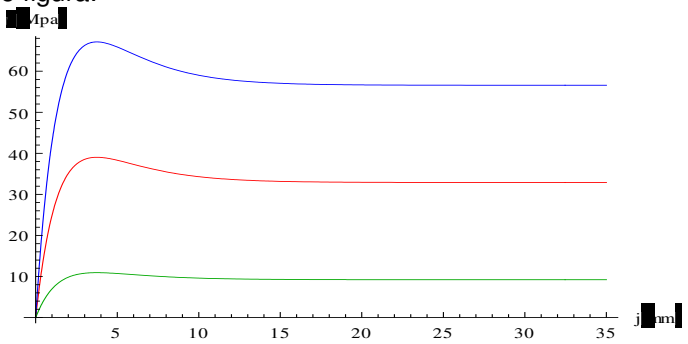


Figura 13 *Tensión Cortante (τ), Azul: para x=1000 mm, Rojo: para x=500 mm, Verde: para x=0 mm.*

Como se puede ver en la Figura 13, las tensiones cortantes varían con el desplazamiento y con la posición de análisis. Se desea resaltar que las tensiones de corte aumentan al aumentar el desplazamiento hasta que alcanzan un valor máximo (τ_{MAX}), al cual le corresponde un desplazamiento de corte (j_m), luego de alcanzar este valor los esfuerzos cortantes disminuyen hasta valar denominado residual (τ_{RES}), es decir, que se verifica que el terreno posee un comportamiento del tipo quebradizo. En la zona delantera de la oruga, los valores de tensión cortante son mayores que los de la zona media y estos a su vez son mayores que los que se obtienen en la zona trasera. Los valores de la Tensión Normal (σ) para los distintos puntos de la oruga (zona central, delantera y trasera de la misma) al variar el deslizamiento (i) de 0.05 a 0.95 en intervalos de 0.05, dan los mismos resultados que para el caso de arena seca, dado que la distribución de presión entre el suelo y la oruga no cambia al variar el terreno, pues esta no depende de las variables del terreno sino de la forma en la que se distribuye el peso del vehículo sobre las orugas. Las conclusiones de la tensión normal para los distintos puntos de la oruga son las mismas que las dadas para el caso de arena seca. En la Figura 14 se muestra la fuerza tractiva (*F*) y de la resistencia longitudinal (*R*) en las distintas zonas de la oruga (central, delantera y trasera de la misma) al variar el desplazamiento debido al corte (j).

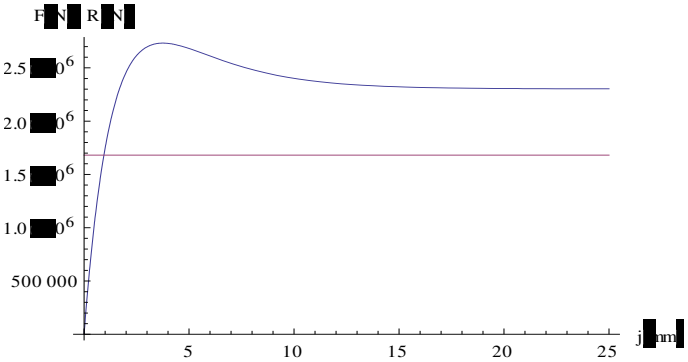


Figura 14 *Fuerza Tractiva (F) y Resistencia Longitudinal (R) vs Desplazamiento (j)*
Azul: Fuerzas Tractivas (F=F1=F2=F3), Violeta: Resistencia Longitudinal (R)

Para cada valor de desplazamiento debido al corte (j) se tiene un valor de esfuerzo tractivo correspondiente, que es independiente de la zona analizada y es por ello que $F=F_1=F_2=F_3$. En el caso de utilizar el vehículo a orugas con refuerzos en forma de trapecio equilátero en suelo de concreto se recomienda que el valor del desplazamiento j >0.95 mm, pues a partir de dicho valor la fuerza tractiva

(F) es mayor que la resistencia longitudinal (R) que ofrece el terreno (la cual es constante para todo punto de análisis de la oruga (x) y para todo valor de desplazamiento). Como conclusión de este análisis se puede afirmar que el vehículo orugas con refuerzos en forma de trapecio equilátero no tendrá problemas para circular sobre suelo de concreto bajo la geometría y características constructivas del mismo, siempre y cuando se tengan valores de desplazamiento j >0.95 mm, lo cual es posible siempre y cuando la velocidad de rotación de cada oruga sea mayor o igual que 5.0096 rad/seg. A continuación se realiza una comparación entre las fuerzas tractivas y la resistencia longitudinal para orugas con refuerzos de forma rectangulares y orugas con refuerzos de forma de trapecio equilátero, al variar el desplazamiento.

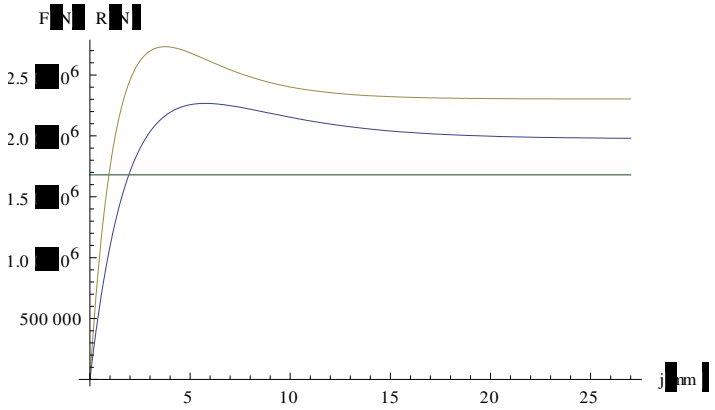


Figura 15 *Fuerza Tractiva para orugas con refuerzos rectangulares y trapezoidales vs Resistencia Longitudinal Azul: refuerzos rectangulares, Marrón: refuerzos trapezoidales, Verde: Resistencia Longitudinal (para ambos refuerzos)*

De la Figura 15 se desprende que si se emplean orugas con refuerzos en forma de trapecio equilátero, se obtiene mayor facilidad para circular sobre terrenos de concreto, es decir que una oruga con refuerzos de forma trapezoidal equilátera necesita menos velocidad de giro en las ruedas para circular sobre un suelo de concreto dado que el desplazamiento para el cual la fuerza tractiva es mayor que la resistencia longitudinal es menor.

2.3. Modificaciones en las dimensiones de las orugas.

A continuación se procede a realizar modificaciones en las dimensiones de las orugas (respecto al ancho de las mismas) para analizar como varia la fuerza tractiva y la resistencia longitudinal al variar dichas dimensiones y concluir de qué forma conviene modificarlas. Los cálculos se realizaron en base a un terreno del tipo plástico (Arena Seca).

2.3.1. Variación del ancho de las orugas.

Si el ancho de la oruga se duplica, es decir, si pasamos de a_1=70mm; a a_2=140 [mm], se obtendrán los siguientes resultados:

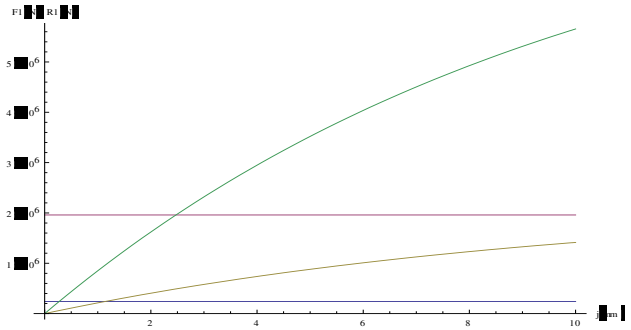


Figura 16 Fuerza Tractiva vs Resistencia longitudinal (para orugas de distintos anchos). Verde: Fuerza Tractiva con a_2=140 mm (F_2), Violeta: Resistencia Longitudinal con a_2=140 mm (R_2), Marrón: Fuerza Tractiva con a_1=70 mm (F_1), Azul: Resistencia Longitudinal con a_1=70 mm (R_1)

Si el ancho de la oruga aumenta, la resistencia longitudinal aumenta y la fuerza tractiva también lo hace, esto implica que el valor del desplazamiento debido al corte para el cual la fuerza tractiva es mayor que la resistencia longitudinal aumente (Figura 16), lo cual implica que se necesite mayor velocidad de rotación en las ruedas. Finalmente se concluye que se necesitara menor velocidad angular en las ruedas para que $F>R$ si se utiliza (en suelo de concreto) orugas de menor ancho.

3. CONCLUSIONES.

Se explicó la dinámica del vehículo con orugas y los modelos utilizados para realizar las simulaciones, luego se desarrollaron las teorías de Bekker y Oída las cuales permitieron establecer las relaciones que existen entre el esfuerzo tractivo, la distribución de presión del suelo, el esfuerzo cortante a lo largo de la oruga y la resistencia longitudinal que ofrece la superficie. Este análisis se realizó para dos tipos de suelos distintos: uno del tipo plástico (Arena Seca) y el otro del tipo quebradizo (Concreto). Para el caso del terreno quebradizo el análisis a su vez se realizó para dos diseños distintos de orugas (con refuerzos de forma rectangulares y con refuerzos de forma trapezoidal equilátera). De dichos cálculos se ha observado que el comportamiento de una oruga cambia si se varían sensiblemente los diseños de las mismas. Como se mostró en este trabajo, una oruga con refuerzos de forma trapezoidal equilátera necesita menos velocidad de giro en las ruedas para circular sobre un suelo de concreto. También se procedió a realizar modificaciones en las dimensiones de las orugas (respecto al ancho de las mismas) para analizar como varia la fuerza tractiva y la resistencia longitudinal al variar dichas dimensiones y concluir de qué forma conviene modificarlas.

4. REFERENCIAS.

[1] Kanarat A. (1999). "*Modeling and Simulation of a Multi-Unit Tracked Vehicle*", PhD Dissertation. Virginia Polytechnic Institute and State University. EEUU.
[2] Wong, J.Y. (2001). "*Theory of ground vehicles*". 3ed. John Wiley and Sons. New York, EEUU.
[3] Muro T. y O'Brien J. (2005). "*Terramechanics*", Ed. Balkema.
[4] Trott M. (2006). "*The Mathematica GuideBook for Numerics*". Ed. Springer Science - Business Media, Inc, Alemania.

Agradecimientos
Los autores de este trabajo desean agradecer a la Secretaría de Ciencia y Tecnología de la Universidad Tecnológica Nacional la financiación recibida en el marco del proyecto 25/B023 del programa de incentivos.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

CÁLCULO DA POTÊNCIA REQUERIDA NA AGITAÇÃO USANDO UM VISCOSÍMETRO MISTURADOR

Battaglini, Neusa Maria Pavão*, *Coutinho, Ana Paula Cerino*[1]

Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho", Faculdade de Ciencias – Depto.de Física.
Av. Luiz Edmundo Carrijo Coube, 14-01, 17033-360-Bauru(SP)- Brasil
neusapb@fc.unesp.br
[1] Universidade do Sagrado Coração. anapaulacerino@ig.com.br

RESUMO.

Este trabalho teve como objetivo verificar o modelo matemático que melhor se ajusta ao cálculo da potência obtida por um sistema de agitação que frequentemente é usado como viscosímetro misturador. O sistema de agitação, viscosímetro misturador, é composto por um tanque, uma âncora e por uma unidade de medidas que fornece os valores da rotação, do torque obtido indiretamente no eixo do impelidor e da viscosidade. O extrato de tomate adquirido no mercado local e sem nenhum tratamento adicional foi usado durante a agitação para a determinação da potência. O produto foi agitado no intervalo de 0,67 a 2,83 rps. Usando um computador com *software* específico e com uma interface obtive-se o torque (M) no eixo do impelidor e a rotação do impelidor (N). A potência experimental (P) foi calculada pela expressão: $P = MN$. A potência teórica foi calculada usando modelos matemáticos encontrados na literatura que utilizam o Número de Reynolds modificado, $N^*_{\mathrm{Re}} = N_{\mathrm{Re}}\left[\left(d/D\right)/0{,}394\right]^{1/2}$, e a do Número de Reynolds para fluidos que obedecem a lei da potência, $N_{\mathrm{Re}_{lp}} = \left(d^2 N^{2-n}\rho\right)/\left(Kk_s{}^{n-1}\right)$. A análise dos resultados obtidos experimentalmente e teoricamente indicaram que a equação $P = NP\rho N^3 d^5$ foi a que melhor se ajustou às curvas experimentais.

Palabras Claves: potência, agitação, reologia, viscosidade

1. INTRODUÇÃO.

A maioria das operações nas indústrias requer a agitação do produto para obter a mistura de líquidos, formação de dispersões, transmissão de calor ou a uniformização de temperatura e é efetuada por diferentes tipos de impelidores. O cálculo da potência para sistemas de agitação é "de fundamental importância para o processo e o dimensionamento do sistema"[1]. "A necessidade de se calcular o consumo de potência durante a mistura não é somente pelas considerações econômicas, mas também pelo fato que as mudanças no torque indicam mudanças em todo o modelo de escoamento do tanque"[2].

O viscosímetro misturador é um tipo de viscosímetro rotacional pouco comum, mas com grande aplicação nas indústrias de alimentos, sendo muito utilizado para a avaliação do comportamento de fluidos dependentes do tempo e de fluidos com partículas grandes ou de substâncias que apresentam problemas com sedimentação de partículas [3]. Com um impelidor adequado, pode-se evitar a desvantagem do pequeno espaço da câmara de um viscosímetro rotacional de uso comum e minimizar os efeitos da sedimentação e da separação dos produtos [4]. Esse tipo de viscosímetro foi usado, também, para determinar a potência consumida durante uma operação de mistura [5].

Quando se utiliza um misturador, a potência (P) é calculada pela relação entre o torque (M) no eixo do impelidor e a rotação dos agitadores (N):

$$P = MN \tag{1}$$

A relação entre a potência consumida por um agitador, as propriedades físicas do líquido, a velocidade do agitador e suas características dimensionais é expressa pela função:

$$P/\ \rho N^3 d^5 = f\left(N d^2 \rho/\ \mu\right) \tag{2}$$

Onde: d é o diâmetro do impelidor, N é a rotação do impelidor, ρ é a densidade e μ a viscosidade.

O termo $P/\ \left(\rho N^3 d^5\right)$, coeficiente de arraste nos sistemas em agitação, é conhecido como Número de Potência $\left(N_P\right)$ e o segundo termo da Equação (2), é chamado Número de Reynolds (N_{RE}) e é um indicador da presença ou ausência de turbulência em sistemas agitados.

O Número de Reynolds pode ser ajustado por um fator que correlaciona as geometrias do vaso e do impelidor, resultando no Número de Reynolds Modificado $\left(N^*_{\mathrm{Re}}\right)$ [6]:

$$N^*_{RE} = N_{RE}\left[\frac{\left(d/D\right)}{0{,}394}\right]^{1/2} \tag{3}$$

Para fluidos não-newtonianos que obedecem a Lei da Potência [7], o Número de Reynolds é calculado pela expressão:

$$N_{RE_{LP}} = \frac{d^2 N^{2-n}\rho}{K k_s^{\,n-1}}\ , \tag{4}$$

A potência requerida, em um sistema de agitação, para a região definida no intervalo $100 \leq N_{Re} \geq 6000$ pode ser escrita como:

$$P = N_p \rho N^3 d^5 \tag{5}$$

Os valores do Número de Potência dependem do modelo do impelidor e de seus fatores geométricos. Para a âncora e a fita helicoidal, nas regiões de fluxo laminar e de transição, dentro de seus limites de validade estabelecidos, [8] o Número de Potência pode ser calculado pela Equação (6):

$$N_P = \frac{A'}{N_{\mathrm{Re}}} + C_2 \frac{L}{d}\left(\frac{10^3 + 1{,}2N_{\mathrm{Re}}^{\,0{,}66}}{10^3 + 3{,}2N_{\mathrm{Re}}^{\,0{,}66}}\right) \tag{6}$$

onde:

$$A' = C_1 \frac{L}{d}\left(\frac{D}{c}\right)^{0{,}45} \tag{7}$$

$c = \frac{D-d}{2}$ é a distância entre as pás e a parede do tanque;

L é o comprimento dos braços do impelidor,

C_1 e C_2 são constantes

Para a âncora, com $N_{Re} \leq 30$, o segundo termo da Equação (6) pode ser desprezado.

Para a região onde $30 \leq N_{Re} \geq 100$, a potência pode ser calculada pela Equação (8):

$$P = \quad A' N^2 d^3 \mu_a \tag{8}$$

Para a região de fluxo laminar ($N_{Re} < 30$), onde a força inercial pode ser desprezada em relação a força viscosa e especificamente para fluidos não-newtonianos com características pseudoplástico [9], tem-se a Equação (9):

$$P = \quad A' k_s^{\,n-1} K N^{1+n} d^3 \tag{9}$$

O valor de k_s pode ser calculado pela Equação (10);

$$k_s = \left[37 - 60\left(1 - \frac{d}{D}\right)\right](1-n) \tag{10}$$

A potência consumida em um sistema de agitação não depende somente das características reológicas do produto, mas também do tipo de impelidor, de sua rotação e da geometria do sistema. Também há uma relação entre a potência e o Número de Reynolds, explicando o efeito da viscosidade quando as forças viscosas são predominantes. Este trabalho teve como objetivo verificar o modelo matemático que melhor se ajusta ao cálculo da potência requerida por um sistema de agitação que frequentemente é usado como viscosímetro misturador.

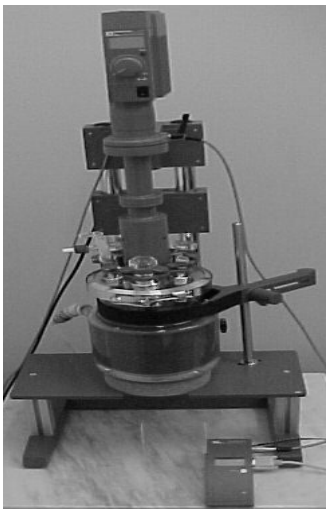
1.1. Materiais e métodos

1.1.1 Fluidos

Os fluidos utilizados foram os extratos de tomate de duas marcas obtidos no comércio local. As amostras, de um mesmo lote, foram estocadas à temperatura ambiente até a utilização nos ensaios.

1.1.2. Sistema de agitação

O sistema de agitação ou viscosímetro misturador foi o modelo power control-visc P7, composto por um recipiente com volume útil de 2 L, por um impelidor do tipo âncora centrado e introduzido verticalmente no tanque e por uma unidade de medida. A Figura 1 mostra o sistema de agitação e o impelidor do tipo âncora. Os dados referentes à geometria do impelidor e do sistema de agitação estão nas Tabelas 1 e 2 respectivamente. O tanque de agitação tem uma jaqueta de condicionamento térmico com circulação externa para um banho termostático que mantém a temperatura de trabalho definida pelo operador e indicada por um termopar colocado no interior da amostra. A unidade de medidas fornece os valores do torque obtido indiretamente no eixo do impelidor. O sistema é interligado a um *software* específico e uma interface que registra os dados de forma automática, e fornece instantaneamente as curvas de fluxo de viscosidade, da rotação e do torque.



(a)



(b)

Figura *1* (*a) Sistema de agitação; (b) Impelidor: âncora.*

Tabela 1 Dimensões do impelidor do tipo âncora

diâmetro (d), mm	140
altura (H), mm	126
diâmetro do impelidor(d) / diâmetro do tanque (D): d/D	0,93
espaçamento entre o impelidor e o tanque: $c = (D-d)/2$,mm	5

Tabela 2 Características do misturador ou sistema de agitação

volume útil , l	2,0
temperatura máxima de trabalho ,℃	230
pressão máxima, bar	1
Vácuo, mbar	25
faixa de rotação, 1/s	0,13 – 4,83
diâmetro interno do tanque, mm	150
altura do costado, mm	210
Superfície de troca térmica	Jaqueta
Impelidor	Âncora plana

1.1.3. Viscosímetro Brookfield

Foi usado o viscosímetro Brookfield modelo LVDV-II+ para as medidas reológicas.

1.1.2. Método

As medidas reológicas foram obtidas com um viscosímetro de cilindros concêntricos, Brookfield usando o sensor Adaptador Spiral à taxas de deformações que variaram de 0,34 a 3,38 s^{-1} durante um minuto para cada rotação e à 25ºC. Os ensaios foram realizados em triplicata sendo os valores da tensão de cisalhamento utilizados correspondentes a média dos valores experimentais. Com os valores da tensão de escoamento e da taxa de deformação foi construída a curva de fluxo para cada produto. As curvas foram ajustadas, por regressão linear, ao modelo da lei da potência, representado pela Equação (11):

$$\tau = K\gamma^n \tag{11}$$

onde K é o índice de consistência e n o índice de escoamento.

As amostras de extrato de tomate colocadas, separadamente, no tanque do sistema foram submetidas à agitação e o sistema operado no intervalo de 0,67 a 4,67 rps com o tempo de 60s para cada rotação. A temperatura foi controlada por um termopar com precisão de ± 0,1℃ colocado no interior das amostras e mantida com um banho termostático, à 25℃. Em todos os ensaios, a altura do nível do fluido foi fixada como sendo igual ao diâmetro do tanque. Usando uma interface e um computador, com software específico, obtivemos o torque (M) no eixo do impelidor, a rotação (N) do impelidor . A potência experimental (P) foi calculada pela Equação (2). Para o cálculo da potência usando a expressão teórica encontrada na literatura foram usados os valores da densidade calculada experimentalmente e do número de Reynolds modificado[2] que relaciona as geometrias do vaso e do impelidor e, então, foram construídas as curvas correspondentes da potência em função da rotação. O valor da viscosidade aparente usada no cálculo do número de Reynolds assim como o levantamento das características de fluxo do produto foram determinados pelo viscosímetro rotacional *Brookfield.*

2. Resultados e discussão.

2.1.1. Parâmetros reológica

As propriedades reológicas foram determinadas pelo reograma construído a partir dos dados fornecido pelo viscosímetro *Brookfield.*

Tabela 3 Parâmetros do modelo para a lei da potência.

	Produto 1	**Produto 2**
K (cP)	26871	36458
η	0,177	0,176
R^2	0,9936	0,98242

2.1.2. Cálculo da Potência

Para o cálculo da potencia teórica foi usado os valores da densidade e dos parâmetros reológicos dos extratos de tomate apresentados na Tabela 4. Os valores do índice de consistência (K)e do índice de escoamento (n) foram obtidos experimentalmente com o Viscosímetro Brookfield. O Número de Reynolds foi calculado pelas Equações (3) e (4) e a constante k_s pela Equação (10). Os valores para cada rotação estão na Tabela 5.

Tabela 4 Características reológicas dos produtos.

	Produto 1	**Produto 2**
densidade específica (g/cm^3)	1,12	1,13
K (cP)	26871	36458
η	0,177	0,176
Viscosidade aparente (cP)	$26871(\lambda)^{-0823}$	$36458(\lambda)^{-0824}$

Tabela 5 Valores do Número de Reynolds modificado (N^*_{RE}) modificado e Número de Reynolds para os fluidos que obedecem a lei da potência $(N_{RE_{LP}})$

N (rpm)	**Produto 1**		**Produto 2**	
	N^*_{RE}	$N_{RE_{LP}}$	N^*_{RE}	$N_{RE_{LP}}$
40	5.84	8.97	4.36	6.69
50	8.78	13.49	6.55	10.06
60	12.24	18.80	9.14	14.04
70	16.21	24.90	12.11	18.60
80	20.67	31.76	15.45	23.74
90	25.62	39.36	19.15	29.42
100	31.05	47.70	23.21	35.66
110	36.94	56.75	27.61	42.42
120	43.29	66.51	32.36	49.72
130	50.09	76.96	37.45	57.54
140	57.34	88.09	42.87	65.86
150	65.03	99.91	48.62	74.69
160	73.15	112.4	54.69	84.02
170	81.69	125.5	61.09	93.86

O número de Reynolds calculado pela Equação (3) relaciona a geometria do sistema de agitação e a Equação (4) é empregada para fluidos que obedecem a lei da potência. Como o número de Reynolds calculado foi menor que 130, os produtos apresentaram regime laminar e de transição.

A constante de proporcionalidade (k_s) está relacionada com as características do impelidor e do produto. Usando a Equação (10) foram calculados os valores de k_s para cada produto apresentados na Tabela 6. Os resultados obtidos estão de acordo com os valores encontardos por Rao, 1999 para um sistema de agitação com âncora.

Tabela 6 Valores de k_s.

	k_s
Produto 1	26,99
Produto 2	27,03

A taxa de deformação média $(\dot{\gamma}_m)$ foi calculada para cada rotação pela Equação (12) e a viscosidade aparente (μ_a) pela Equação (13). Os resultados estão na Tabela 7.

$$\dot{\gamma} = k_s N \tag{12}$$

$$\mu_a = K\dot{\gamma}^{n-1} \tag{13}$$

Tabela 7 Valores da taxa de deformação média e da viscosidade aparente

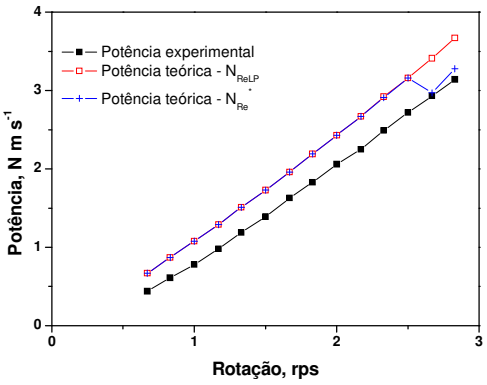
N (rpm)	Produto 1		Produto 2	
	$\dot{\gamma}_m$ (s^{-1})	μ_a (cP)	$\dot{\gamma}_m$ (s^{-1})	μ_a (cP)
40	17.99	2490.73	18.02	3365.51
50	22.49	2072.86	22.52	2800.25
60	26.99	1784.04	17.03	2409.64
70	31.49	1571.47	31.53	2122.21
80	35.99	1407.92	36.04	1901.09
90	40.48	1277.85	40.54	1725.25
100	44.98	1171.72	45.05	1581.79
110	49.48	1083.22	49.55	1462.31
120	53.98	1008.45	54.06	1361.14
130	58.48	944.16	58.56	1274.26
140	62.98	888.29	63.07	1198.78
150	67.47	839.26	67.57	1132.53
160	71.97	795.85	72.08	1073.87
170	76.47	757.12	76.58	1021.55

Com os dados do sistema de agitação (Tabelas 2 e 3), das características reológicas dos produtos (Tabela 4), dos números de Reynolds (Tabela 5) e da taxa de deformação (Tabela 6) foram calculadas a potência teórica pelas Equações (5), (8) e (9). O valor da constante A' para o sistema de agitação foi 219,94. Os valores da potência teórica para os extratos de tomate estão na Tabela 8.

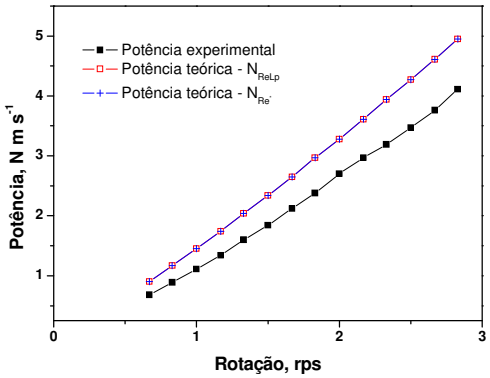
Tabela 8 Valores da potência teórica

N (rpm)	P ($N.ms^{-1}$)			
	Produto 1		Produto 2	
	para $N_{RE_{LP}}$	para N^*_{RE}	para $N_{RE_{LP}}$	para N^*_{RE}
40	0.67	0.67	0.90	0.90
50	0.87	0.87	1.17	1.17
60	1.08	1.08	1.45	1.45
70	1.29	1.29	1.74	1.74
80	1.51	1.51	2.04	2.04
90	1.73	1.73	2.34	2.34
100	1.96	1.96	2.65	2.65
110	2.19	2.19	2.97	2.97
120	2.43	2.43	3.28	3.28
130	2.67	2.67	3.61	3.61
140	2.92	2.91	3.94	3.94
150	3.16	3.16	4.27	4.27
160	3.41	2.97	4.61	4.61
170	3.67	3.28	4.95	4.95

As Figuras 3(a) e 3(b) mostram as curvas da potência experimental e da potência teórica determinadas de acordo com os valores do número de Reynolds calculados pela Equações (3) e (4).



(a)



(b)

Figura 3. Potência experimental e teórica em função da rotação para o produto 1.

A potência experimental, para o produto 1 apresentou desvio de 25% e 23% em relação a potência teórica calculada usando N_{Re}^{*} e N_{ReLP} respectivamente. Para o produto 2 obtivemos desvio de 25% em relação à potência teórica.

A potência teórica também foi calculada usando a Equação (5) para todas as faixas de Número de Reynolds. Para o cálculo do Número de Potência (N_p) foi usada a Equação (6), sendo que para $N_{Re} \leq 30$ o segundo termo foi desprezado. A Figura 4 mostra as curvas da potência experimental e da potência teórica calculada com o Número de Reynolds modificado $\left(N_{\mathrm{Re}}^{*}\right)$e do Número de Reynolds que obedece a lei da potência $\left(N_{\mathrm{Re}\,Lp}\right)$ em função da rotação.

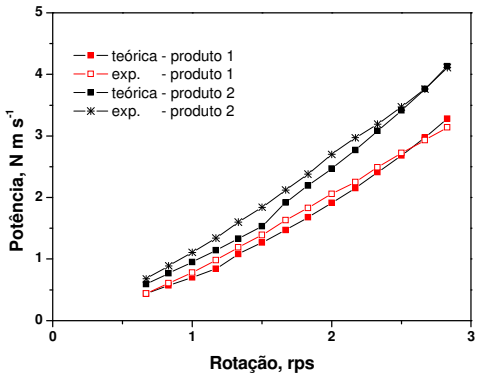


Figura 4. Potência experimental e teórica em função da rotação para os produtos 1 e 2.

A potência experimental obtida para o produto 1apresentou em relação a potência calculada com $\left(N_{\mathrm{Re}}^{*}\right)$ $e\left(N_{\mathrm{Re}\,Lp}\right)$ desvio entre os pontos de 6,82 e 38% respectivamente. Para o produto 2, o desvio também foi menor qaundo o cálculo da potência é usado $\left(N_{\mathrm{Re}}^{*}\right)$, obtened 9,%. A partir das análises

feitas pode-se concluir que o Número de Reynolds modificado é o que melhor se ajusta ao cálculo da potência.

3. CONCLUSÕES.

A análise dos resultados obtidos experimentalmente e teoricamente indicaram que a equação $P = NP\rho N^3 d^5$ foi a que melhor se ajustou às curvas experimentais. O Número de Reynolds modificado $N^*_{RE} = N_{RE}\left[\frac{\left(d/D\right)}{0{,}394}\right]^{1/2}$ apresentou melhor resultado no cálculo da potência.

4. REFERENCIAS.

[1] Ulbreach, J. J.; Patterson, G. K.(1985). "Mixing of Liquids by Mechanical Agitation". *Gordon and Breach Science Publishers. 343 p.* New York.

[2] Fryler, P. J., Pyle, D. L. e Rielly, C. D. (1997) *Chemical Engineering for the Food Industry.* London, Champman & Hall,

[3] Steffe, J.F. (1992). *Rheological Methods in Food Process Engineering.* East Lansing: Freeman Press.

[4] Rao, M. A. (1975). "Measurement of Flow Properties of Food Suspensions with a Mixer". *Journal of texture Studies. v6, p. 533-539.* New York.

[5] Metzner, A.B. e Otto, R. E.(1975) "Agitation of non-newtonian fluids". *The Chemical Engineering Journal. n3, p.3-10.* Czechoslovakia:

[6] Bird, R.B. , Stewart, W. E., Lightfoot, E.N. (1960). *Transport Phenomena*. Jhon Willey & Sos, New York.

[7] Fryler, P. J., Pyle, D. L. e Rielly, C. D. (1997) *Chemical Engineering for the Food Industry.* Champman & Hall. London,

[8] Deák, A. Havas, G. S., Awinsky, J. (1985) "The power requirements for anchor, ribbon and helical -screw agitators". *International Chemical Engineering*. v. 25 n. 3 july

[9] Rao, M. A . (1999). *Rheology of fluid and semisolid food: principles and applications.* Aspen Publishers, Inc., 1999. 433 p.

Agradecimentos

Os autores deste trabalho agradecem à FAPESP – Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo. Brasil

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

CONSUMO DE POTÊNCIA NA AGITAÇÃO DE FLUIDOS DE VISCOSIDADES DIFERENTES

Battaglini, Neusa Maria Pavão*, Pintão, Carlos Alberto Fonzar, Nichiata, Henry Yuji, Hochgreb, Antonio de Freitas Neto

Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho", Faculdade de Ciencias – Depto.de Física.
Av. Luiz Edmundo Carrijo Coube, 14-01, 17033-360-Bauru(SP)- Brasil
neusapb@fc.unesp.br

RESUMO.

Neste trabalho avaliou-se a relação entre a potência requerida e a potência entregue pelo sistema ao eixo durante a agitação em fluidos de viscosidades diferentes. O sistema de agitação utilizado foi o modelo power control-visc P7, composto por um recipiente de 2 L, por uma âncora colocada centrada e verticalmente no recepiente e por uma unidade de medidas. Os óleos vegetais de soja e de amendoim foram agitados no intervalo de 0,67 a 4,67 rps e a temperatura foi mantida com um banho termostático à 40℃. Usando uma interface e um computador com *software* específico interligado ao sistema de agitação obteve-se o torque (M) no eixo do impelidor e a rotação (N). A potência (P) foi calculada pela equação $P = MN$. A potência entregue ao eixo (P_E) e a potência requerida (P_R) efetivamente usada e a rotação foram colocadas em um gráfico e as curvas foram ajustadas na forma da equação $P = \lambda N^c$. A partir das expressões obtidas calculou-se o consumo efetivo da potência em relação a potência entregue ao eixo pelo sistema. A análise dos dados experimentais permitiu concluir que a potência efetivamente requerida na agitação foi maior para o óleo de maior viscosidade.

Palabras Claves: potência, agitação, viscosidade

1. INTRODUÇÃO.

A maioria das operações nas indústrias requer a agitação do produto para obter a mistura de líquidos, formação de dispersões, transmissão de calor ou a uniformização de temperatura. A escolha do impelidor para efetuar essa operação deve estar baseada no conhecimento da energia transferida por ele ao fluido. O conhecimento da interação entre as propriedades do fluido e a geometria do sistema de agitação como uma função da potência consumida é fundamental para a escolha do impelidor. O impelidor do tipo âncora não é indicado para agitar fluidos reologicamente complexos [1]. Os impelidores especiais como a âncora, a fita helicoidal e o parafuso são frequentemente utilizados na mistura ou agitação de fluidos altamente viscosos. O uso desses impelidores em fluidos de baixa viscosidade não é previsto na literatura, mas atualmente, eles têm sido empregados quando o produto de viscosidade relativamente baixa exigir uma âncora ou fita helicoidal para raspar a superfície de troca térmica e diminuir a resistência convectiva interna aumentando a transferência de calor. A âncora produz escoamento tangencial e geralmente trabalha em baixas rotações, apresentando escoamento laminar ou de transição. Quando um sistema opera na região de fluxo laminar, a viscosidade do fluido afeta a potência consumida, enquanto que na região turbulenta, é a densidade que mais tem maior influência no consumo de potência. O interesse em calcular o consumo de potência durante a mistura não é somente pelas considerações econômicas, mas também, pelo fato que as mudanças no torque indicam mudanças no modelo de escoamento do tanque [2].

Para o dimensionamento de um sistema de agitação, o fator mais importante é a potência exigida pelo sistema em uma rotação especifica devido às necessidades da carga, sendo que essas relações podem ser representadas pela Equação geral:

$$P = \lambda N^{c} \tag{1}$$

onde:

P é a potência total requerida pelo sistema, W;

λ e c são constantes determinadas experimentalmente e

N é a rotação do impelidor, rps.

Estudos têm mostrado o uso de um sistema de agitação como viscosímetro misturador nas indústrias de alimentos para caracterização do comportamento de fluidos dependentes do tempo e de fluidos com partículas grandes ou de substâncias que apresentam problemas com sedimentação de partículas [3]. Muitos produtos alimentícios são suspensões e suas propriedades de fluxo precisam ser determinadas para avaliar os efeitos dos diferentes métodos de processos ou fatores como a potência requerida durante uma mistura/agitação e a perda de carga em tubos de escoamento [4]. Esse tipo de viscosímetro pode ser usado para determinar a potência consumida durante a mistura [5].

Quando se utiliza um misturador, a potência (P) é calculada pela relação entre o torque (M) no eixo do impelidor e a rotação dos agitadores (N) [3]:

$$P = MN \tag{2}$$

Este trabalho teve como objetivo avaliar a relação entre a potência requerida e a potência entregue pelo sistema ao eixo durante a agitação em fluidos de viscosidades diferentes.

2. MATERIAIS E MÉTODOS.

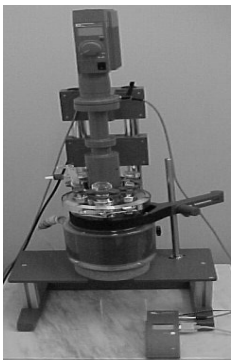
2.1 Fluidos

Os fluidos utilizados foram os óleos vegetais refinados de soja e de amendoim adquiridos no mercado local e sem nenhum tratamento adicional. Os óleos vegetais são utilizados como óleo de cozinha,

como lubrificante, em pintura, em cosméticos, em produtos farmacêuticos, na iluminação, como combustível (biodiesel ou puro) e para usos industriais. Atualmente, há um aumento na demanda de mercado por óleos vegetais das mais diversas fontes naturais, destacando-se as aplicações em derivados alimentícios da formulação de produtos em que a viscosidade é um parâmetro fundamental para a caracterização e textura até a transformação e obtenção de ésteres a partir de triglicerídeos, ou ainda o emprego dos óleos vegetais diretamente na formulação de combustíveis minerais [6] [7].

2.2. Sistema de agitação

O sistema de agitação ou viscosímetro misturador foi o modelo power control-visc P7, composto por um recipiente com volume útil de 2 L, por um impelidor do tipo âncora centrado e introduzido verticalmente no tanque e por uma unidade de medida. A Figura 1 mostra o sistema de agitação e o impelidor tipo âncora. Os dados referentes à geometria do impelidor e do sistema de agitação estão nas tabelas 1 e 2 respectivamente. O tanque de agitação tem uma jaqueta de condicionamento térmico com circulação externa para um banho termostático que mantém a temperatura de trabalho definida pelo operador e indicada por um termopar colocado no interior da amostra. A unidade de medidas fornece os valores do torque obtido indiretamente no eixo do impelidor. O sistema é interligado a um *software* específico e uma interface que registra os dados de forma automática, e fornece instantaneamente as curvas de fluxo de viscosidade, da rotação e do torque.



(a)



(b)

Figura *1* (*a) Sistema de agitação; (b) Impelidor: âncora.*

Tabela 1 Dimensões do impelidor do tipo âncora

Diámetro (d), mm	140
Altura (H), mm	126
(diâmetro do impelidor / diâmetro do tanque): d/D	0,93
espaçamento entre o impelidor e o tanque: $c = (D-d)/2$, mm	5

Tabela 2 Características do misturador ou sistema de agitação

volume útil , L	2,0
temperatura máxima de trabalho,℃	230
pressão máxima, bar	1
vácuo, mbar	25
faixa de rotação, 1/s	0,13 – 4,83
diâmetro interno do tanque, mm	150
altura do costado, mm	210
superfície de troca térmica	Jaqueta
Impelidor	Âncora plana

2.2. Métodos

Os óleos de soja e de amendoim foram colocados, separadamente, no tanque e o sistema operado no intervalo de 0,67 a 4,67 rps com o tempo de 60s para cada rotação. A temperatura foi controlada por um termopar com precisão de ± 0,1°C colocado no interior dos óleos e mantida com um banho termostático, à 40°C. Em todos os ensaios, a altura do nível do fluido foi fixada como sendo igual ao diâmetro do tanque. Usando uma interface e um computador, com software específico, obtivemos o torque (M) no eixo do impelidor, a rotação (N) do impelidor e a viscosidade (μ) dos óleos vegetais. A potência (P) foi calculada pela Equação (2).

A potência entregue ao eixo (P_E) e a potência requerida (P_R) efetivamente usada e a rotação foram colocados em um gráfico e as equações correspondentes a cada curva ajustadas na forma da Equação (1) onde λ e c são constantes características do sistema agitador e do fluido. A partir das expressões obtidas calculou-se a relação entre a potência requerida em relação a potência entregue ao eixo pelo sistema.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO.

3.1. Caracterização reológica dos óleos vegetais

Na Figura 1 são apresentados os valores da viscosidade em função da rotação para os óleos de amendoim e de soja à 40ºC. A partir das curvas pode-se observar uma variação significativa nos valores da viscosidade caracterizando um comportamento não-newtoniano.

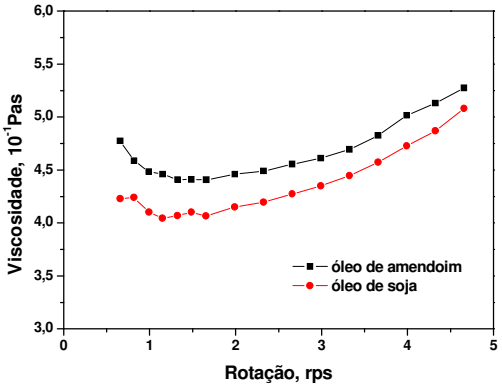


Figura 2 *Diagrama de viscosidade em função da rotação.*

3.2. Potência consumida

A potência experimental foi calculada pela Equação (2) e apresentada em forma gráfica na Figura 3. O modelo matemático de regressão escolhido para representar as curvas da Figura 3 estabeleceu a relação entre os valores experimentais da potência e a rotação de acordo com a Equação (1) e estão apresentados na Tabela 3. A análise de regressão linear obteve um coeficiente de correlação (R^2) 0,9999 para o óleo de amendoim e 0,9995 e para o óleo de soja.

Tabela 3 Relações obtidas pela análise de regressão linear.

Óleos	**Potência entregue (W)**	**Potência requerida (W)**	$(P_R)/(P_E)$
soja	$P = 1{,}02(N)^{1{,}24}$	$P = 0{,}070(N)^{1{,}76}$	$0{,}068(N)^{0{,}52}$
amendoim	$P = 1{,}03(N)^{1{,}23}$	$P = 0{,}078(N)^{1{,}73}$	$0{,}076(N)^{0{,}50}$

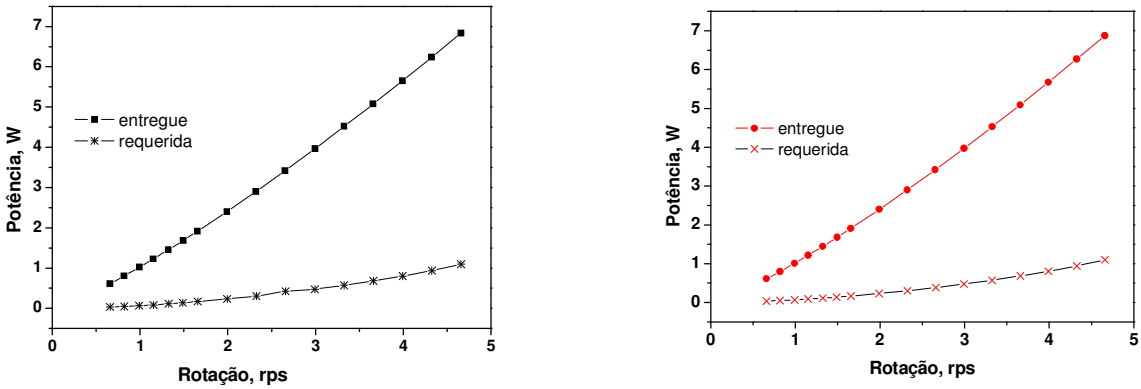


Figura 3 Valores da potência em relação à rotação para os óleos vegetais: (a) amendoim, (b) soja

A Figura 4 apresenta as curvas da potência requerida em relação à potência entregue ao eixo pelo sistema em função da rotação do impelidor**.**

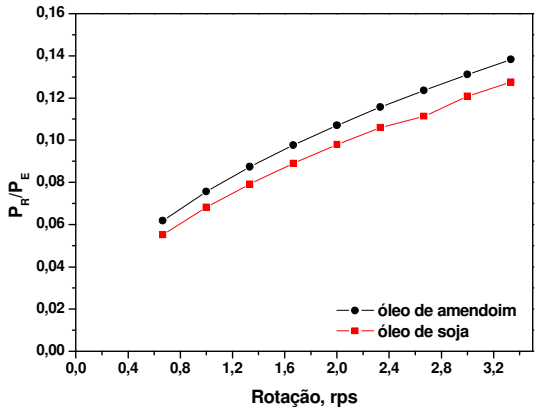


Figura 4 Potência requerida em relação a potência entregue ao eixo pelo sistema em função da rotação do impelidor.

A análise dos dados experimentais mostrou que, embora o sistema de agitação entregue, dentro dos erros experimentais, a mesma potência ao impelidor quando operando nos dois fluidos, a potência efetivamente requerida na agitação do óleo de amendoim foi maior.

4. CONCLUSÕES.

No intervalo $0{,}67 \leq N \leq 4{,}67$ rps que foi estudada a agitação, verificou-se que a curva característica do comportamento da potência em função da rotação obedece a expressão do tipo $P = \lambda N^c$. A potência requerida na agitação foi maior para óleo de maior viscosidade.

5. REFERENCIAS.

[1] Hirata, Y.; Aoshima, Y. (1994). "Flow characteristic and power consumption in na agitated shear-thinning plastic fluid". *Icheme Symposium. Nº 136, p. 415-422.*

[2] Ulbreach, J. J.; Patterson, G. K.(1985). "Mixing of Liquids by Mechanical Agitation". *Gordon and Breach Science Publishers. 343 p.* New York.

[3] Steffe, J.F. (1992). *Rheological Methods in Food Process Engineering.* East Lansing: Freeman Press.

[4] Rao, M. A. (1975). "Measurement of Flow Properties of Food Suspensions with a Mixer". *Journal of texture Studies. v6, p. 533-539.* New York.

[5] Metzner, A.B. e Otto, R. E.(1975) "Agitation of non-newtonian fluids". *The Chemical Engineering Journal. n3, p.3-10*. Czechoslovakia:

[6] Santos, J. C.; Santos, I. M. G.; Souza, A. G. (2005)."Effect of heating and cooling on rheological parameters of edible vegetable oils". *Journal of Food Enginnering, v,67,n.4,p.401*

[7] Conceição, M. M. et al. (2005). "Rheological Behavior of Castor Oil Biodiesel". *Energy & Fuels, v. 19, n. 5, p. 2185-2188.*

Agradecimentos

Os autores deste trabalho agradecem à FAPESP – Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo. Brasil

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

DISEÑO Y CALCULO DE UNA MÁQUINA PARA LA FABRICACIÓN DE BLOQUES DE HORMIGÓN.

Bustamante, Gustavo A.[1], Heidenreich, Elvio A.[2]

[1,2]Universidad Nacional de Lomas de Zamora, Facultad de Ingeniería.
Ruta 4 - Km. 2 - Lomas de Zamora (CP 1832)
[1]gustavo.131289@gmail.com.
[2]elvioh@gmail.com

RESUMEN

En el presente trabajo se describe el procedimiento de diseño y cálculo resistente de una máquina para la fabricación de bloques prensados de hormigón, la cual consiste de, molde y pisón de bloques, estructura de soporte, mecanismos de izaje, comandos hidráulicos y mecanismos de movimiento. Se verifica el diseño utilizando cálculos clásicos y se lo mejora usando elementos finitos.
Tiene como objetivo determinar la resistencia de las partes y mejorar el desempeño estructural y funcional de la misma.
En una primera etapa se hizo el diseño CAD de la máquina, pasando luego a su predimensionamiento usando cálculos clásicos. En esta etapa se dimensionaron todos los elementos constituyentes, descomponiendo la máquina en sistemas equivalentes.
En una segunda etapa se hizo un modelo tridimensional simplificado de dicha máquina usando elementos finitos unidimensionales (vigas/barras) de manera de tener una representación más exacta del sistema, lo cual nos llevo a introducir ciertas modificaciones al diseño.
En una tercera etapa se hizo un modelo tridimensional de placas de todas las partes constituyentes del sistema y se estudió en detalle las uniones de los diferentes componentes de la misma. Además se realizó el análisis de las uniones soldadas, cálculo de los accionamientos y componentes hidráulicos y el mecanismo de movilidad.
En la etapa final se hizo un análisis de modos propios de manera de verificar que la vibración introducida al molde no afecte al sistema.
El presente trabajo sirve para construir la máquina, enumerar las tareas de diseño y cálculo, como así también evaluar las distintas herramientas de software disponibles, tanto comerciales como libres.
Los software libres usados fueron, Salome-meca, Code_Aster, Octave y Mefi y los comerciales fueron SolidWorks y Femap-Nx Nastran.

Palabras Claves: software libre, análisis de estructuras, vigas y placas, modos propios, elementos finitos.

1. INTRODUCCIÓN

La máquina propuesta en el proyecto estará destinada a la producción de bloques de hormigón vibrados y prensados. En este trabajo se presentarán los estudios y cálculos correspondientes a fin de verificar la resistencia para las solicitaciones que se presentan en el uso de la misma.

En este tipo de máquinas tanto el vibrado como el compactado tienen como finalidad aumentar la densidad del bloque moldeado, al mismo tiempo que se fabrica un bloque más resistente pero con menores proporciones de cemento, elemento el cual en la mayoría de los casos es el más costoso.

En el caso de la vibración, se pueden distinguir entre las altas vibraciones y las bajas introducidas a la mezcla, se ha comprobado que a mayores frecuencias de vibración el tiempo de vibrado así como la amplitud de la vibración disminuyen mientras las características del bloque mejoran. Para frecuencias de vibración menores el tiempo durante el cual se debe vibrar la mezcla aumenta y aumentan relaciones de cemento[1]. En definitiva esto será de interés dependiendo el tipo de proyecto productivo que se pretenda llevar a cabo; en el presente diseño se opta por un sistema que funcionará para una frecuencia que se considera baja (menor a 3000 rpm.) y se complementa con el compactado generado por el pistón de bloques.

En la primera etapa del proyecto se hizo ingeniería inversa sobre máquinas existentes en el mercado. A partir de ello se realizó un diseño CAD aproximado usando SolidWorks [2].Luego se empezó con el cálculo de la estructura preliminar diseñada. Se dividió la máquina en partes simples para poder hacer cálculos simplificados. Para cada parte se usó un método o software específico. Los métodos y software usados se detallan a en el punto 2 Materiales y Métodos.

Como es bien sabido el *Método de Elementos Finitos*(MEF) permite resolver un modelo matemático que aproxima la solución del problema. En la actualidad el MEF es cada vez más utilizado en el diseño y el cálculo en ingeniería ya que resuelve una infinidad de problemas que debido a su complejidad no son posibles de resolver por otros métodos. En el presente trabajo se realizará la simulación de varios modelos utilizando estados de carga estáticos y realizando análisis modales o de modos de vibración de la estructura usando MEF.

En la sección 2 (Materiales y Métodos) se describe brevemente cada uno de los métodos usados y en la parte 3 (Resultados) se detallan los resultados y los distintos tipos de métodos son comparados, de tal manera de obtener un método de diseño óptimo.

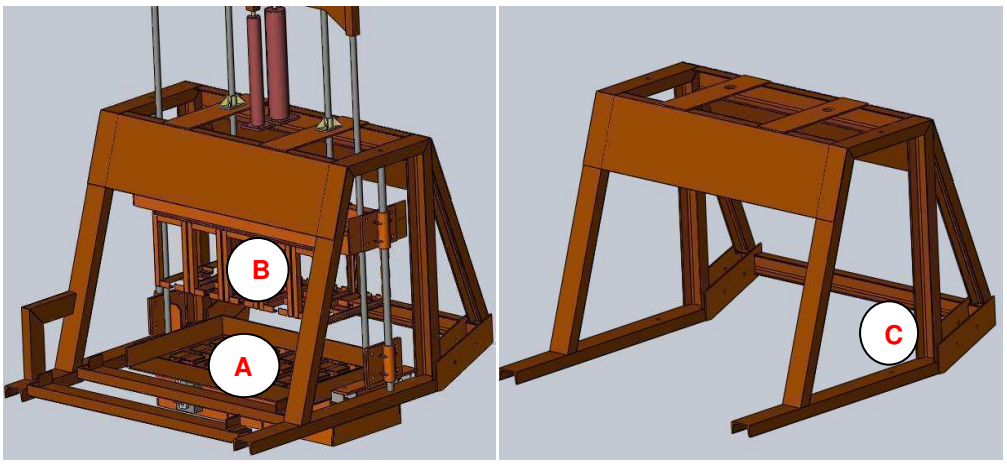


Figura 1 – *Detalle bloquera y elementos a estudiar, A – molde de bloques B – Pisón de bloques, C – Estructura de la Bloquera.*

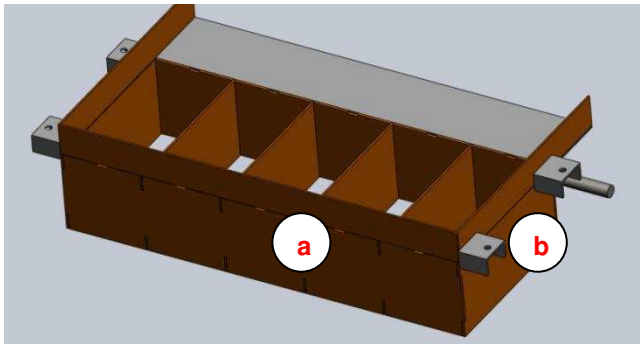


Figura 2- *Molde de bloques sin interiores*

2. MATERIALES Y MÉTODOS:

En esta sección describiremos brevemente los métodos de cálculo usado en el desarrollo de la bloquera, resaltando las virtudes de cada uno.

2.1 Métodos Matriciales.

Con estos métodos se hizo un predimensionamiento de la estructura resistente de la máquina (ver Figura 1). Se usó una estructura compuesta por vigas las cuales permitan estimar todos los esfuerzos en los elementos intervinientes. Se desarrolló un código 2D en QtOctave [3] para su cálculo. Dichos resultados fueron verificados utilizando el software de uso libre MEFI [4]

Para analizar el sistema en estudio suponiéndolo compuesto por vigas, se llega a tener que resolver un sistema de la forma:

$$[K]\{S\} = \{P\} \tag{1}$$

Donde: $[K]$ representa la matriz de rigidez del sistema, $\{S\}$ representa el vector de los desplazamientos y $\{P\}$ son las cargas externas aplicadas al sistema (para la expresión de estos vectores y matrices ver referencia [5]). Una vez calculados los desplazamientos, se hace un postproceso y se calculan todos los esfuerzos. Con este método se calcularon los laterales de la estructura (ver Figura 1c*).*

2.2 Método de Grashoff

Este método permite el cálculo de placas planas realizando algunas simplificaciones. Se entiende por placa al sólido paralepípedo en el que una de sus dimensiones es mucho menor que las otras dos (esta dimensión es llamada espesor). Entre las superficies de las dos dimensiones mayores se encuentra el plano medio de la placa.

Para la estimación del método se supone a la placa dividida en franjas de ancho unidad paralelas a los ejes o los lados de la placa (suponiéndolas como vigas), y se igualan los desplazamientos en la intersección de estas supuestas vigas [6].Estas obedecen a la siguiente ecuación:

$$flecha = \frac{5}{384} * \frac{p_y * {l_y}^4}{D} \tag{2}$$

donde,

$$p_y = \frac{{l_x}^4}{{l_x}^4 + {l_y}^4} * p \quad y \quad D = \frac{E * t^3}{12 * (1 - v^2)}, \tag{3}$$

l_x y l_y son las dimensiones de la placa, p presión, *E* modulo de Young, t espesor y v coeficiente de Poisson.

Con este método se calcularon las placas del molde suponiendo una carga distribuida uniforme (Ver Figura 2a y b).

2.3. Método de elementos finitos.

El MEF es un método numérico que aproxima las ecuaciones diferenciales parciales que gobiernan el fenómeno en estudio. Para la resolución se divide la geometría en una serie de elementos(discretización), quedando de esta manera el cuerpo dividido en partes no intersectadas, cada una de estas partes está unida a las restantes mediante los "nodos" y el conjunto de elementos y nodos que discretizan el dominio se llama malla [7].

Para la resolución se han usado el software comercial Femap/Nastran y el libre Salome-Meca/Code_Aster [8] utilizando sus herramientas de pre y post proceso. En el caso de los modelos realizados en Salome-Meca/Code_Astersemodelaron utilizando elementos tridimensionales en los que sólo se observó la deformación producida. En cambio en los modelos realizados en Femap/Nastran, se modelaron componentes con placas planas otros como vigas (barras de desplazamiento), para contacto se usaron elementos gap (para simular el contacto suelo/estructura) y elementos rígidos (para unión).

2.3.1 Cálculo estático

En este estudio se analizaron el molde, el pisón y la estructura, teniendo en cuenta el esfuerzo generado durante el compactado de la mezcla. En el molde (Figura *2 y 4*), la presión que se generará será de 1,4 kg/cm^2, mientras que en la estructura y el pisón (Figuras *8 y 7* respectivamente) se generará una fuerza de 2000 kg. Distribuida según se muestra en las citadas figuras.

2.3.2 Análisis de modos

Dichos análisis tienen por finalidad determinar los modos de vibración de una estructura bajo condiciones de vibración libre sin considerar los efectos del amortiguamiento, lo cual puede expresarse mediante la ecuación,

$$[M] * \{\ddot{\delta}(t)\} + [K] * \{\delta(t)\} = \{0\} \quad (4)$$

Un análisis modal permite encontrar los modos propios de la estructura y a partir de ellos determinar el comportamiento de la misma para distintos tipos de carga dinámica. Aparte de los modos propios, se encuentra la "masa modal efectiva" siendo ésta una manera de juzgar la importancia de determinada frecuencia de vibración. La masa modal efectiva indica el porcentaje de la masa que efectivamente se está excitando para determinada frecuencia. Se puede demostrar, que la suma de las masas efectivas de todos los modos de vibración es igual a la masa total de la estructura movilizada. La importancia de este concepto radica en que permite establecer un criterio para determinar el número de modos de vibración que se deben incluir en el análisis.

Se puede establecer que pueden considerarse modos con contribución significativa aquellos para los que la suma de las masas efectivas de los *"n"* primeros modos considerados sea superior al 90% de la masa movilizada [9].

3. RESULTADOS

Para el diseño de todo el conjunto que conforma la máquina se utilizó acero SAE 1010 ya que tiene buenas características mecánicas, es soldable y lo principal es que se consigue en el mercado.

3.1 Estructura de Vigas

Se realiza el cálculo del marco utilizando QtOctave, planteando las ecuaciones correspondientes a las vigas en estudio. Analizando para el perfil UPN 100 de su lado de menor inercia y convirtiendo según corresponda los ejes generales a los ejes locales de las vigas.





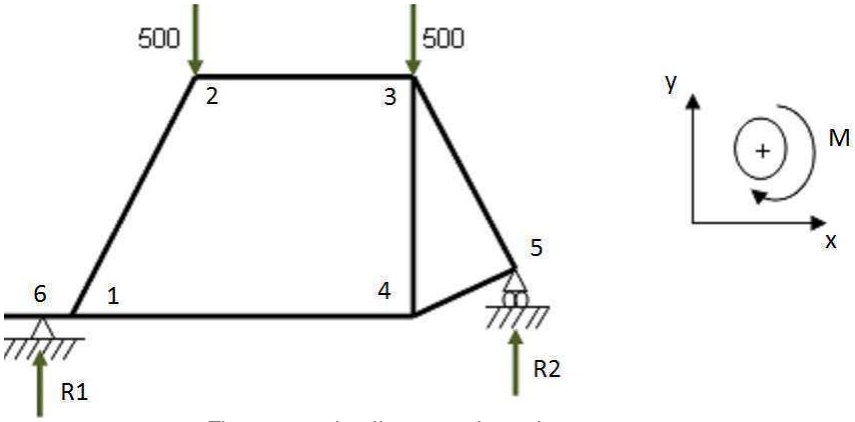


Figura 3 – *detalle marco lateral estructura*

Tabla 1 – *Resultados obtenidos marco plano Qtoctave*

Barra i - f	Axil [Rx] en Kg (i)	Axil[Rx] en Kg (f)	Corte[Ry] en Kg (i)	Corte[Ry] en Kg (f)	Momento [M] (i)	Momento [M] (f)
1 - 4	-239.84	239.84	-67.26	67.26	-38.39	-18.77
6 - 1	0.00	0.00	-413.15	413.15	0.00	61.97
1 - 2	537.91	-537.91	28.49	-28.49	-23.57	-0.158
2 - 3	239.84	-239.80	-19.58	19.58	0.158	-9.952
3 - 4	-11.65	11.65	19.50	-19.50	6.99	8.607
5 - 3	557.00	-557.00	-3.80	3.80	1.296	0.00
4 - 5	-232.86	232.86	-31.12	31.12	10.16	0.00

Se realiza el cálculo del marco software educativo MEFI. Analizando para el perfil UPN 100 de su lado de menor inercia.

Tabla 2 – *Resultados obtenidos marco plano MEFI*

Barra i - f	Axil [Rx] en Kg (i)	Axil[Rx] en Kg (f)	Corte[Ry] en Kg (i)	Corte[Ry] en Kg (f)	Momento [M] (i)	Momento [M] (f)
1 - 4	244.48	244.48	-66.38	-66.38	-38.17	18.25
6 - 1	0.00	0.00	418.6	418.6	0.00	62.79
1 - 2	-542.31	-542.31	-29.59	-29.59	24.61	-1.22
2 - 3	-244.44	-244.44	-15.01	-15.01	-1.22	-8.72
3 - 4	-15.66	-15.66	18.15	18.15	-6.33	8.18
5 - 3	-548.24	-548.24	3.22	3.22	-2.39	-0.095
4 - 5	238.72	238.72	31.10	31.10	-10.06	0.095

La Tensión máxima obtenida en Mefi es de 545 kg/cm^2. La diferencia en los signos se debe a los diferentes sistemas de referencia adoptados.

3.2 Estructura de Placas

Se estimó la flecha en las placas pertenecientes a los elementos del molde; frontal, lateral externo, e interiores (*Ver* Figura2 a y b), utilizando el método de Grashoff. Donde δ_{max}, indica la flecha máxima en la placa en mm. Los resultados son:

- **Placa lateral externa*:*** se suponen dos bordes empotrados y los otros dos libres. Se somete a toda la cara a la presión de trabajo. La flecha máxima acontece en el centro de la placa.
  δ_{max} = 2,01 mm

- ***Placa frontal:*** se supuso la misma empotrada en dos extremos y libre en los restantes. δ_{max} = 0,432 mm
- ***Placa cara Interior:*** se estudia la cara mayor de uno de los interiores y se la supone rectangular (observar cierta conicidad del interior hacia la parte inferior Figura *5*). δ_{max} = 0,599 mm

3.3. Elementos finitos. Cálculo Estático

Los siguientes estudios fueron llevados a cabo con los software Femap/Nastran y Salome-Meca/Code_Aster. Donde se indican δ_{max} (flecha máxima) y s_{vm} (tensión de Von Mises).

3.3.1. Primer modelo Molde de bloques

Se detallan a continuación los distintos análisis efectuados y los resultados obtenidos.

Tabla 3 – *Resultados obtenidos del análisis del molde usando FEM*

Estudio/Condiciones de Contorno	Modelo	Programa	δ_{max} [mm]	s_{vm} [kg/cm2]
Análisis del molde, Figura (2 b). Se suponen empotrados dos lados, estando los restantes libres. La flecha máxima acontece en el centro.	Placas (lateral externo)	F-Nastran	2,008	2500
Idem anterior	Solido 3D (lateral externo)	Salomé Meca-CA	1,915	-----
Análisis del molde, Figura (2 a). Para este estudio se suponen empotrados las entallas, en donde serán soldadas las placas transversales.	Placas (frontal molde)	F-Nastran	0,138	1000
Idem anterior	Solido 3D (frontal molde)	Salomé Meca-CA	0,130	-----
Análisis del molde completo, *Figura 2 a y b*. Se encuentra empotrado en la parte superior del lateral externo. Se observa flecha máxima en laterales externos.	Placas (molde cajón)	F-Nastran	1,871	1700
Análisis del molde completo considerando interiores, Figura 4. Deformación máxima, acontece en el perfil de sostén de los interiores (se observa zona en rojo en la *Figura 4*).	Placas (molde completo)	F-Nastran	16,53	Supera tensión fluencia

En el análisis usando Femap –Nastran se usaron 137065 elementos CQUAD4, con 137 293 nodos.

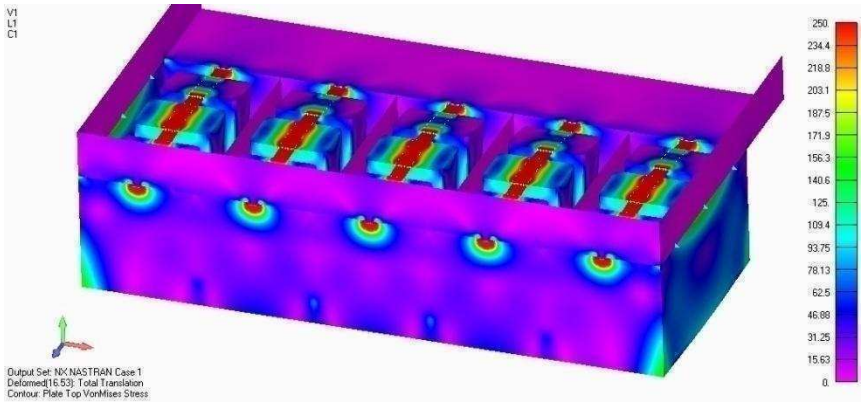


Figura 4 – *deformación y tensión VonMises molde completo (1er propuesta)*

3.3.2. Primer modelo interiores

En este modelo cada uno de los interiores mostrados en la Figura*5*, se denomina "caja". Cada caja está construida en chapa de 2 mm de acero SAE 1010. Las cajas se mantienen juntas mediante una planchuela de 25,4 x 5 mm.
Se realizarán dos tipos de estudios, el primero tiene que ver con la presión ejercida sobre todas las caras de las cajas y el segundo tiene que ver con una carga aplicada en la parte superior de los interiores (ver Figura 5), con lo que se pretende simular un desbalanceo del pisón de los bloques al momento del descenso y prensado. Se verifica el caso analizado en elementos finitos y mediante cálculo clásico del perfil que une los interiores. En ambos casos el estudio realizado es del tipo estático.

Tabla 4 - *Resultados obtenidos usando FEM*

Estudio/Condiciones de Contorno	Modelo	Programa	δ_{max} [mm]	s_{vm} [kg/cm2]
Se supone la parte superior de la caja empotrada y se le aplica la carga de presión	Solido 3D (caja sola)	Salomé Meca-CA	0,52	-----
Ídem Anterior.	Placas (caja sola)	F-Nastran	0,518	1800
El conjunto se supone empotrado en los extremos del perfil que las une (*Figura 5*). Se aplica presión a las caras de las cajas.	Placas (int. completo)	F-Nastran	16,41	Supera tensión fluencia
Se suponen los extremos del perfil empotrados y se aplica la carga en la parte superior de los interiores (Ver *Figura 5*).	Placas (interior completo)	F-Nastran	17,5	Supera tensión fluencia
Idem anterior, Usando calculo clásico [10]. Se le aplica un momento torsor deMt= 400kg*6.5cm = 2600 Kg.cm Se estiman la tensión tangencial y la normal	Cálculo clásico perfil	-----	-----	Tensiones superan tensión fluencia

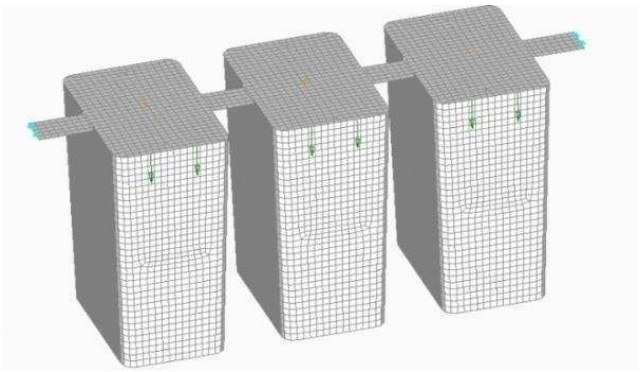


Figura 5 - *Interiores molde*

3.3.3.Molde completo segunda propuesta

Se realizó el estudio del molde completo, suponiendo empotramientos en las bases de los bujes (laterales superiores del molde) y el molde apoyado, según se muestra en la Figura 6.
Se realizaron refuerzos de manera mejorar la utilidad del molde, obteniéndose una flecha máxima de δ_{max} = 0,663 mm y una tensión de Von Mises de s_{vm}= 1700 kg/cm^2 la cual acontece en la zona de unión del perfil que une los interiores del molde al molde mismo.
Con la finalidad de disminuir las flechas y las concentraciones del molde, se colocaron refuerzos en toda la periferia del mismo.

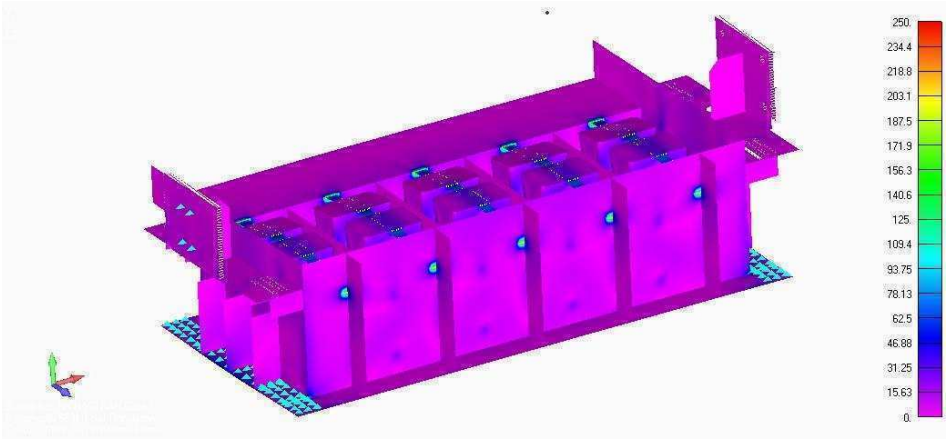


Figura 6 - *Deformación y tensión de Von Mises molde completo (2da propuesta) Observar refuerzos colocados en la periferia del molde.*

3.3.4. Pisón de bloques

Se trata del pisón de bloques encargado de compactar la mezcla del molde, se supone el caso estático para la presión de trabajo. Este está construido con perfiles ángulo en toda la parte inferior, una placa superior que los une y dos perfiles de refuerzo en la parte superior.
Para el cálculo se suponen empotramientos en la zona de los bujes (ver Figura7) y se aplica carga a los perfiles superiores y también una carga en los perfiles inferiores que simula la reacción provocada por la mezcla. En Femap-Nastran se usaron 87.107 elementos placas (CQUAD4) de cuatro nodos y 92.618 nodos.

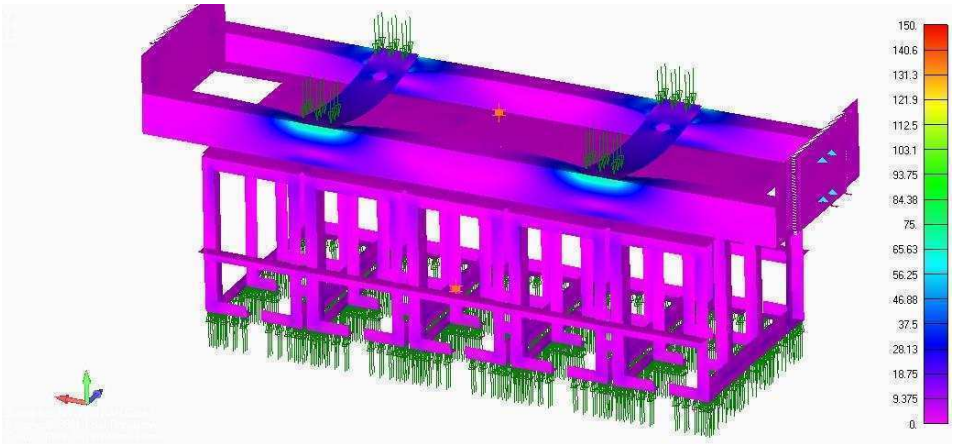


Figura 7 - *Deformación y tensión Von Mises Pisón bloques*

Produciéndose una flecha máxima de δ_{max} = 0,396 mmY una tensión de Von Mises s_{vm} = 1000 kg/cm2

3.3.5.Estructura

Para modelar la estructura se hizo un modelo de placas como el que se puede apreciar en la Figura 8. Dicho modelo consta de 39.552 elementos placas (CQUAD4) y 41.103 nodos. Se hizo un análisis estático con una carga de 2000 kg y empotrando las bases de las ruedas (Ver Figura 8).

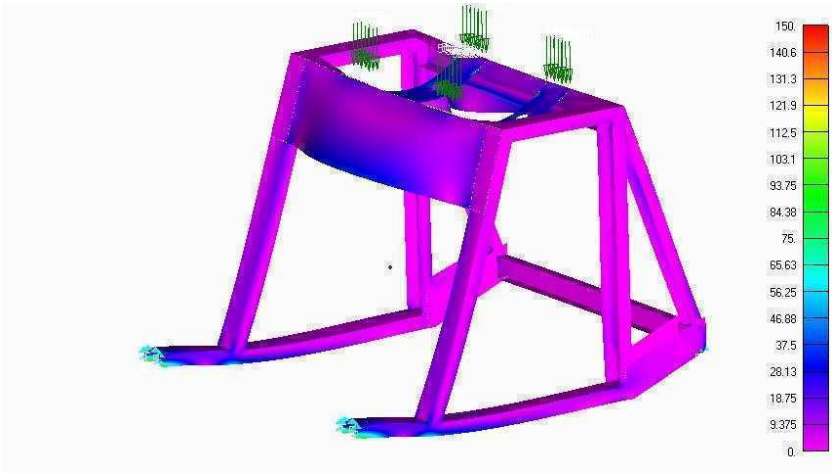


Figura 8 - *Deformación y tensión estructura bloquera*

Se puede observar que las tensiones que se presentan se mantienen muy por debajo del límite elástico del material utilizado. δ_{max} = 1,8 mm

3.4.Elementos finitos. Análisis de modos

Se trata del análisis de modos propios de vibración de la estructura (Figura 9 a y b). Dicho análisis tiene por finalidad estimar si la estructura completa se podrá desempeñar en su trabajo normal sin problemas. La frecuencia de interés es de 146.6 Hz $(2\,\pi\,1400/60)$y coincide con la frecuencia introducida al molde a través del mecanismo de vibración del mismo, el cual tiene por finalidad aumentar la densidad del bloque moldeado, al permitir una correcta distribución de la mezcla en el molde.

3.4.1.Primer análisis

De la Bloquera completa (Figura 9a), se puede observar para los primeros 10 modos las masas efectivas puestas en juego (ver tabla 5). Se supone el molde conectado al suelo mediante nodos Gap [11] trabajando a compresión en la zona de los refuerzos (periferia del molde).

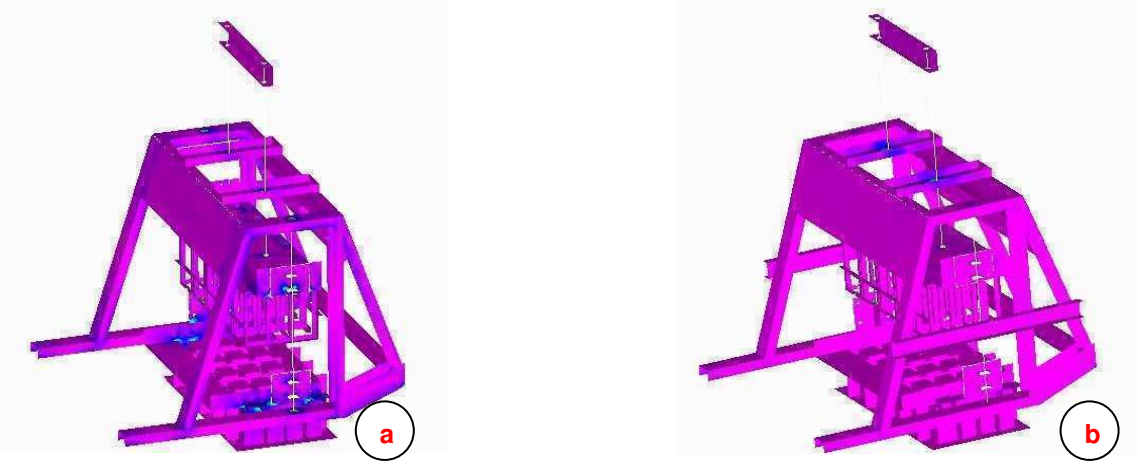


Figura 9 – *Análisis de modos de vibración bloquera completa, variantes de estructura analizada*

3.4.2.Segundo Análisis

Bloquera completa, mismo modelo que el caso anterior (Figura 9a), estudio de los 10 primeros modos de vibración, suponiendo las mismas condiciones del caso anterior con la diferencia que en

las zonas en las que se ubicaban los nodos gap, ahora se encuentra el molde empotrado (zona de los refuerzos). Las frecuencias están listadas en la *tabla 5*.

3.4.3.Tercer Análisis:
Colocando perfiles de refuerzo laterales y un refuerzo en el arco central (Figura 9b). Este análisis tiene en cuenta los primeros 10 modos propios, se trata de un modelo de estructura variante del anterior. Se supone al molde empotrado en los refuerzos laterales (bloquera lado inferior derecho Figura 9b), dejando el refuerzo del lado frontal del molde sin ninguna restricción. Las frecuencias están listadas en la *tabla 5*.

3.4.4.Cuarto análisis:
Considerando el 3er análisis (Figura 9b) y adicionándole al molde los 5 bloques (en este caso bloques de 20x20x40 normalizados de 2 tabiques) el cual se lo modeló como un sólido con una densidad equivalente a la del bloque real y se unió a las paredes internas del molde. Análisis efectuado para los 10 primeros modos propios de vibración (ver tabla 6).

3.4.4.1. (a)-Suponiendo el molde simplemente apoyado(en la zona de los refuerzos del molde, ubicados en la periferia del mismo), restringiendo giros en todas las direcciones. Unido con nodos gap desde el bloque del molde a nodos rígidos al suelo, compression stiffness(muy grande1.0E6), transversal stiffness(muy grande del orden 1.0E6).

3.4.4.2. (b)-Suponiendo el molde simplemente apoyado (en la zona de los refuerzos del molde, ubicados en la periferia del mismo), restringiendo giros en todas las direcciones. Unido con nodos gap desde el bloque del molde a nodos rígidos al suelo, compression stiffness (muy grande del orden 1.0E6), transversal stiffness(grande del orden 1.0E4).

3.4.4.3. (c)-Suponiendo el molde empotrado (en la zona de los refuerzos del molde, ubicados en la periferia del mismo). .

Tabla 5 –*Masas efectivas en los 10 primeros modos de vibración de los 3 primeros análisis*

Modos	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1er Análisis	20.63	29.29	33.64	37.76	46.66	48.59	50.98	59.09	65.66	69.80
Masa efec	85 %		7 %							
2doAnálisis	20.68	34.88	35.78	38.60	46.84	51.36	60.69	65.73	69.81	81.01
Masa efec	57 %									
3er Análisis	20.72	37.19	37.86	39.07	46.96	56.07	65.19	68.64	73.97	84.50
Masa efec	61 %									

En la tabla superior (tabla 5) se analizan dos tipos de estructuras, para la misma condición de vinculación (empotramiento).
Entre los análisis 1 y 2 (misma estructura tabla 5) se varían las condiciones de apoyo del molde, el primero empotrado solo en extremos inferiores del molde y el segundo con nodos gap en toda la parte inferior del mismo.

Tabla 6 –*Masas efectivas en los 10 primeros modos de vibración para el 4 análisis*

4to modelo (idem 3er modelo adicionando masa bloques y variando condiciones de apoyo del molde)										
(a) nodos gap	20.72	37.25	37.96	38.98	46.96	56.20	66.91	67.89	68.52	74.07
Masa efectiva	0 %						91 %			
(b)nodos gap	20.72	37.14	37.95	38.93	40.92	42.23	46.87	46.99	56.20	67.01
Masa efectiva	99 %									
(c) empotrado	20.72	21.16	26.59	34.40	37.40	37.94	38.84	40.00	46.96	51.86
Masa efectiva	84 %									

Los modelos que utilizan nodos gap, realizan el apoyo del molde en toda su parte inferior y trabajan a compresión y tienen valor de resistencia transversal, se propusieron 2 valores del mismo.
Como comparación los modelos 3ero (*tabla* 5) y el 4to "c" (*tabla* 6) representan el mismo modelo, pero el último adiciona la masa de los bloques. En ellos el molde se encuentra empotrado solo en los extremos y en el medio se encuentra libre.

CONCLUSIONES:

En el presente informe se muestran las distintas etapas en el diseño de una máquina, observándose distintas aproximaciones en cuanto a calidad de aproximación como en el tipo de herramienta utilizada (calculo clásico, software comercial y libre).
Teniendo en cuenta las características del material utilizado (SAE 1010) durante la simulación puede concluirse que:

- Para el estado de cargas estático solicitado la segunda propuesta del molde es la que mejores resultados obtuvo.
- En el caso del pisón de bloques puede concluirse que el modelo propuesto se comporta correctamente, ya que las tensiones obtenidas están dentro de los límites establecidos por el material.
- Se realizó la comparación entre los software Mefi y un programa propio en Qtoctave, se puede observar que los datos obtenidos en ambos casos presentan una pequeña variación en los mismos, dependiendo los signos de los valores obtenidos de las convenciones utilizadas en el planteo de las ecuaciones del sistema y de la precisión utilizada en cada caso.
- La estructura del marco realizada con Mefi y Qtoctave, presentan una tensión de Von Mises máxima de 545 kg/cm^2, comparándolo con el Modelo tridimensional de placas realizado con el software Nastran (ver Figura 8) Se puede observar que la tensión máxima de Von mises es de aprox. 560 kg /cm^2.
- La estructura propuesta (Figura 8) se desempeñó correctamente en los estudios estáticos, aunque se realizaron variantes a la estructura inicial tendientes a rigidizar el conjunto, y se analizaron los dos modelos de análisis para estimar modos de vibración (Figuras9 a y b).
- Se realizó la comparación entre los software Femap-Nastran y Salomé-Meca/Code Aster, observándose que para los casos analizados de geometrías pequeñas y no muy complejas como son las analizadas en el presente trabajo, que las flechas producidas se corresponden.
- En el caso del análisis modal, se trató de estimar la respuesta de la estructura bajo las condiciones descriptas durante la vibración de la misma, suponiendo distintas condiciones de vincular al molde con la base. Se tuvo en cuenta que la estructura se encontraba empotrada en todos los casos.
- Se pueden observar las diferencias presentadas teniendo en cuenta la forma de vincular el molde a la base en los análisis 1ro y 2do (tabla 5) a pesar de ser el mismo sistema, se observó que utilizando nodos gap trabajando a compresión en toda la periferia, el sistema se mantiene alejado de la frecuencia de interés (tabla 5, 1er análisis), mientras que en el 2do análisis, al vincular solo los extremos del molde dejando libre el centro (no restringiéndole el movimiento vertical), nada se puede asegurar debido a que para los modos estudiados no se alcanza el 90% de la masa efectiva.
- Se puede observar que bajo las mismas condiciones las dos estructuras propuestas se comportan de manera muy similar, corresponde a los análisis 2do y 3ro (ver tabla 5), donde se puede apreciar que para los 10 primeros modos no se logra alcanzar el 90 % de la masa efectiva, por lo cual no se podrá estimar si la misma se mantiene o no en una zona de seguridad respecto de la vibración que la solicitará. Es importante recordar que ambos casos el molde solo se empotró en los extremos quedando la parte media libre.
- Se puede observar que en los análisis 3ro y 4to "c", que representan la misma estructura, para éste último con el agregado de la masa de los bloques, que para los primeros 4 modos alcanza el 84 % de la masa efectiva (tabla 6, c), se compararon las situaciones

molde vacío (3er análisis) y lleno respectivamente (4to análisis) en cada uno de esos análisis.

- Se puede concluir que para el caso de los análisis modales, se deberán realizar correctos modelos que tengan en cuenta la correcta fijación del molde al suelo, esto considerando que el molde concentra una gran parte de la masa total de la máquina analizada. Dichos análisis tendrán por finalidad estudiar el comportamiento de la máquina mientras ésta se encuentra vibrando en vacío y con carga.

4. REFERENCIAS:

[1]http://www.alubrysanluis.com.ar
[2]Curso dictado por el Profesor Martín Torres. FIUNLZ.
[3] http://www.gnu.org/software/octave/index.html
[4] http://www.upct.es/~deyc/software/mefi.php
[5] http://es.wikipedia.org/wiki/Método_matricial_de_la_rigidez
[6] http://www-gmap.mecanica.ufrgs.br/html/sumulas/mec098/download/placas1.pdf
[7] Oñate, Eugenio (1995). Cálculo de Estructuras por el Método de Elementos Finitos, Análisis estático lineal. Barcelona. Segunda edición. CIMNE. Barcelona España.
[8]http://www.caelinux.com/CMS/.
[9] Edward L. Wilson (2002). Three-Dimensional Static and Dynamic Analysis of StructuresA Physical Approach With Emphasis on Earthquake Engineering. Computers and Structures, Inc.Berkeley, California, USA.
[10] Timoschenko, S. (1995). *Resistencia de materiales*. Editorial Espasa calpe - Madrid.
[11] Nx Nastran 8. *Quick reference guide.*
[12] Vazquez, Manuel; Lopez, Eloisa (2001). *El Método De Los Elementos Finitos Aplicado Al análisis Estructural*. Editorial Noela – Madrid.
[13] http://www.caelinux.org/wiki/index.php/Main_Page.
[14]Leslie A. Olsen and Thomas N. Huckin (1991). *Technical Writing and Professional Communication*. Mc Graw Hill, Inc.

AGRADECIMIENTOS:
Los autores de este trabajo desean agradecer al Grupo VDS, en concepto de facilitar el uso de software de diseño y simulación Femap-Nastran y a la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Lomas de Zamora (FI UNLZ) por facilitar el uso de herramientas informáticas.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012





Características fluodinámicas y de transferencia de masa gas-líquido para el mezclado del sistema aceite-hidrógeno con un agitador monolítico

Sánchez M., Jhon F.*; Tonetto, Gabriela M.; Damiani, Daniel E.

Planta Piloto de Ingeniería Química, PLAPIQUI-UNS-CONICET.
Camino "La Carrindanga" km 7, CP8000, Bahía Blanca, Argentina.
**jsanchez@plapiqui.edu.ar*

RESUMEN.

Se analizaron las condiciones de operación de dos sistemas de agitación con monolitos de vidrio como paletas. Se realizaron mediciones experimentales empleando como fluidos, hidrógeno y aceite de girasol comercial. En dos tanques de 1 y 2 dm^3, conteniendo ¼ y 1 dm^3 de aceite respectivamente, equipados con agitadores monolíticos se determinaron y compararon el consumo de potencia, torque y velocidad de agitación. Los datos obtenidos se analizaron a través de modelos para flujo bifásico en pequeños canales y se compararon con resultados presentados en la literatura.

Palabras Claves: Monolitos, mezclado, aceite-hidrógeno, flujo bifásico.

UTN.BA
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO DOCENTE DEL AREA MECANICA DE LAS INGENIERIAS
FoDAMI

1. INTRODUCCIÓN

Los reactores de tanque agitado, se usan ampliamente en diferentes procesos industriales que incluyen operaciones de mezclado en sistemas multifase y transferencia de masa gas-líquido-sólido. Aunque la agitación mecánica se considera una operación estudiada y entendida en muchos aspectos, las constantes innovaciones tecnológicas, la optimización, diseño y escalado de equipos y procesos, hacen necesarios y motivan nuevos estudios. Estos permitirían entender las complejas características fluodinámicas y de transporte que se presentan en los sistemas reactivos de tres fases [1]. Este es el caso de los agitadores monolíticos, estos sistemas que en su funcionamiento son similares a agitadores de paletas perforadas, constituyen una alternativa a los reactores convencionales para sistemas de varias fases.

Un proceso que requiere condiciones particulares de mezclado y que actualmente se está revisando con el propósito de optimizar su producción y modificar su selectividad, es la hidrogenación catalítica de aceite vegetal. Una posibilidad de mejorar el rendimiento del proceso es el uso de catalizadores monolíticos. Su implementación permitiría eliminar las etapas de filtrado, usar metales más selectivos para la reacción y operar a temperaturas menores.[2] Pero, el uso de reactores con agitador catalítico no ha sido aún de aplicación a gran escala y en general, los trabajos publicados se enfocan principalmente en la preparación de los catalizadores. Son pocos los estudios sobre los aspectos hidrodinámicos o las posibilidades industriales del sistema.

En este trabajo se estudiaron las características de mezclado en tanques con agitadores monolíticos sin reacción, para el sistema aceite-hidrógeno. El propósito es analizar las condiciones de flujo en los canales y estimar adecuadamente la velocidad superficial. Se presentan resultados experimentales relacionados con el flujo bifásico en monolitos de vidrio. Los datos obtenidos se analizan usando modelos propuestos en la literatura para este tipo de sistemas.

2. REACTOR CON AGITADOR MONOLÍTICO

En estos reactores, el agitador convencional se ha sustituido por una estructura cerámica o metálica (monolitos), con las canales recubiertos con el catalizador.[3] El agitador monolítico cumple la doble función de mezclar el sistema, dispersando el gas en el líquido y actuar como sustrato catalítico.

En la Figura 1, se presenta esquemáticamente un reactor monolítico para reacciones en tres fases. La fase líquida se mantiene bajo agitación por el movimiento de las paletas, que a su vez dispersan el gas que asciende desde el fondo del reactor.

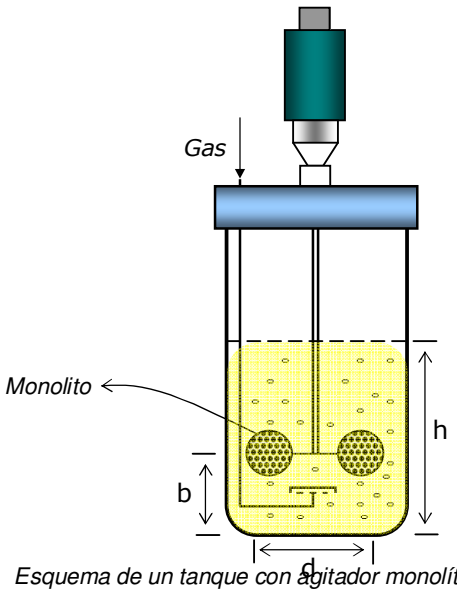


Figura 1 *Esquema de un tanque con agitador monolítico y principales dimensiones.*

El movimiento circular del agitador permite que el fluido entre en el monolito y fluya por el interior de los canales. Suponiendo válida la ecuación de *Hagen-Poiseuille* para los canales de sección transversal circular, la velocidad media en el interior (v) se puede calcular de la Ecuación (1), válida para un flujo laminar desarrollado.

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_o = \frac{32 \mathrm{v} \mu}{d_h^2} \qquad (1)$$

Se requieren entonces, los datos geométricos de los canales (longitud L, diámetro hidráulico d_h), las propiedades del fluido (viscosidad, μ) y las características del flujo (caída de presión (ΔP). El término $(\Delta P/L)_o$ representa la caída de presión sin pérdidas por rozamiento. En caso de considerarse estas pérdidas, la Ecuación (1) puede modificarse según la teoría de *Darcy-Weisbach* para obtener la Ecuación (2). Así, para flujo en una sola fase, esta ecuación representa la caída de presión en la tubería definida en términos del factor de fricción (f_D).

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_f = f_D \frac{\rho \mathrm{v}^2}{2 d_h} \qquad (2)$$

El parámetro f_D, factor de fricción de *Darcy*, es una función que depende del tipo de flujo y de las características del conducto.
En régimen laminar y para cualquier geometría, el factor f_D está dado por la Ecuación (3), con el número de Reynolds basado en el diámetro hidráulico ($\mathrm{Re_h}$) y la geometría definida por el parámetro $\mathrm{K_f}$, que es función del factor de forma.[4] En el caso de conductos circulares $\mathrm{K_f} = 64$.

$$f_D = \frac{\mathrm{K_f}}{\mathrm{Re_h}} \qquad (3)$$

En otras condiciones de flujo, el factor de fricción también depende de la rugosidad de la superficie (ε) y su cálculo se realiza comúnmente usando correlaciones: $f_D = f(\mathrm{Re}, \varepsilon)$.
Basado en el diagrama de *Moody*, *Churchill* [5] presentó un interesante modelo para el factor de fricción, Ecuación (4), que se ha empleado con frecuencia en cálculos de flujo en canales pequeños. La correlación predice el valor de f_D, para cualquier régimen de flujo (laminar, transición o turbulento) en conductos circulares.

$$f_D = 8\left[\left(\frac{8}{\mathrm{Re}}\right)^{12} + \frac{1}{\left(A^{16} + B^{16}\right)^{3/2}}\right]^{1/12} \qquad (4)$$

$$A = -2{,}457 \ln\left[\left(\frac{7}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}9} + 0{,}27\left(\frac{\varepsilon}{d}\right)\right] \qquad (5)$$

$$B = \frac{37530}{\mathrm{Re}} \qquad (6)$$

Estos modelos son aplicables cuando el flujo ocurre en una sola fase, el análisis para flujo en dos fases (gas-líquido) requiere de consideraciones adicionales. Para el estudio del flujo bifásico, los modelos se han agrupado en dos tipos: homogéneos y de flujo separado. El modelo homogéneo supone que el líquido y el gas fluyen como una mezcla en una sola fase, con propiedades promedio que dependen de la calidad másica (x). Así, la Ecuación (2) se puede reescribir para obtener la

Ecuación (7), en términos de las propiedades de la mezcla (subíndice m) y el flux de masa equivalente (G).

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_m = f_{D_m}\frac{\mathrm{G}^2}{2d_h\rho_m} \qquad (7)$$

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_L = f_{D_L}\frac{\mathrm{G}^2}{2d_h\rho_L} \qquad (8)$$

La densidad de la mezcla se pueden determinar a partir de las densidades de las fases, según la Ecuación (9), considerando la fracción volumétrica de gas (ε_G).

$$\rho_m = \varepsilon_G\rho_G + (1-\varepsilon_G)\rho_L \qquad (9)$$

El segundo tipo de modelo, flujo separado, considera que las dos fases fluyen separadamente, sin interacción entre ellas pero con la misma caída de presión. Este enfoque se originó a partir del trabajo de *Lockhart-Martinelli* [6] y de *Martinelli-Nelson* [7], quienes realizaron experimentos de flujo bifásico para diferentes fluidos en canales circulares y en un amplio intervalo de diámetros. A partir de sus resultados, definieron un parámetro que relaciona las caídas de presión de las dos fases en flujo, el *parámetro de Lockhart-Martinelli*, Ecuación (10). Conociendo el parámetro es posible predecir la caída de presión de una fase en función de la otra. La ventaja del método radica en la posibilidad de aplicarlo a cualquier patrón de flujo [8].

$$\chi = \frac{\phi_G}{\phi_L} = \sqrt{\frac{(\Delta P/L)_L}{(\Delta P/L)_G}} \qquad (10)$$

$$\phi_G = \sqrt{\frac{(\Delta P/L)_m}{(\Delta P/L)_G}} \qquad (11)$$

$$\phi_L = \sqrt{\frac{(\Delta P/L)_m}{(\Delta P/L)_L}} \qquad (12)$$

Wallis [9] y posteriormente *Awad-Muzychka* [8] combinaron las ecuaciones de ambos modelos para realizar cálculos de flujo bifásico en conductos circulares de pequeño diámetro. Basándose en el modelo homogéneo, las propiedades de la mezcla se definen según las Ecuaciones (13) y (14) para la densidad y la viscosidad respectivamente. La Ecuación (15) define el régimen de flujo para la mezcla.

$$\rho_m = \left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{(1-x)}{\rho_L}\right)^{-1} \qquad (13)$$

$$\mu_m = \left(\frac{x}{\mu_G} + \frac{(1-x)}{\mu_L}\right)^{-1} \qquad (14)$$

$$\mathrm{Re} = \frac{Gd_h}{\mu_m} \qquad (15)$$

A partir de las Ecuaciones (7), (8), (12) y (14), se obtiene la Ecuación (16) para el multiplicador de *Lockhart-Martinelli* (ϕ_L), el cual considera que el flujo está constituido únicamente por líquido fluyendo con el mismo flux de masa de la mezcla, Ecuación (17).

$$\phi_L^2 = \left(\frac{f_{D_m}}{f_{D_L}}\right)\left(1 + x\frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_G}\right) \qquad (16)$$

$$\mathrm{Re} = \frac{G d_h}{\mu_L} \qquad (17)$$

Los valores del factor de fricción (f_{Dm}, f_{DL}) se obtienen del modelo de *Churchill*, Ecuaciones (4), (5) y (6), empleando para el cálculo las propiedades de la mezcla y de la fase líquida en cada caso según corresponda. De esta manera, se obtiene un sistema de diez ecuaciones que permite conocer el multiplicador de *Lockhart-Martinelli* (ϕ_L) en función del flux de masa (G), el diámetro del canal (d), la rugosidad de la superficie (ε), la calidad de masa (x), la densidad del líquido (ρ_L), la densidad del gas (ρ_G), la viscosidad dinámica del líquido (μ_L) y la viscosidad dinámica del gas (μ_G). Finalmente de la Ecuación (7) se puede conocer la caída de presión para la mezcla y la velocidad superficial en los canales.
En este trabajo se empleó este último método para analizar el flujo en monolitos en un agitador y los resultados se compararon con los obtenidos experimentalmente. Las mediciones experimentales, se realizaron usando una técnica relativamente sencilla para determinar ΔP en un agitador monolítico. Presentado por *Edvinsson y col.* [3], según este método la caída de presión en los canales del monolito se puede calcular de la Ecuación (18), a partir de los valores del torque (τ) y de la geometría del sistema (diámetro del agitador d, diámetro del monolito D).

$$\Delta P = \frac{\tau}{(d - D)\frac{\pi}{4}D^2} \qquad (18)$$

Al torque se le deben restar los efectos originados por las partes del agitador que no están asociados con el flujo a través de los canales y por lo tanto: $\tau = \tau_1 - \tau_0$. Donde, τ_1: será el valor del torque para el agitador con los monolitos. τ_0: será el valor del torque únicamente para el agitador, sin los monolitos.

Según la Ecuación (19) se puede calcular el torque (τ), conociendo la velocidad angular (ω) y la potencia (P) que a su vez, se puede determinar a partir de mediciones eléctricas (*Voltaje y Corriente*).

$$\mathrm{P} = 2\pi\tau\omega \qquad (19)$$

La importancia de determinar la velocidad o el régimen de flujo en el interior de los canales, radica en la necesidad de definir las condiciones de transferencia de masa. El flujo bifásico a través de los canales monolíticos presenta particulares condiciones de transferencia y su análisis se realiza principalmente a través de correlaciones que son función del número de Reynolds. Los modelos más estudiados suponen flujos segmentados, donde las fases se mueven a través del canal en forma de tapones separados (gas-líquido).

En el caso del agitador monolítico, si predominan las grandes burbujas, el flujo que se presentará será similar al llamado flujo de *Taylor*. Con las fases bien definidas en forma separada y seguramente acompañados de burbujas más pequeñas entre ellos. Cuando la agitación es intensa, se formarán burbujas de pequeño diámetro, que al ingresar en los canales darán lugar a un flujo *dispersado*. Por

lo que probablemente, la configuración que predomina es de transición entre estas dos situaciones bien definidas y se presente un flujo *agitado* que será una combinación de las dos.

3. EXPERIMENTAL

Los experimentos consistieron en la determinación del consumo de potencia de los motores a partir de mediciones de la corriente y el voltaje. Con estos datos se calculó el torque para el sistema a diferentes condiciones de agitación (velocidad de rotación y flujo de gas). Las mediciones se realizaron para el sistema aceite hidrógeno, a presión atmosférica y a temperatura ambiente en el laboratorio (298 K). Se empleó aceite de girasol comercial y como fase gas se usó hidrógeno (*AGA*) grado cromatográfico, el cual se suministró en forma regulada usando un controlador de flujo másico *Matheson® 8270*. La Tabla 1 presenta las propiedades de los fluidos a las condiciones de operación.

Tabla 1 *Propiedades de los fluidos a 298 K y 101 KPa.* [10,11]

Propiedad	Aceite de girasol	Hidrógeno
Viscosidad [kg·m^{-1}·s^{-1}]	0,0502	8,9154x10^{-6}
Densidad [kg·m^{-3}]	918,8	0,08235
Peso molecular [kg·kmol^{-1}]	877	2,016

3.1. Sistemas de Agitación.

Para la construcción de los agitadores monolíticos se emplearon capilares de vidrio ($\varnothing \approx 1mm$) unidos formando piezas cilíndricas, según las dimensiones que se muestran en la Figura 2.
Para las pruebas fluodinámicas se usaron dos tanques de 1 y 2 dm^3, provistos de sistemas de agitación con rotación variable e impulsados por motores de corriente continua. En el eje del agitador se instalaron los agitadores monolíticos. En la Figura 2 y la Tabla 2, se presenta el esquema y se detallan las características del montaje experimental.

3.2. Flujo en los canales.

Con el propósito de confirmar la presencia de flujo en los canales de los monolitos, se llevaron a cabo tres tipos de ensayos y se determinó el consumo de potencia en cada caso, P_i:

-tubo, sin monolito: los monolitos se reemplazaron por tubos de las mismas dimensiones, de manera que el fluido circulara libremente.
-cerrado: el área frontal del monolito se rellenó con un sellador de silicona, obstruyendo completamente el paso del fluido.
-abierto: con los monolitos en modo de operación normal.

Si los valores de consumo de potencia están en el orden $P_{tubo} < P_{abierto} < P_{cerrado}$, esto permite suponer que efectivamente existe flujo a través de los canales monolíticos.

Adicionalmente y con el objetivo de observar las condiciones de desempeño de los agitadores, se emplearon tanques de vidrio con las mismas dimensiones de los originales.

3.3. Alimentación de hidrógeno.

Con el aceite con el tanque y el sistema presurizado a 413 kPa y a una temperatura de 295 K, se midió el flujo de H_2 por efecto de la agitación. Al agitar el sistema, el gas solubiliza en el líquido, la presión disminuye y el flujo de gas aumenta. Estos datos de variación en el flujo por unidad de tiempo se registraron, permitiendo cuantificar la cantidad de hidrógeno que ingresa al sistema. Se usó un controlador de flujo másico

3.5. Montaje.

Las características geométricas del sistema se definieron según recomendaciones de la literatura, las cuales siguen las indicaciones para tanques agitados, deflectores y agitadores de la norma *DIN 28131 1992*.

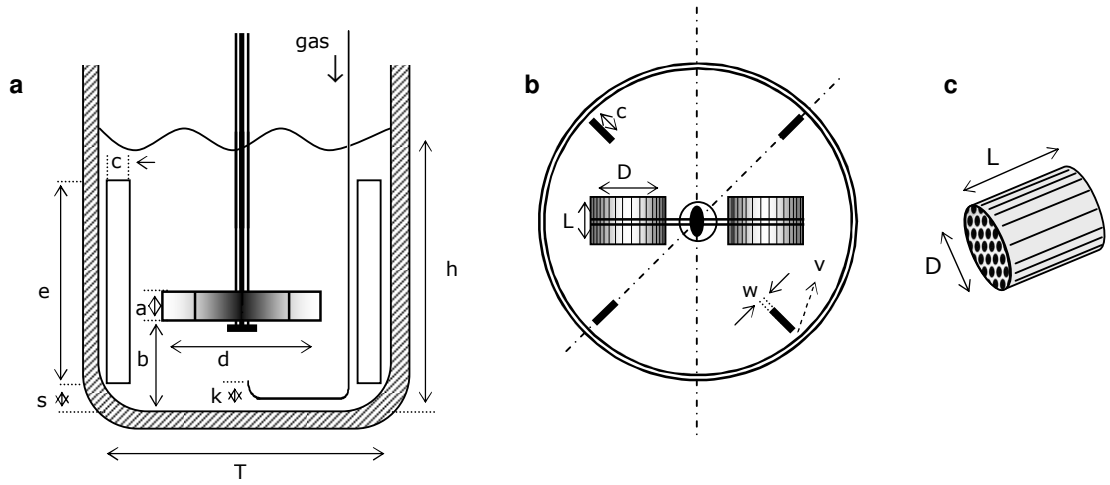


Figura 2 *Dimensiones del sistema de agitación (a) convencional (b) monolítico (vista superior) y (c) monolito.*

Tabla 2 *Dimensiones* de los sistemas de agitación.*

			Sistema S1	Sistema S2
POTENCIA	Motor	**P**	⅛ HP	½ HP
TANQUE				
Diámetro del tanque		**T**	64	108
Altura del tanque		**H**	204	261
Altura del líquido		**h**	F	116
AGITADORES				
Ancho de paleta		**a**	–	8
Distancia sobre el fondo		**b**	–	15
Diámetro		**d**	–	58
MONOLITOS				
Número		**–**	2	2
Diámetro del monolito		**D**	17	17
Longitud del monolito		**L**	16	16
DEFLECTORES				
Número		–	–	4
Ancho		**c**	–	10
Altura		**e**	–	72
Separación del fondo		**s**	–	14
Separación de la pared		**v**	–	3
Espesor		**w**	–	3
BURBUJEADORES				
Se usaron dos diseños:				
1. Tubo (diámetro)		**m**	1	–
2. Cartucho (poro)		**r**	–	0,007
Distancia sobre el fondo		**k**	16	16

**Todas las dimensiones en milímetros,* [mm].

4. RESULTADOS

4.1. Flujo en los canales.

Cuando un gas y un líquido fluyen simultáneamente por los canales de un monolito, las dos fases pueden configurar varios posibles patrones de flujo, a los cuales se les atribuye también, deferentes condiciones de transferencia de masa. Pero en el caso de los monolitos dispuestos como agitador, no resulta fácil determinar la configuración que presenta el flujo en su interior. Los monolitos están inmersos en una mezcla turbulenta aceite-hidrógeno y la alta velocidad de rotación del agitador, hace que se formen y dispersen burbujas de hidrógeno de diferente tamaño, Figura 3. Por lo tanto, las burbujas que ingresan en los canales tienen una distribución de tamaño que varía permanentemente y no se formará un patrón de flujo que se mantenga en el tiempo.

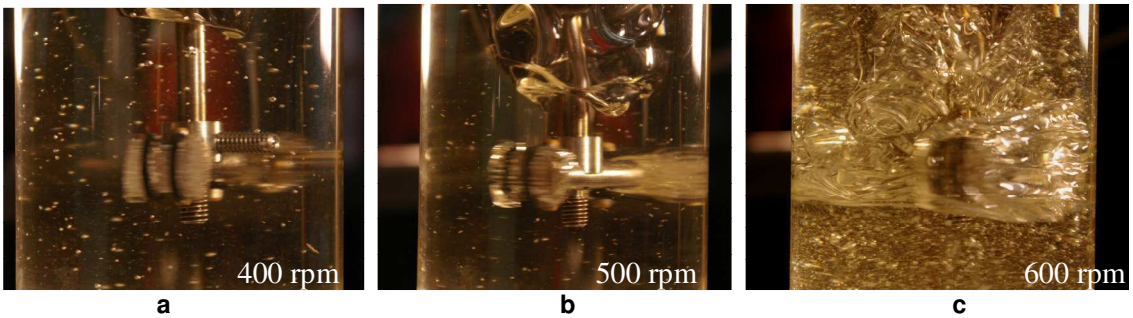


Figura 3 *Agitador monolítico a diferentes velocidades de rotación.*

Un análisis visual del sistema de agitadores monolíticos, permite deducir que las burbujas ingresan en los canales, pero no es posible (al menos por observación directa) conocer el patrón de flujo interno. También puede notarse que en ausencia de deflectores se origina un vórtice que incluso alcanza las paletas del agitador (Figura 3b).
La Figura 4, muestra el Sistema S2 de agitador monolítico, se indican las partes del sistema y se presentan ampliaciones sobre los canales.

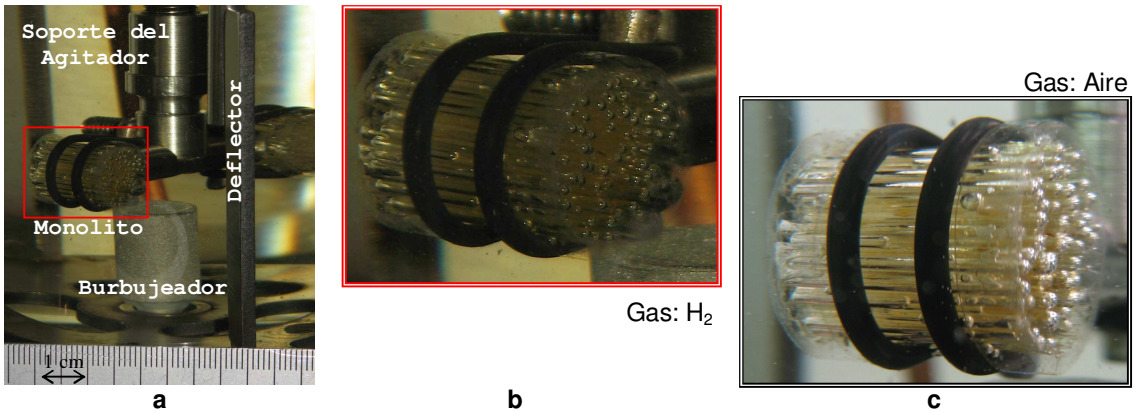


Figura 4 *Sistema de agitación S2 (a) con monolitos de vidrio, (b) acercamiento sobre la Figura (a) y monolito con el agitador detenido para el sistema aceite-aire.*

Cuando el sistema se detiene súbitamente (solo en algunas ocasiones) es posible observar pequeñas burbujas que salen del interior de los canales. También puede notarse (cuando el flujo de gas ha sido alto) que en el interior de los canales aparecen algunas burbujas, esto se pudo observar únicamente con el agitador detenido, de manera que no puede descartarse que sea el resultado de la coalescencia de burbujas más pequeñas.

4.2. Potencia.

Como confirmación del flujo a través de los canales se realizaron mediciones de la potencia para diferentes sistemas, según se describió anteriormente (sección 3.2). La Figura 5, presenta los resultados de consumo de potencia del motor sin agitador y con agitadores de diferente configuración. Se puede observar que el monolito (*abierto*), tiene un consumo de potencia que está justamente en el medio del agitador monolítico con los canales cubiertos (*cerrado*) y del soporte (*tubo*) que en el lugar de los monolitos tiene tubos de vidrio vacíos de las mismas dimensiones.

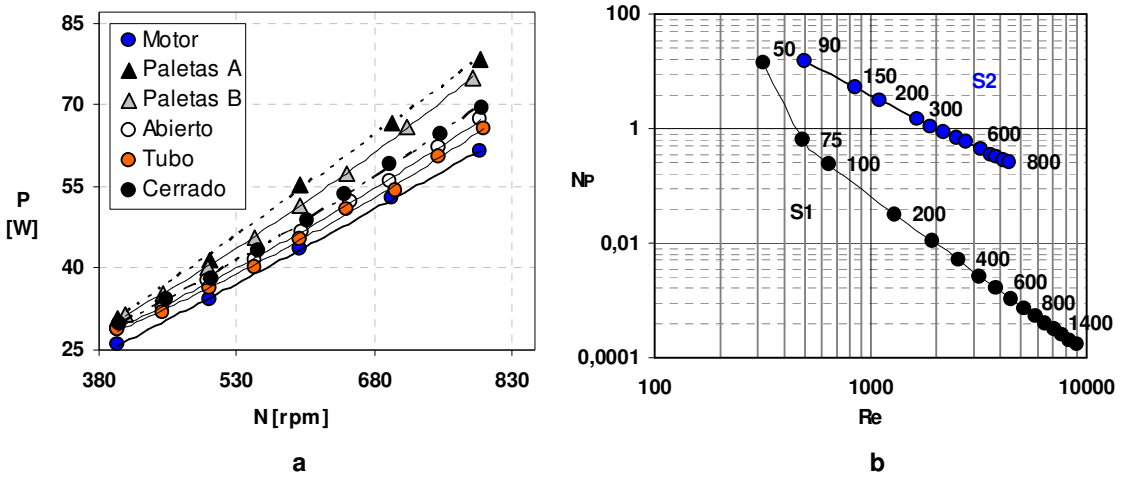


Figura 5 (a) *Valores de la potencia en el Sistema 2 para diferentes configuraciones del agitador. (b) Curva de potencia para los sistemas S1 y S2.*

Como se comentó anteriormente, el orden $P_{tubo}<P_{abierto}<P_{cerrado}$ en los resultados del consumo de potencia del agitador, sugiere la existencia de flujo a través de los canales. Adicionalmente se presentan datos para un agitador convencional de paletas planas con un ancho similar a los monolitos, sin burbujeador (A) y con burbujeador (B). Los resultados comparativos muestran un consumo de potencia superior en estos agitadores con respecto a los monolitos. Se ha comprobado que en determinadas condiciones la incorporación de gas en el líquido es mayor en sistemas monolíticos, lo que originaría un descenso en la viscosidad de la mezcla y en la energía necesaria para la agitación.

También se presenta en la Figura 5, la curva de potencia para los sistemas de agitación S1 y S2, sin deflectores mostrando que en ambos casos y para el intervalo de trabajo (100-1400 rpm) los agitadores operan en régimen de transición laminar-turbulento.

4.3. Caída de presión.

Con las mediciones de consumo de potencia en los dos sistemas, se determinó el torque y finalmente la caída de presión bajo diferentes condiciones de agitación. El torque y los respectivos resultados de caída de presión, en ambos sistemas se pueden observar en la Figura 6. Los datos correspondientes al sistema S1, se obtuvieron para la mezcla aceite-hidrógeno a dos temperaturas (25 y 80 ºC). Es claro el efecto de la temperatura sobre los valores del torque y consecuentemente sobre ΔP. Las propiedades de la mezcla y principalmente la viscosidad se ven fuertemente alteradas. El aceite de girasol disminuye su viscosidad en más de la mitad para este cambio de temperatura, pasando de un valor superior a 50 cP a aproximadamente 10 cP. La solubilidad del hidrógeno también puede verse incrementada haciendo que la viscosidad de la mezcla sea menor. Este descenso hace que la potencia para lograr la misma rotación, sea menor a medida que se incrementa la temperatura.

También se pudo observar, que el cambio en el valor del torque a medida que aumenta la velocidad de rotación, no es estable en el sistema S1. Al estar desprovisto de deflectores, el vórtice originado también se hace más pronunciado a menores valores de viscosidad, generando vibraciones en el eje del agitador que derivan en alteraciones en las mediciones de potencia y posteriormente en el cálculo de la velocidad.

En el caso del sistema S2, lo valores se obtuvieron para la mezcla aceite-hidrógeno a 25 ºC. La caída de presión para la mezcla, Figura 6 (S2.25ºC), se obtuvo con el sistema de burbujeo de hidrógeno y un flujo continuo de 400 $cm^3 \cdot min^{-1}$. Se determinó también la caída de presión para el aceite como único fluido en el tanque agitado, es decir, sin burbujeo de hidrógeno, Figura 6 (S2. Liq). Esta medición no fue posible en el sistema S1, dado que aún a velocidades de rotación pequeñas y por efecto del vórtice, siempre se tiene una dispersión del gas en el líquido. Este efecto es tan grande que aún en ausencia del burbujeador en el sistema S1, las mediciones experimentales de potencia siguen siendo las mismas.

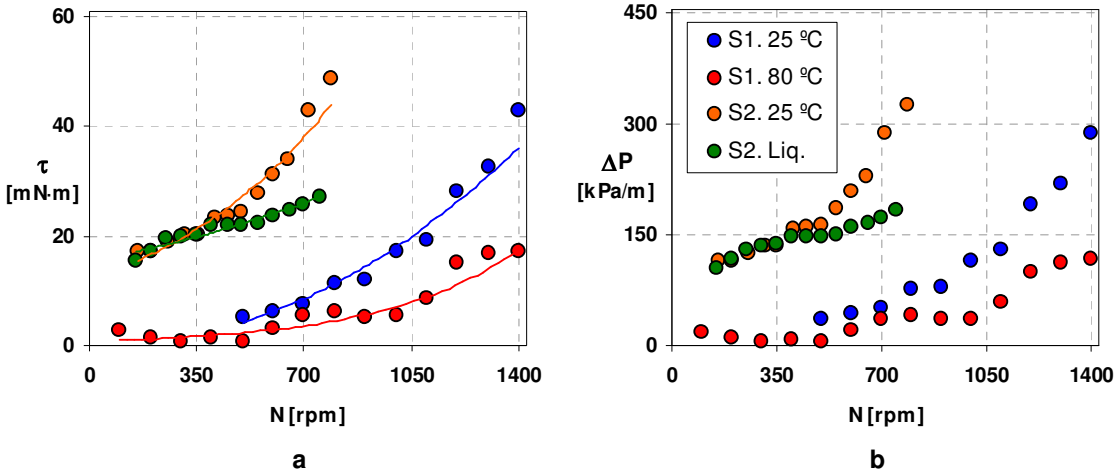


Figura 6 (a) *Valores del) torque (a) y de la caída de presión por unidad de longitud (b), en los canales del monolito para los sistemas S1 y S2.*

Inicialmente los valores para el líquido y la mezcla son semejantes, pero a medida que aumenta la velocidad del agitador, el valor del torque disminuye, como consecuencia de una mayor dispersión del gas en el líquido.

4.4. Velocidad en los canales.

Para el cálculo de la velocidad en el sistema S1, se usó la Ecuación (1) (*Hagen-Poiseuille*). Los resultados se muestran en la figura 7. Las variaciones en la medición del torque se ven más claramente reflejadas en los datos de velocidad correspondientes. Sin embargo los datos están en el orden de magnitud de los reportados en la literatura para sistemas similares de flujo en monolitos.

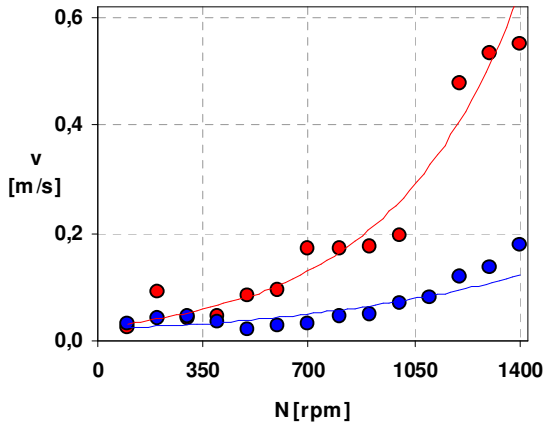


Figura 7 *Velocidad en los canales monolíticos para el sistema S1. (●)25 ºC, (●) 80ºC.*

En el caso del sistema S2 y para el aceite como único fluido, los cálculos se hicieron a partir de la Ecuación (8) que se resolvió simultáneamente con el modelo de *Churchill*, Ecuaciones (4), (5) y (6), para cada valor de velocidad de rotación del agitador. Para los cálculos de la mezcla, se empleó el modelo de *Lockhart-Martinelli* y el método de *Awad-Muzychka*, tal como se presentó anteriormente (sección 2) para obtener el valor teórico del multiplicador de *Lockhart-Martinelli* $(\phi_L)_{Calculado.}$
Considerando que los datos de caída de presión en el líquido, representan bien el aporte de este al comportamiento de la mezcla y empleando la Ecuación (12), se puede conocer el multiplicador de *Lockhart-Martinelli* $(\phi_L)_{Experimental.}$
La Figura 8 muestra los resultados comparativos entre los valores del multiplicador (ϕ_L). Los datos que predice el modelo tal como se calcularon, aparecen con una gran desviación con respecto a los datos obtenidos experimentalmente. El modelo exige que los dos sistemas tengan exactamente el mismo flux de masa, para que los datos de caída de presión del líquido correspondan a su aporte al sistema total. Esto requiere una cuidadosa medición del torque en el sistema de agitación, que no resulta fácil dada la configuración del sistema.

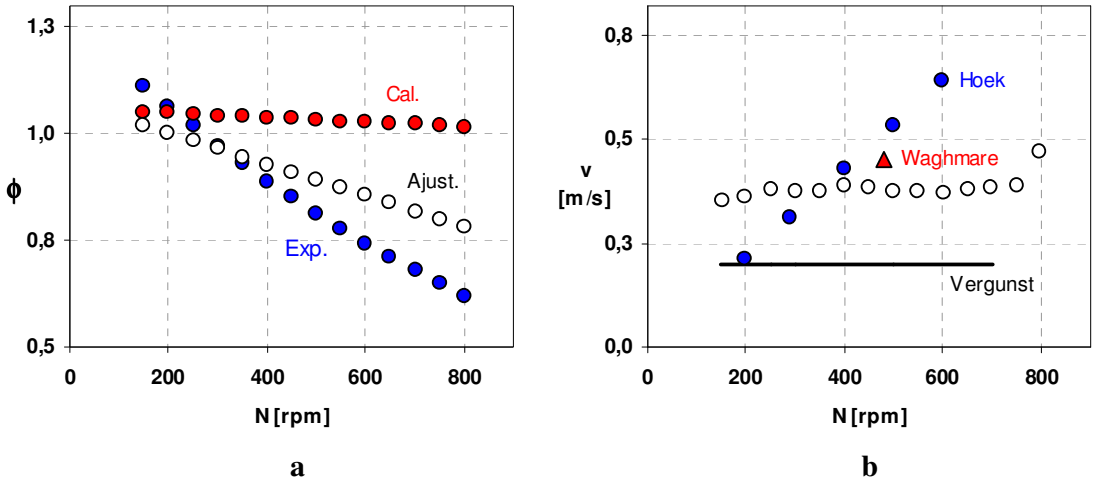


Figura 8 *(a) Multiplicador de Lockhart-Martinelli (ϕ_L) y (b) velocidad en los canales monolíticos para el sistema S2.*

Otro parámetro importante es la calidad (x), conocer la composición permitiría un cálculo aproximado de las propiedades de la mezcla. Cuando se agita el líquido, las burbujas de gas se dispersan y mientras más intensa sea la agitación, mayor será cantidad de gas que contendrá la mezcla. Este ingreso de gas origina un aumento en el nivel del fluido en el tanque, que se puede relacionar directamente con la fracción volumétrica de gas en la mezcla. Teniendo en cuenta esto, se modificaron los valores de la calidad en los cálculos y se obtuvieron resultados más cercanos a los valores experimentales, aunque la desviación sigue siendo grande especialmente a altas velocidades.
Los cálculos de velocidad se presentan en la Figura 8 (b). La velocidad obtenida es en promedio cercana a 0,4 m/s, dato que es comparable con los reportados en la literatura para sistemas monolíticos. *Vergunst y col.* [12] suponiendo flujo pistón, reporta un valor fijo de 0,2 m/s para una mezcla de fenilacetileno-hidrógeno que circula por un monolito. *Hoek* [13], a partir de correlaciones obtuvo valores de velocidad para una mezcla de alquinos con hidrógeno en un reactor con agitador monolítico. Los resultados van de 0,3 a 0,7 m/s para el intervalo 200-600 rpm. Finalmente, *Waghmare y col* [14], a través de un análisis de transferencia de masa para el flujo de una mezcla de aceite-hidrógeno reporta un valor de 0,45 m/s a una rotación equivalente a 480 rpm.

5. CONCLUSION

Se presentó una aplicación para el cálculo de la velocidad en canales monolíticos a través de los modelos de *Lockhart-Martinelli* y *Churchill*, usando el método de *Awad-Muzychka*. Los resultados presentaron una desviación con respecto a los datos experimentales, y se demostró que dicha

desviación se puede corregir ajustando el cálculo de la calidad másica del sistema. La principal ventaja del método es la posibilidad de aplicarlo sin necesidad de conocer el patrón de flujo que se presenta en los canales. Esto resulta de gran valor en el caso de agitadores monolíticos, donde no es fácil observar en detalle el interior de los canales o hacer predicciones sobre la configuración de flujo. Si bien, la completa validación del método requiere un detallado análisis de transferencia de masa, los datos obtenidos son comparables a los valores que reporta la literatura para sistemas semejantes.

6. REFERENCIAS

[1] Himmelsbach, W.; Keller, W.; Lovallo, M.; Grebe T.; Houlton, D. (2007). "Increase productivity through better gas-liquid mixing" *Chem. Eng.* October. 50-58. U.S.A.
Tschentscher, R.; Nijhuis, T.A.; van der Schaaf, J.; Kuster, B.F.M.; Schouten J.C. (2010). "Gas-liquid mass transfer in rotating solid foam reactors. *Chem. Eng. Sci. 65. 472-479.* Amsterdam.

[2] Sánchez M, J. .; González Bello, O.J.; Montes, M.; Tonetto, G,M.; Damiani, D.E. (2009). "Pd/Al_2O_3-cordierite and Pd/Al_2O_3-Fecralloy monolithic catalysts for the hydrogenation of sunflower oil". *Catal. Comm. 10. 1446–1449.* Netherlands.

[3] Edvinsson, A.R.K.; Houterman, M.J.J.; Vergunst, Th.; Grolman, E.; Moulijn, J.A. (1998). "Novel monolithic stirrer reactor". *A.I.Ch.E. Journal. 44. 11. 2459-2464*. U.S.A.

[4] Perry, R.H.; Green, D.W. (1984). Perry's Chemical Engineers' Handbook. McGraw-Hill. N.Y. USA.
Salim, A.; Fourar, M.; Pironon, J.; Sausse, J. (2008). "Oil–water two-phase flow in microchannels: Flow patterns and pressure drop measurements". *Can. J. Chem. Eng. 86. 978-988.* Canada.

[5] Churchill, S. W. (1977). "Friction factor equation spans all fluid flow regimes". *Chem. Eng. 84 (24) 91-92.* U.SA.

[6] Lockhart, R.W.; Martinelli, R.C. (1949). "Proposed correlations of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipe". *Chem. Eng. Prog. 45, 39-48*. U.S.A.

[7] Martinelli, R. C.; Nelson, D.B. (1948) "Prediction of pressure drop during forced-circulation boiling of Water" *Trans. ASME, 70 (6) 695-702*. U.S.A.

[8] Awad, M.M.; Muzychka, Y.S. (2004). "A simple two-phase frictional multiplier calculation method". *Proceedings of IPC 2004 International Pipeline Conference*. Calgary, Canadá.
Dukler, A. E.; Wicks, M.; Cleveland, R.G. "Frictional pressure drop and hold-up in two-phase flow: A, B*". AIChE J. 10. 1. 38-51*. U.S.A.

[9] Wallis, G. B. (1969) *One-Dimensional Two-Phase Flow*. McGraw-Hill Book Company, N.Y. U.S.A.

[10] Swern, D. (editor). (1979). *Bailey's industrial oil and fat products*. 4th edition. Vol.1 & 4. John Wiley & Sons. New York, USA.

[11] Leachman, J.W.; Jacobsen, R.T.; Penoncello, S.G.; Lemmon, E.W. (2009). "Fundamental equations of state for parahydrogen, normal hydrogen, and orthohydrogen". *J. Phys. Chem. Ref. Data. 38. 3. 721-748.* U.S.A.

[12] Vergunst, T.; Kapteijn, F.; Moulijn, J.A. (2001) "Optimization of geometric properties of a monolithic catalyst for the selective hydrogenation of phenylacetylene". *Ind. Eng. Chem. Res. 40. 2801-2809.* U.S.A.

[13] Hoek, I. (2004). *Towards the catalytic application of a monolithic stirrer reactor*. Ph.D. Thesis. Technische Universiteit Delft. Netherlans.

[14] Waghmare, Y.G.; Bussard, A.G.; Forest, R.B.; Knopf, F.C.; Dooley, K.M. (2010). "Partial hydrogenation of soybean oil in a piston oscillating monolith reactor". *Ind. Eng. Chem. Res.* 49 6323–6331. U.S.A.

Agradecimientos

Los autores de este trabajo desean agradecer a los señores A. Sanger y J. Domínguez en los talleres de mecánica de Plapiqui y vitroplastia de la UAT Bahía Blanca, por su colaboración en la adecuación del montaje experimental y a CONICET Argentina, por el soporte financiero.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

DISEÑO ESTRUCTURAL Y SISTEMA DE SUSPENSION Y ARTICULACION DE VEHICULO UNIPERSONAL DE TRES RUEDAS, CON MOTORES ELECTRICOS CON TECNOLOGIA BRUSHLESS

Menghini Matías, Actis Marcos Daniel, Cavallin Benjamín, Garaventa Guillermo[1]

Universidad Nacional de La Plata, Facultad de Ingeniería. Grupo de Ensayos Mecánicos Aplicados. CP1900. matias.menghini@ing.unlp.edu.ar

(1) INIFTA, Investigador de la CIC. Pcia. de Buenos Aires

RESUMEN.

En los últimos años la industria del automóvil y las motos, impulsada por la necesidad de innovar el diseño de vehículos para el transporte de pasajeros, ha mostrado un interés creciente para la construcción de vehículos innovadores que contemplen también el uso de energías limpias.
Este trabajo se concentra en la idea de un diseño que abarque los objetivos propuestos, los cuales se centran en el concepto de un vehículo de tres ruedas. El diseño se basó en la capacidad de proporcionar una estabilidad similar a la de un vehículo de cuatro ruedas, pero con las condiciones de manejo de un vehículo de dos ruedas, el mismo será alimentado mediante el uso de acumuladores de Litio-Polímero
Se describe el diseño de la estructura principal de un vehículo unipersonal de tres ruedas, el diseño se basa en el cálculo del chasis-jaula del vehículo mediante el uso de software de elementos finitos Abaqus. A su vez se establece la selección del sistema de suspensión independiente trasera y el diseño de la interface de articulación para lograr una correcta inclinación del vehículo.

Palabras Claves: Vehículo de tres ruedas, Tecnología Brushless, Baterías Litio-Polímero.

1. INTRODUCCIÓN

Durante décadas vehículos de ruedas con diferentes diseños y portes han sido el medio más importante de transporte de personas y objetos; en estos últimos años el incremento del tráfico en ciudades y rutas ha generado problemas de espacio de circulación cada día más graves y difíciles de solucionar. Con la idea de encontrar ayudas con la utilización de nuevos conceptos y recursos nos hemos propuesto un trabajo que contenga alguna de las soluciones necesarias sobre todo aquellas que mejoren las del medio ambiente.
Contando con recursos propios en lo que hace a materiales y desarrollos en energías alternativas, particularmente motores eléctricos de última generación, y baterías de Litio-Polímero utilizadas en un scooter, el proyecto ha concluido con éxito en la Facultad de Ingeniería de la UNLP donde se decidió ir por más.
El camino que nos pareció que debíamos intentar era el de relacionar el diseño de una moto y el de un coche de cuatro ruedas. Los coches son más voluminosos y costosos, en la actualidad más del 80% de ellos en la circulación de ciudades llevan solo uno o dos pasajeros despreciando una gran cantidad de energía y produciendo gases y ruidos que perturban el ambiente.
En este marco, el mercado de vehículos parece estar listo para un nuevo tipo de diseño que sea útil como un coche, pero pequeño como una moto, que pueda transportar una o dos personas en todo tipo de tráfico y situaciones ambientales con energía limpia.
Este trabajo se concentra en la idea de un diseño que abarque estos objetivos, como conclusión del desafío; esta propuesta se centra en un concepto de vehículo de tres ruedas, que se propone, constituirse en una síntesis fina de la maniobrabilidad de una moto y la capacidad de carga de un vehículo de cuatro ruedas, su dinámica y protección de los pasajeros.
Este movimiento se controla con un volante, igual que en un coche, donde el conductor es el responsable de mantener la correcta dirección e incitar a la inclinación de la parte delantera en las curvas. El mismo está compuesto de dos secciones, una delantera que contiene al conductor, un chasis tubular que porta la horquilla con suspensión y rueda delantera, y una trasera con doble rueda y suspensión por paralelogramo deformable donde porta las baterías.
El bastidor delantero (Chasis tubular) y el trasero están vinculados por un sistema de barras que actúan por trasladó de diferentes acciones geométricas, produciendo la inclinación en los virajes Estas cuatro barras que forman un paralelogramo actúan produciendo reacciones dinámicas y cinemáticas que facilitan la inclinación del vehículo.

Las soluciones que pretenden aportar este trabajo, es un primer análisis del diseño y cálculo de la estructura principal, mediante el uso de software de elementos finitos Abaqus. A su vez se establecerá el sistema de vinculación de las dos estructuras características que conforman el vehículo para que se produzca una inclinación como en las motos en la sección delantera mientras el bastidor trasero permanece fijo a la carretera. Se establecerá también la selección del sistema de suspensión independiente trasera.

2. DISEÑO DE CHASIS JAULA

El diseño del chasis del vehículo en desarrollo se basó principalmente en la utilización de una estructura de utilización aeronáutica que se poseía, la cual pertenece a una camilla de rescate de personas utilizada por helicópteros (Figura 1), la cual por su configuración constructiva y por los materiales utilizados en la construcción de la misma seria de gran utilidad para este proyecto.

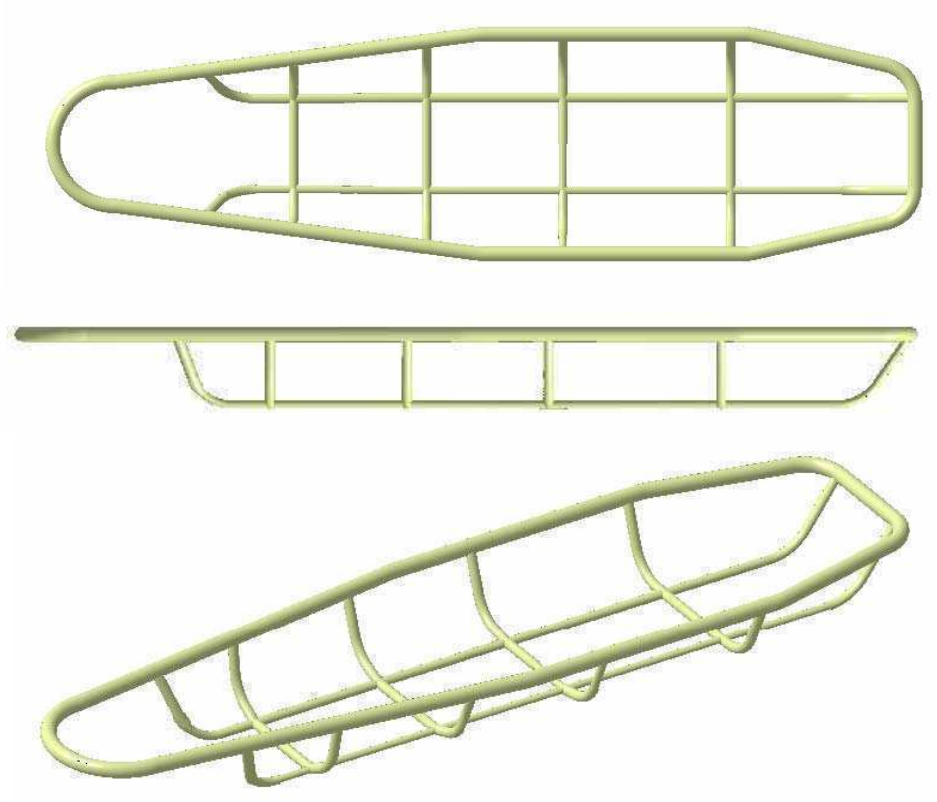


Figura 1 *Estructura base "Camilla de rescate"*

2.1. Diseño propuesto

El diseño propuesto del chasis jaula que articula con la parte trasera del vehículo, en la cual va el piloto, se basó en la estructura de una camilla de rescate de personas, y en base a la misma se modificó y agregó las barras necesarias para poder establecer el chasis en estudio (Figura 2). Los materiales utilizados en la simulación son tubos de acero 4130 de diámetros de 25.4 mm y 19 mm con un espesor de 1.6 mm. En la (Figura 3) se muestra la parte en estudio del vehículo completo.

El análisis realizado al chasis-jaula se estableció para determinar los esfuerzos y deformaciones del mismo mediante la aplicación de un estado de cargas actuantes. Para la simulación numérica, el modelo utilizado es una estructura formada por barras, la misma se discretizó en 1.110 elementos del tipo (B31 [9]) y 1.058 nodos. Se considero la orientación y espesores de cada una, así como los distintos diámetros de cada barra en estudio. En la (Figura 4) se muestra la geometría del modelo propuesto y en la (Figura 5 y 6) se muestran los puntos de anclaje y el estado de cargas que se determinó mediante la aplicación de una aceleración de 2G a la masa del piloto, la cual se tomó en 100 Kg, con lo cual la carga aplicada fue de 200 Kg. en los anclajes del asiento.

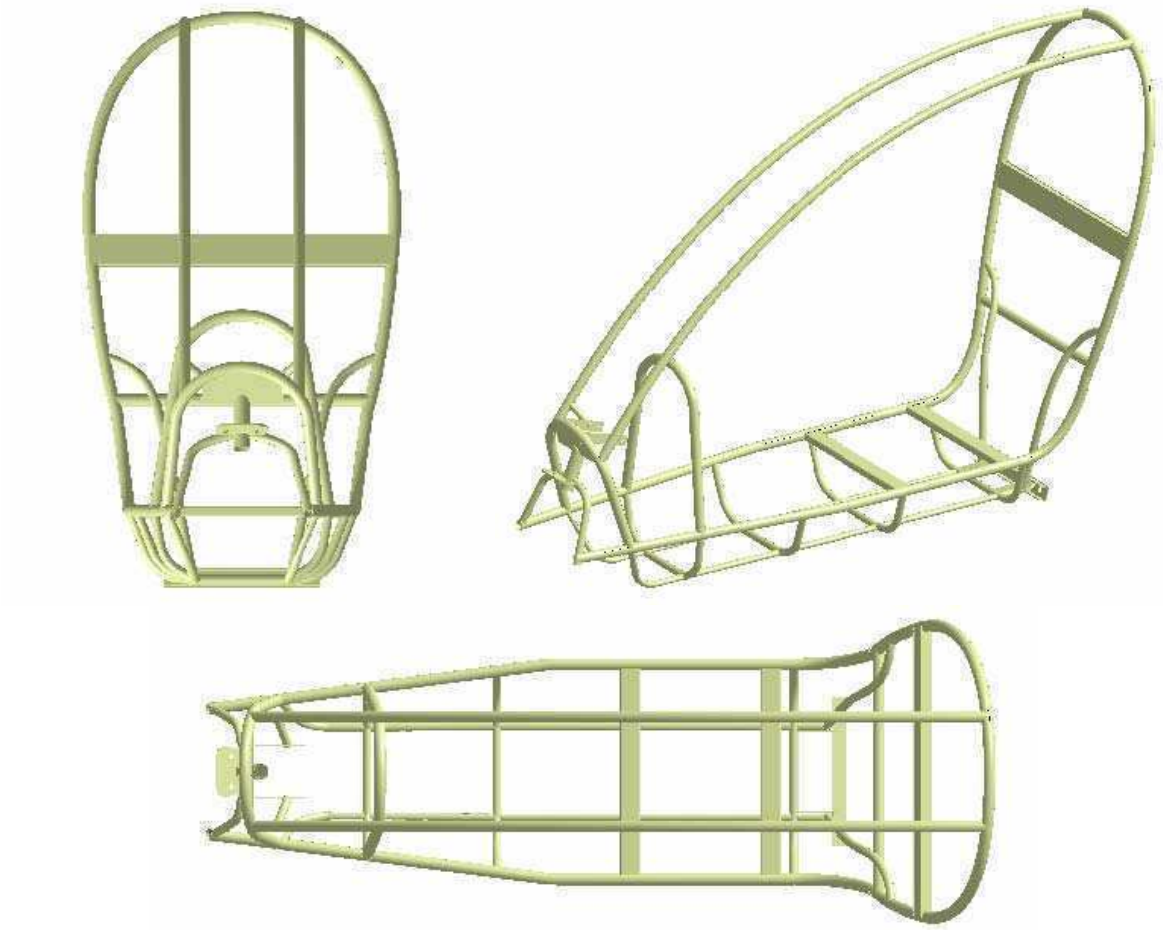


Figura 2 *Estructura modificada "Chasis-jaula"*

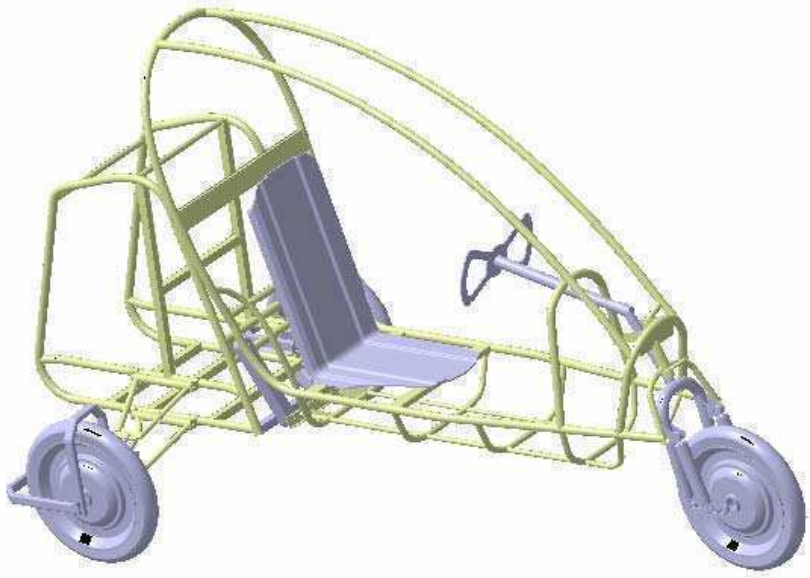


Figura 3 *Diseño conceptual con sistemas de suspensión y articulación*

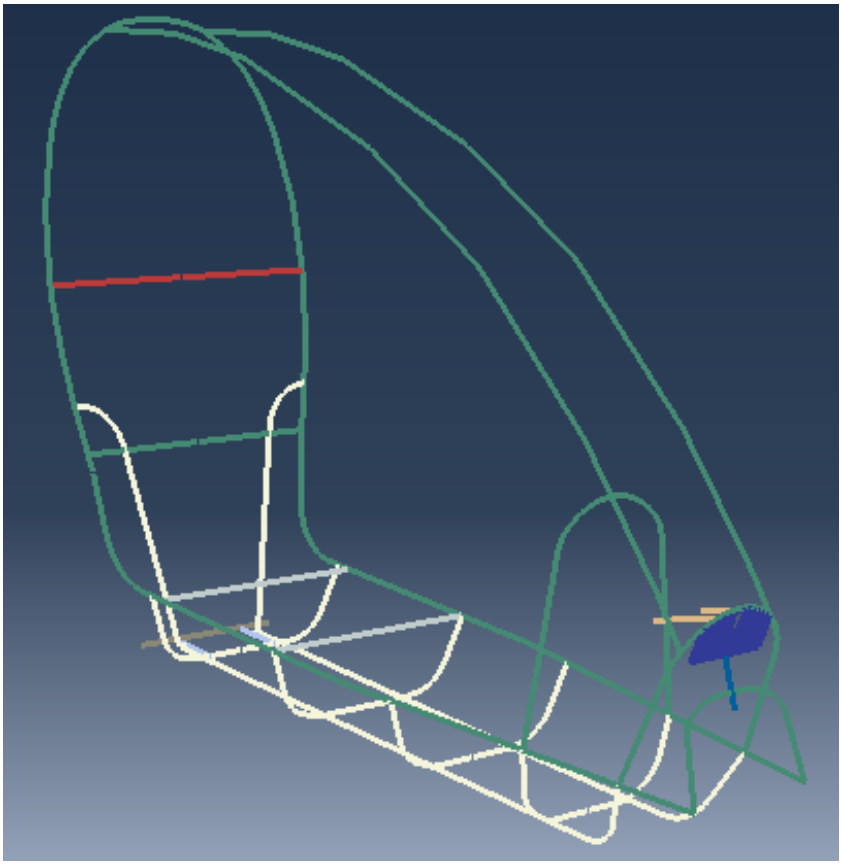


Figura 4 *Estructura con diferentes secciones*

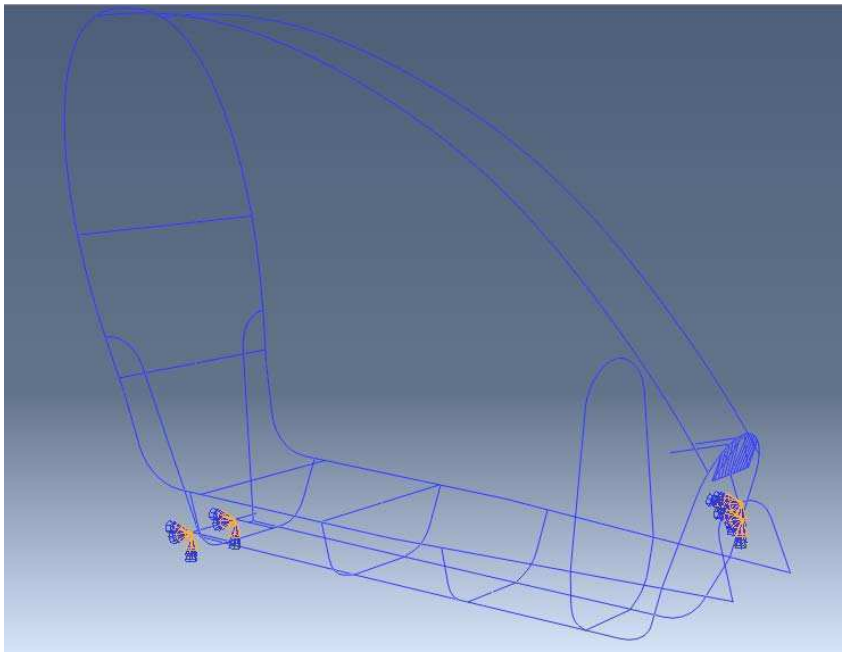


Figura 5 *Puntos de anclaje de la estructura*

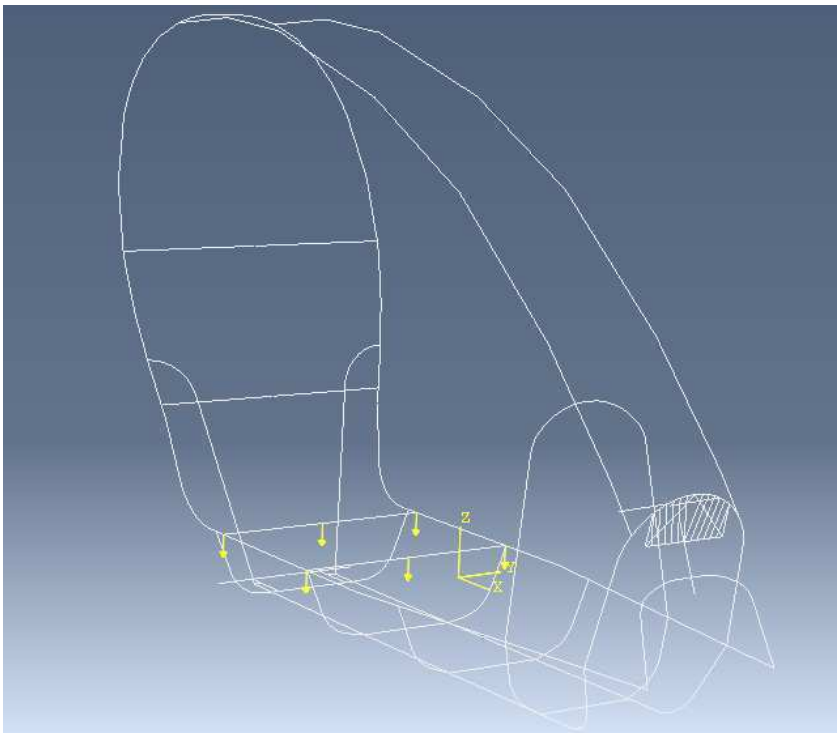
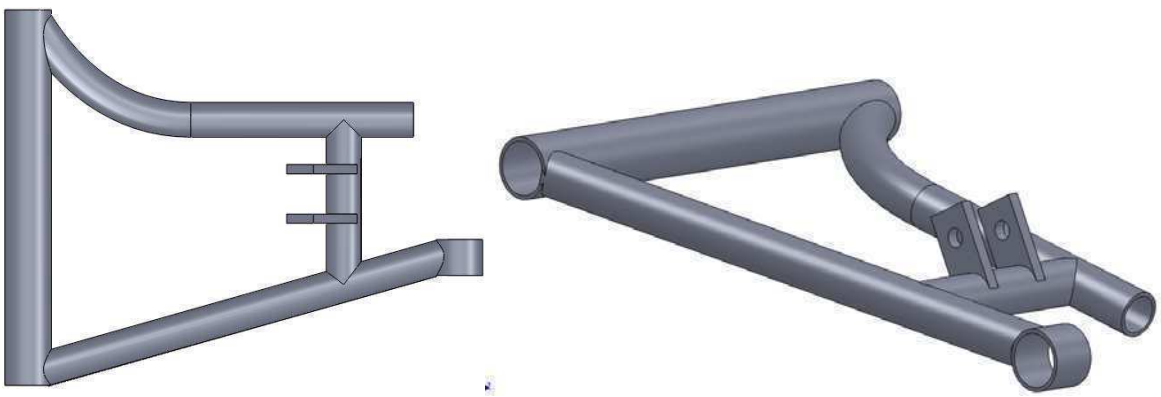


Figura 6 *Estado de cargas aplicado*

3. SELECCIÓN DE SUSPENSIÓN TRASERA

El sistema de suspensión seleccionado se basa en las características constructivas de un paralelogramo deformable, sistema que permite todos los cambios de actitud de transferencia que permitan los resultados buscados.
Los elementos que constituyen dicho sistema de suspensión son barras, dos superiores y dos inferiores, que relacionan a las ruedas porta motores y freno con el chasis, articuladas por rotulas que dan amplia regulación del sistema, y que alojan también el soporte de los amortiguadores y resortes. Sus características permiten adoptar diferentes ángulos, longitudes de recorrido de los amortiguadores y resortes, y distintas distribuciones de las masas suspendidas y no suspendidas.



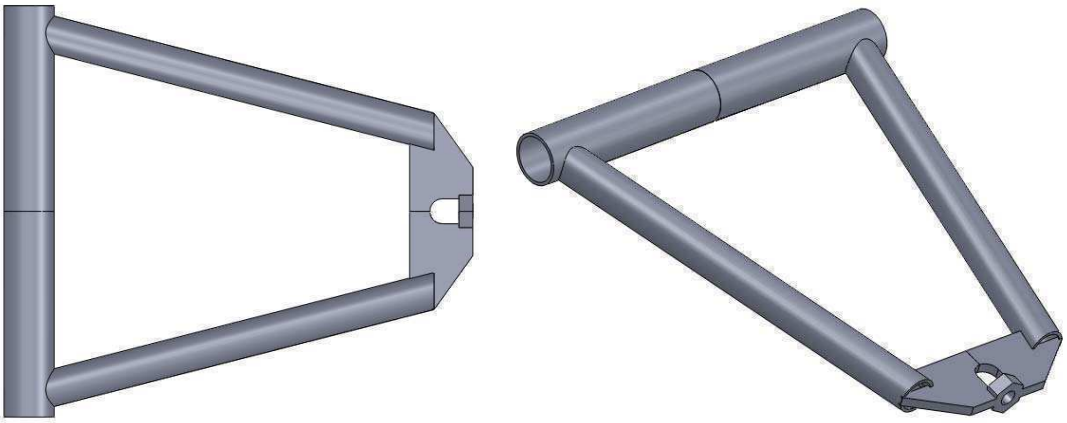


Figura 7 *Parrilla de suspensión inferior y superior*

4. SISTEMA DE ARTICULACION

El sistema de articulación se realizo mediante el uso de cuatro barras articuladas, sistema conocido como "cuadrilátero articulado plano", el cual permite la articulación de las dos estructuras. Las rotaciones de estas estructuras se dan en un punto denominado como centro instantáneo de rotación (C.I.R), y dicho centro instantáneo de rotación describe en todo su recorrido un arco de circunferencia según la geometría seleccionada de las barras que forman este sistema y de la posición del mismo. El diseño se basó en la posibilidad de permitir que el centro instantáneo de rotación se pueda posicionar por debajo de la superficie de la carretera, y por encima de la misma, con el fin de establecer en las pruebas de manejo la configuración más adecuada a nuestro proyecto.

Por último y con el fin de llevar a la práctica los planteos preestablecidos, el vehículo prototipo fue construido como modelo de experimentación que nos permitiera llevar a la práctica las distintas configuraciones con los cambios geométricos del sistema de enlace, que permitiera a distintos conductores hábiles, probar maniobras aportando su comentario con los cambios que se fueron efectuando a fin de obtener la dinámica ideal.

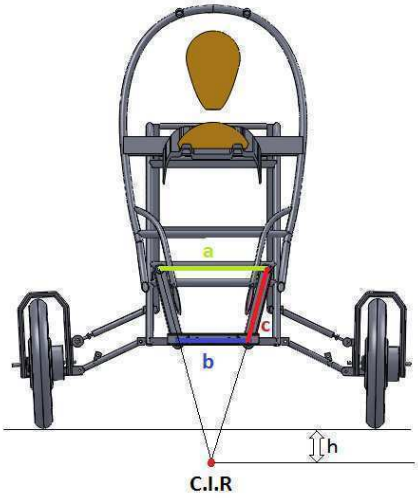


Figura 8 *Posicionamiento de las barras de articulación*

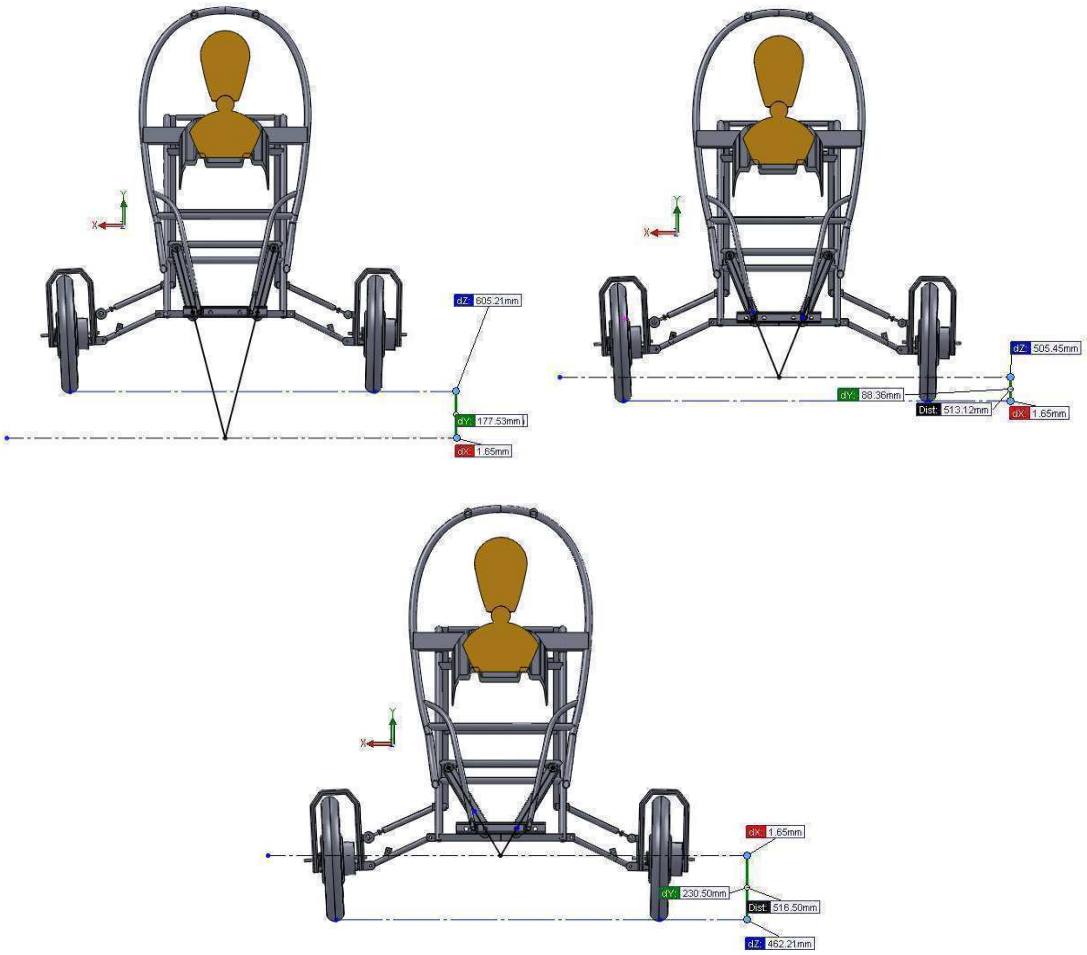


Figura 9 *Posicionamiento del CIR para las distintas configuraciones*

5. CONCLUCIONES

Los resultados numéricos obtenidos son satisfactorios desde el punto de vista estructural, debido a que para el material utilizado SAE 4130, el cual tiene una tensión de Fluencia de 517 MPa. se obtuvieron valores máximo de tensiones de 148 MPa. (Figura 10), y deformaciones máximas, las cuales son de 1.88 mm en la parte central de la estructura en estudio (figura 11).

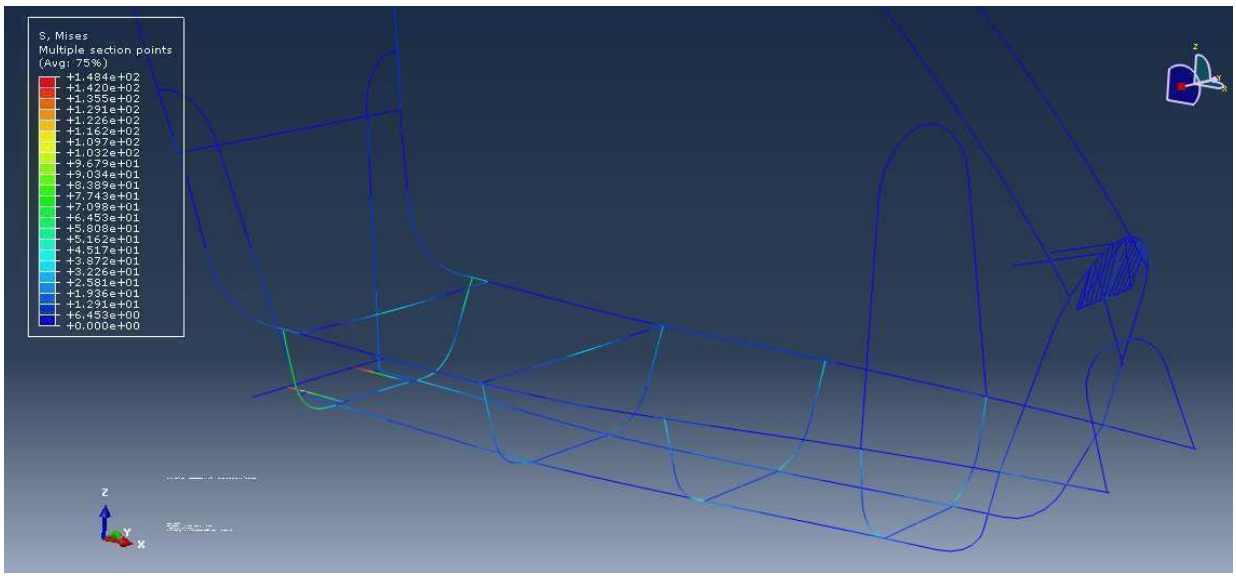
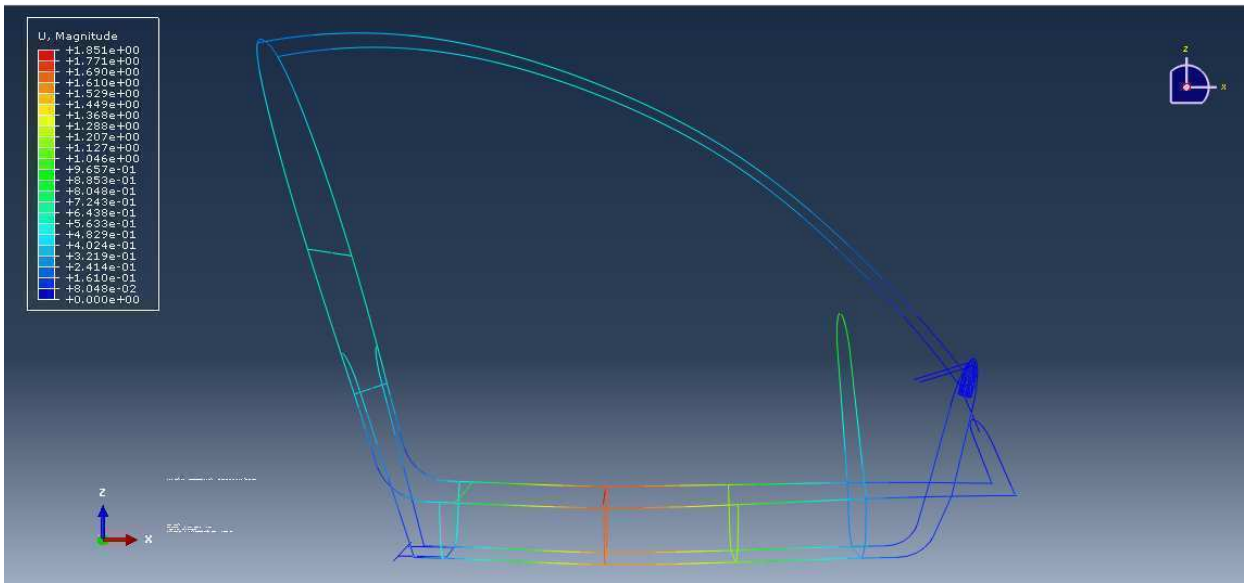


Figura 10 *Estado de tensiones obtenido*



Los resultados se analizarán para una segunda etapa de desarrollo, con las pruebas de ensayo sobre el prototipo real, en el cual se ensayará bajo los estados de carga aplicados en los párrafos anteriores, así como las pruebas de manejo para la determinación de la dinámica del mismo y la eficiencia de los acumuladores de Litio Polímero.
Un análisis de frecuencias naturales del modelo en estudio y su validación mediante el ensayo correspondiente, es el próximo paso en este trabajo.

El diseño exterior se completó con un agregado aerodinámico (carrocería exterior) que proviene de un desarrollo aplicado a la trompa de un planeador, también en desarrollo en otro sector de nuestra universidad.

4. REFERENCIAS.

[1] Prof. Dipl.-Ing. Jörnsen Reimpell, Dipl.-Ing. Helmut Stoll, Prof. Dr.-Ing. Jürgen W. Betzler . (2001). The Automotive Chassis:Engineering Principles. Oxford. Segunda edición. Butterworth-Heinemann. Great Britain.

[2] Abaqus/CAE user´s manual y Abaqus theory manual (versin 6.7), año 2007

Agradecimientos

La construcción del prototipo fue posible gracias a la contribución del Laboratorio U.ID. G.E.M.A, de la Facultad de Ingeniería de la UNLP. El proyecto es financiado íntegramente por la Facultad de Ingeniería de la UNLP y por los autores del presente trabajo. Los autores agradecen a todo el personal del Grupo de Ensayos Mecánicos Aplicados GEMA, por su colaboración en las distintas etapas de este proyecto, y a los alumnos que participaron en la construcción y diseño del mismo, así como en la confección de los CAD y planos correspondiente. Tomas Martiarena, Fernando Vázquez, Daniel Latorraca, Andrés Balbi, Juan Ursino, Sebastián.

También se agradece a Hugo y Daniel cicare, fabricante de rotulas de competición, por el aporte de todas las rotulas utilizadas en la suspensión del prototipo y al laboratorio de alumnos de la Facultad de Ingeniería de la UNLP, departamento de Aeronáutica, por el aporte del carenado del planeador y del asiento.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

DESARROLLO DE UN DISPOSITIVO PARA TERMINACION DE ARMADURA DE TENSION EN CONECTORES DE RISER FLEXIBLES

Wedekamper, Facundo Javier*, Suarez, Manuel Alejandro

Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Misiones (UNaM).
Peñaloza 320 Dpto. 5. Oberá, Misiones. CP 3360. f*acuwedk@hotmail.com.*

RESUMEN

En yacimientos Off-Shore para la extracción de hidrocarburos se utilizan ductos flexibles denominados comúnmente riser flexibles. Estos son constituidos por varias capas concéntricas sucesivas que cumplen distintas funciones. Entre ellas están las destinadas a resistir los esfuerzos de tensión sobre el ducto, que se componen por alambres de acero que envuelven de forma helicoidal el conducto de fluido. En los extremos del ducto se instalan lo que se denominada "End Fittings" o comúnmente conector, que se vinculan con los alambres por intermedio de una resina epoxy.
En el Laboratorio de Metalurgia Fisica (LAMEF) perteneciente a la Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS) se desarrolló un tipo de conector, el cual utiliza una nueva geometría en los alambres. Esto generó la concepción de un dispositivo capaz de conformar plásticamente el alambre de acero para obtener dicha geometría.
Entre las principales dificultades afrontadas en el diseño del dispositivo de doblado se encuentran la elevada resistencia del material del alambre y que en el proceso de conformado no se produzcan entallas que disminuyan su vida por cargas de fatiga. Además se atendieron a requerimientos adicionales como ser la necesidad de que la operación fuera rápida y las dimensiones apropiadas para su manipulación.
En la obtención de las variables de diseño se utilizaron resultados de ensayos anteriormente realizados en el laboratorio y software de simulación numérica basada en elemento finito, esta última herramienta fue utilizada además en la optimización y evaluación de desempeño de las piezas constitutivas del dispositivo. En la determinación de las dimensiones y selección de los materiales se fueron usados procedimientos de cálculo que involucran las teorías de diseño para materiales dúctiles, tales como la de la energía de distorsión, esfuerzo cortante máximo, etc.
El dispositivo obtenido funciona con un sistema de matrices que son accionadas por un actuador hidráulico.

Palabras Claves: Riser flexibles, Alambres, Conector.

1. INTRODUCCIÓN.

En los yacimientos de hidrocarburos que se ubican fuera de la plataforma continental denominados Off-Shore, para el transporte de gas y petróleo se utilizan ductos que presentan como principal característica su flexibilidad, siendo llamados estos riser flexibles.

Los riser flexibles se constituyen por varias capas concéntricas superpuestas una sobre la otra que tienen finalidades diferentes. Entre las más importantes se puede nombrar la primera que tiene la función de proporcionar estanqueidad al conducto de fluido, le sigue una que tiene el fin de proporcionar resistencia a las solicitaciones producidas por la diferencia de de presión existente entre el interior y el exterior del ducto, luego otras que soportan las cargas de tensión producidas principalmente por el peso propio de la línea y por el oleaje marino, finalmente todo va protegido por capas externas de un material polimérico, esto se observa en la imagen de la Figura 1.

Las capas que son las encargadas de resistir las solicitaciones de tensión en el riser, forman lo que se denomina la armadura de tensión. Esta armadura se compone de dos capas de alambres de acero dispuestos de forma helicoidal, y envuelven a las capas que las anteceden.

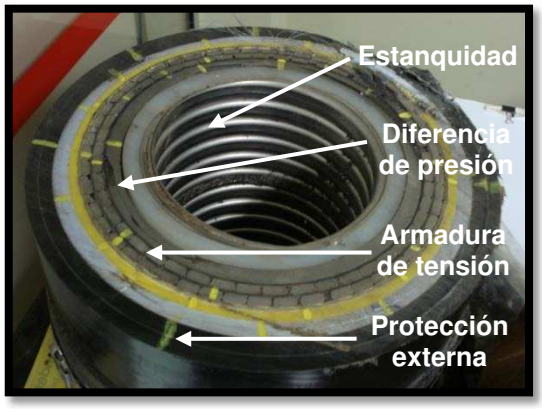


Figura 1 *Sección de riser flexible.*

En los extremos de la línea de riser flexible se instalan los “End Fittings” o también llamados conectores, que permiten conectarla con los demás componentes del sistema de extracción de hidrocarburos. Las cargas que solicitan a la armadura de tensión son transmitidas hacia el conector a través del vínculo proporcionado por una resina de tipo epoxy y los alambres de acero. La capacidad de soportar carga del conjunto depende, entre otras cosas, por un lado de la resistencia de unión entre las partes y de la geometría longitudinal que adquiere el alambre dentro del conector.

Una opción de conector fue desarrollada en el Laboratório de Metalurgia Física (LAMEF) perteneciente a la Universidade Federal do Rio Grande do Sul, para la cual se incluyó una novedosa disposición de la geometría longitudinal del alambre (Figura 2) dentro del conector. Una vez verificado el desempeño de esta última, se dispuso la concepción y construcción de un dispositivo capaz de deformar plásticamente el perfil longitudinal del alambre de acero para lograr dicha geometría.

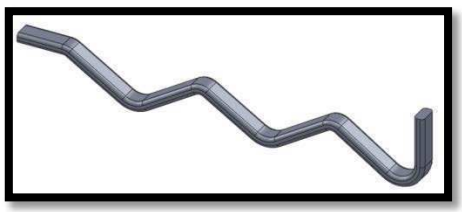


Figura 2 *Geometría del alambre.*

Entre los principales limitantes que condicionaron el diseño del dispositivo de doblado se encuentran la elevada resistencia del material del alambre y la imposibilidad de elevar su temperatura para facilitar la deformación plástica, dado que este proceso afecta las propiedades mecánicas de forma negativa en la función a la cual está destinado. Además en el proceso de conformado no se deben producir entallas en la superficie del alambre de acero que disminuyan su duración por cargas de

fatiga, dado a que el riser en su operación se ve sometido a solicitaciones cíclicas producidas principalmente por el oleaje marino.
El dispositivo se debía adecuar a las condiciones de un riser flexible de 9,5" de diámetro, cuya armadura de tensión cuenta con un total de 98 alambres dispuestos alrededor de todo su perímetro. Por lo tanto su operación debiera ser rápida y sencilla, con dimensiones apropiadas para su manipulación a lo largo de todo el perímetro del riser.

1.1. Verificación de la geometría del alambre.

Para la verificación del desempeño de la geometría se realizó un ensayo a escala que consiste en una representación de parte de la sección longitudinal del conector por medio de una caja acero, donde se introdujo un segmento de alambre igual a los que componen la armadura de tensión de los riser flexibles. El extremo de este alambre fue conformado con la geometría a analizar como se ve en la Figura 3. Luego el conjunto se llenó con resina epoxy, que una vez fraguada se obtuvo un modelo capaz de representar el comportamiento de un alambre dentro del conector.



Figura 3 *Modelo que representa una sección del conector.*

El ensayo consistió en aplicar un régimen de carga estática de tracción sobre el alambre (Figura 4) y determinar el valor de carga máxima que puede soportar el conjunto. Los valores de las solicitaciones ocasionadas en diferentes puntos del alambre fueron tomados utilizando galgas extensométricas.



Figura 4 *Ensayo a escala.*

Este ensayo, arrojó resultados prometedores en cuanto a la carga que resistida por el conjunto con la geometría de alambre adoptada.

2. CONCEPCIÓN DEL DISPOSITIVO DE DOBLADO.

El proceso de desarrollo del dispositivo tuvo comienzo en la determinación de los valores de fuerza que estaban en juego para doblar el alambre. Luego se platearon las distintas alternativas en la forma del sistema de doblado, llegando al resultado de utilizar un conjunto de matrices que presionaran la superficie del alambre en diferentes puntos doblando en su perfil longitudinal sin deformar su sección transversal. Una de las matrices posee un desplazamiento rectilíneo, mientras las demás sirven de

apoyo permaneciendo fijas. El movimiento es proporcionado por un actuador hidráulico con un dispositivo que limita su carrera, existiendo la posibilidad de regulación del recorrido. Todo el conjunto es sostenido por un robusto bastidor que permite la extracción por un lateral del alambre ya conformado, las matrices se sujetan a él a través de pernos roscados.

2.1. Fuerza para el doblado del alambre.

Entre las variables de diseño de ponderación en el desarrollo del dispositivo de doblado fueron las fuerzas involucradas para deformar plásticamente un segmento del alambre de acero y así obtener el perfil longitudinal requerido.

Para obtener los valores de fuerzas se concibió un modelo simplificado en 2D que incluyó el alambre con sus propiedades mecánicas y varios sólidos rígidos que se desplazaban presionando la superficie del mismo, deformándolo como se observa en la Figura 5. Éste proceso fue simulado utilizando un software basado en cálculos con elemento finito, obteniéndose los valores de las fuerzas de reacción verticales y horizontales originadas sobre los diferentes elementos rígidos del modelo.

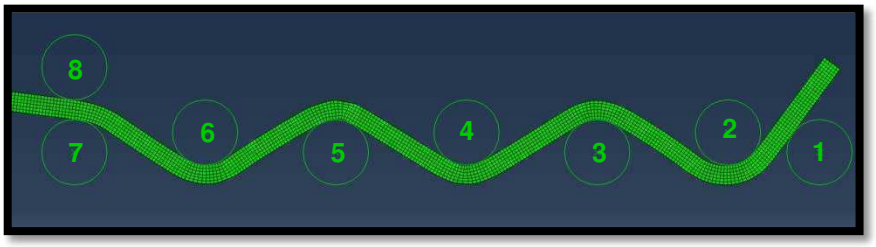


Figura 5 *Simulación de la deformación del alambre.*

Los diferentes apoyos rígidos del modelo (los que se encuentran numerados en la Figura 5) fueron concebidos de forma tal de poseer un radio de curvatura mínimo para no ocasionar entallas en la superficie del alambre. Su disposición también contempló una separación entre ellos que permita obtener la geometría adecuada y admita el desplazamiento longitudinal del alambre durante todo el proceso de conformación, para no producir deformaciones indeseadas.

En la simulación numérica se introdujeron parámetros provenientes de un de un ensayo de tracción simple para el alambre realizado anteriormente en el LAMEF.

El análisis de los valores obtenidos en la simulación evidenció que los picos de carga horizontales y verticales no son coincidentes en el tiempo, es decir, ocurren en instantes distintos de la operación de conformado. No obstante, siendo de interés para el diseño del dispositivo de doblado el conjunto de valores de fuerzas horizontal y vertical que generan las resultantes máximas en ambas direcciones, se asumió como hipótesis de trabajo conservadora que las resultantes máximas horizontal y vertical coinciden en el mismo instante, utilizando estos valores en el diseño.

Tabla 1 *Valores de fuerzas obtenidos en la simulación.*

Apoyo	Fuerza Horizontal [N]	Fuerza Vertical [N]
1	-3544,5	-10600
2	20870	29100
3	11524	-51100
4	12761	69900
5	-5171	66700
6	-10349	52200
7	-8823	-59100
8	-17268	36158

En la Tabla 1 se exponen los conjuntos de valores de fuerzas en los apoyos que provocan las resultantes máximas, tanto horizontal como vertical, con el sentido inverso al obtenido en la simulación. Dado que es de interés para el diseño del dispositivo de doblado, la fuerza de acción del alambre al ser deformado sobre las diferentes piezas que lo constituyen.

2.2. Sistema de matrices.

Luego de evaluar varias alternativas de formas y dimensiones diferentes, se adoptó un conjunto de matrices como se presenta en la Figura 6 construidas en acero ASIS D2, material que posee alta resistencia mecánica y elevado valor de dureza superficial, que son cualidades destacables para la función a la cual están destinadas estas piezas. Sus dimensiones fueron otorgadas de forma tal de contar con el espacio necesario para realizar uniones con pernos roscados, además de presentar un cuerpo suficiente como generar una buena distribución de las tensiones provenientes de las furezas en el doblado del alambre. Una de las herramientas utilizadas en el proceso de diseño fue un software para dibujo en 3D.

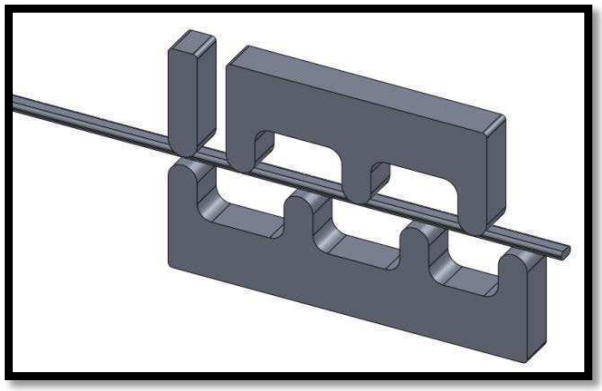


Figura 6 *Matrices y alambre*.

Para analizar las geometrías adoptadas en las matrices se confeccionó una simulación numérica con elemento finito utilizando un modelo en 2D mediante el cual se represento las diferentes matrices como cuerpos sólidos en el proceso de conformación del alambre, con las propiedades mecánicas propis de este último.

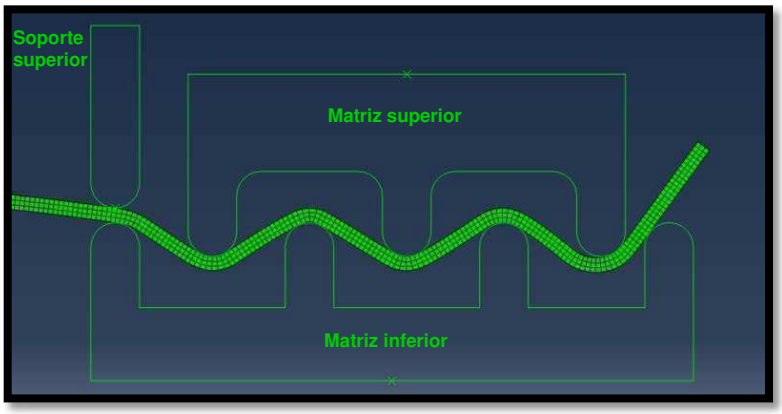


Figura 7 *Alambre conformado con matrices*

En la simulación ilustrada con la Figura 7 el “Soporte superior” y la “Matriz inferior” permanecen fijas mientras la “Matriz superior” desciende con movimiento rectilíneo. Como resultado, se obtuvo el valor de la fuerza que debiera aplicar el actuador hidráulico para doblar el alambre y se corroboró que el perfil longitudinal en el alambre obtenido con las matrices es el adecuado.

2.2.1 Sujeción de matrices.

La Matriz superior se vincula directamente al vástago del actuador hidráulico mediante una unión roscada, mientras que la Matriz inferior y el Soporte superior permanecen fijos vinculados a un bastidor mediante pernos roscados con las siguientes cualidades [1]: clase de propiedad 12.9 y resistencia mínima de prueba $S_p = 970\text{MPa}$.

La cantidad y medidas de los sujetadores roscados adoptados fueron determinados mediante un proceso iterativo y su correcto funcionamiento fue verificado por la teoría del esfuerzo cortante máximo, por lo que la resistencia por esfuerzo cortante de los pernos se cálculo con la Ecuación (1).

$$S_{sy} = \frac{S_p}{2} \tag{1}$$

En lo que respecta a la Matriz inferior utilizando los valores para los apoyos 1, 3, 5 y 7 citados de la Tabla 1, se determinó la fuerza resultante de cizalla máxima $F = 54433{,}30\text{N}$ y con este valor mediante la Ecuación (2) se estableció el área mínima necesaria de pernos roscados $A_{min} = 56{,}12mm^2$.

$$A_{min} = \frac{F}{S_{sy}} = \frac{F}{\frac{S_p}{2}} \tag{2}$$

Para la sujeción de la Matriz inferior se utilizaron 4 pernos roscados M6 y 4 pernos M12 con la disposición que se muestra en la Figura 8. Siendo su largo total 55 y 65mm respectivamente, valores obtenidos de la representación gráfica del diseño en 3D. La longitud roscada de los mismos se estableció con la Ecuación (3), donde el "d" es el diámetro nominal.

$$L_t = 2d + 6mm \tag{3}$$

Por lo que las longitudes roscadas son 18 y 30mm y la diferencia entre las longitudes totales de los pernos y las roscadas son 37 y 35mm respectivamente. Al ser esta diferencia mayor al espesor de la matriz que es de 25mm, se comprueba que los pernos se someten al esfuerzo cortante en el área de diámetro mayor y no sobre el largo roscado.

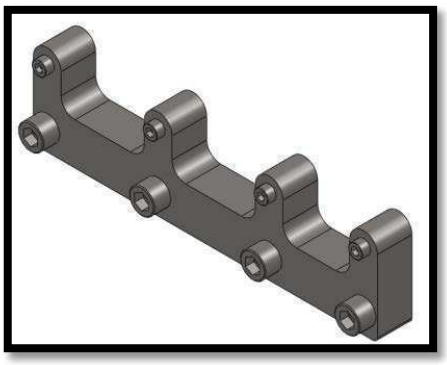


Figura 8 *Matriz inferior.*

Las áreas de diámetro mayor son 28,27mm^2 para los M6 y 113,1mm^2 para los M12, calculadas con la Ecuación (4).

$$A_{mx} = \frac{\pi * d^2}{4} \tag{4}$$

Sumando el área total de todos los pernos que resisten la carga se tiene 565,49mm^2. Por lo que el coeficiente de seguridad en la en la unión está dado por $565{,}49/56{,}12$, que resulta un valor cercano a 10. Esto proporciona un amplio margen de seguridad adecuado por nivel de incertidumbre en los valores obtenidos por simulación y variables en juego no contempladas.

El mismo procedimiento de cálculo se utilizó para la unión entre el bastidor y el Soporte superior, utilizándose 3 pernos roscados M10, con la disposición que se muestra en la Figura 9.

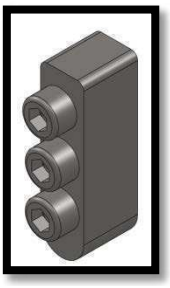


Figura 9 *Soporte superior.*

La Matriz superior se vincula directamente al vástago del actuador hidráulico, para lo cual posee un agujero ciego roscado, cuyas dimensiones son las máximas admisibles por la geometría de la matriz. La ubicación de dicho agujero se dispuso de tal manera que los momentos actuantes sean mínimos, a los efectos de reducir las solicitaciones sobre esta pieza. El procedimiento consistió en fijar un par de ejes de coordenadas como se indica en la Figura 10 y determinar la distancia perpendicular al eje y utilizando la Ecuación (5), introduciendo en ella los valores de las fuerzas en los apoyos 2, 4 y 6 tomados de la Tabla 1. El resultado de esta operatoria fue que el agujero se centró a una distancia $X_g = 68mm$ con respecto al eje vertical fijado.

$$X_g = \frac{\sum(F_i * x_i)}{\sum F_i} \tag{5}$$

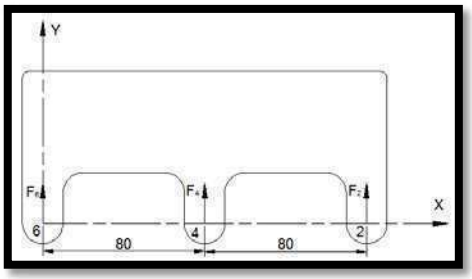


Figura 10 *Fuerzas y distancias (en milímetros) en la Matriz superior.*

2.2.2 Precarga en los pernos roscados.

Los valores de precarga aplicada en los pernos son variables utilizadas en el diseño, dado que trasmiten esfuerzos a las distintas piezas del conjunto unido.
La tensión de precarga se determinó de forma que la unión sea permanente, asumiendo su valor como el 90% de la resistencia de prueba. Las fuerzas de precarga se calcularon con la Ecuación (6), el resumen de valores se presenta en la Tabla 2.

$$F_p = 0{,}9 * S_p * A_t \tag{6}$$

Tabla 2 *Fuerza de precarga en pernos y área de esfuerzo a la tensión* [1].

Denominación	Cantidad utilizada	Área de esfuerzo a la tensión (A_t) [mm^2]	Fuerza de precarga [N]
M6	4	20,1	17547,3
M10	3	58	50634
M12	4	84,3	73593,9

2.2.3 Tensiones en las Matrices.

Para el análisis de la distribución de tensiones en la Matriz inferior se realizó una simulación numérica a través de elemento finito, en la cual se incluyeron los valores de cargas en los apoyos 1, 3, 5 y 7 de la Tabla 1 y las fuerzas aplicadas en los tornillos M6 y M12 de la Tabla 2. En la Figura 11 se ilustra como resultado de la simulación las tensiones de Von Mises en la matriz inferior, cuyo material es Acero AISI D2 con una resistencia a la compresión cercana a 1650MPa. La tensión máxima producida en la pieza es 427,9MPa, por lo que el cociente entre la tensión capaz de soportar el material y a la que sufre la pieza es de $1650/427{,}9$ que da un margen de seguridad de 3,86.

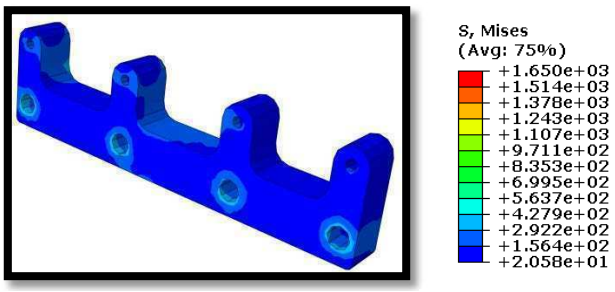


Figura 11 *Tensiones de Von Mises en la Matriz inferior.*

El proceso de análisis de solicitaciones máximas en el Soporte superior fue con una simulación similar a la anterior, incluyendo el valor de carga del apoyo 8 que se expone en la Tabla 1 y las fuerzas de precarga de los tronillos M10 tomados de la Tabla 2. Los resultados obtenidos son parecidos a los anteriormente mencionados, ilustrándose en la Figura 12.

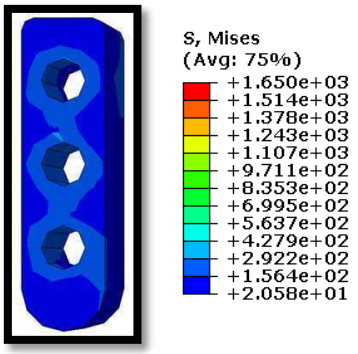


Figura 12 *Tensiones de Von Mises en el Soporte superior.*

Al igual que en los dos casos anteriores, se realizó una simulación para evaluar la Matriz superior; involucrando las fuerzas de apoyos 2, 4 y 6 expuestos en la Tabla 2. Como resultado de ésta simulación se obtuvo que la tensión máxima de Von Mises en la pieza es tiene un valor de 563,7MPa como se puede observar en la Figura 13, por lo que el cociente que permite una evaluación entre la tensión que admite el material y los esfuerzos presentes, es $1650/563{,}7$ que da un resultado de 2,93.

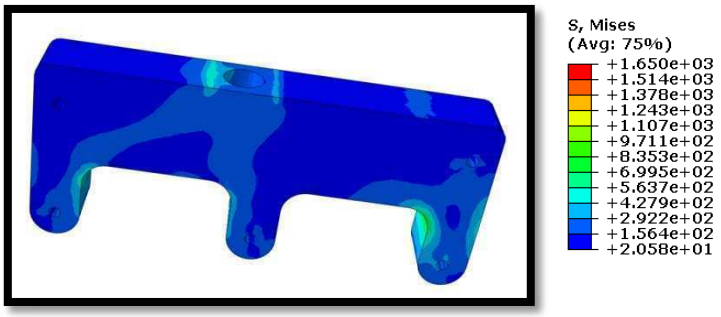


Figura 13 *Tensiones de Von Mises en la Matriz superior.*

2.3. Bastidor.

Todo el conjunto de piezas es sostenido por un bastidor confeccionado en acero AISI 1045. La Matriz inferior y el Soporte superior son fijados con pernos roscados al bastidor, que además posee un sistema de sostén para el actuador hidráulico.
Cuando se analizaron todos los valores de cargas obtenidos mediante la simulación descrita en la subsección 2.1, se halló que en la carrera de cierre y en la de apertura de las matrices se producen altos valores de carga horizontales resultantes en los dos sentidos (se exponen en la Tabla 3). Estas producen grandes momentos de flexión sobre los brazos del bastidor que sostienen el cilindro hidráulico que se deben evitar. El vástago del actuador no fue diseñado para resistir grandes fuerzas laterales. Por lo que se incluyó un sistema de guías de bronce dentro de las cuales se desplaza la Matriz superior como se muestra en la Figura 14. Gracias a esto se logró confinar las solicitaciones producidas por las cargas laterales a una región acotada del bastidor, evitando el sobredimensionamiento excesivo del bastidor y los efectos adversos sobre el vástago.

Tabla 3 *Fuerzas resultantes horizontales y guías sobre las que actúan.*

Fuerza [N]	Guía
23283,5	1
-1346,7	2

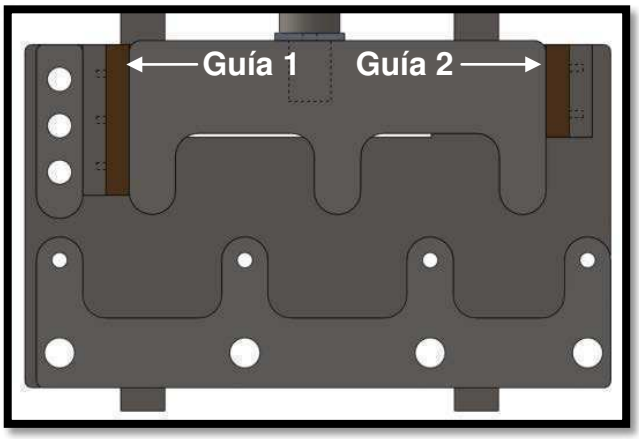


Figura 14 *Matrices y guías laterales.*

2.3.1. *Esfuerzos en guías laterales.*

Si bien las dimensiones de las guías laterales de bronce quedaron acotadas por las de las demás piezas del conjunto, se determinó si las superficies donde actúan las cargas son suficientes para resistirlas, para ello utilizo la hipótesis de falla de esfuerzo normal máximo.
El bronce de las guías tiene un mínimo de resistencia a la tensión $S_y = 75{,}8MPa$, por lo que mediante la Ecuación (7), utilizando las fuerzas de la Tabla 3 se estableció las áreas mínimas necesarias.

$$A_{min} = \frac{F}{S_y} \tag{7}$$

Dada la fuerza que se ejerce sobre la guía 1 se requiere un área mínima de 307,17mm^2 y para la guía 2 un área de 17,77mm^2.
Utilizando el diseño confeccionado en 3D con un software, se estableció que en el instante de máximo cierre de las matrices es cuando el área efectiva (A_e) que resiste las fuerzas es mínima y para la guía 1 vale 836,64mm^2 y 255,82mm^2 para la otra. En estos valores se tuvo en cuenta la reducción de área por el fresado donde caben los tornillos que unen estas piezas al bastidor.
Realizando el cociente A_e/A_{min} se tiene $(836{,}64/307{,}17) = 2{,}72$ en la guía 1 y $(255{,}82/17{,}77) = 2{,}72$ en la guía 2, lo que da un amplio margen de cobertura para fuerzas mayores aún de las establecidas.

2.3.2. *Tensiones en el bastidor.*

En la Figura 15 se observa el bastidor del dispositivo doblador en una gama de colores que representa los diferentes valores de tensiones de Von Mises producidas en el momento de máxima solicitación, esto es el resultado de una simulación numérica realizada utilizando un software que se basa en cálculos con elemento finito. Para la cual se utilizó los valores de cargas de la Tabla 1 y las fuerzas de precarga en todos los tornillos de unión expuestas en la Tabla 2.

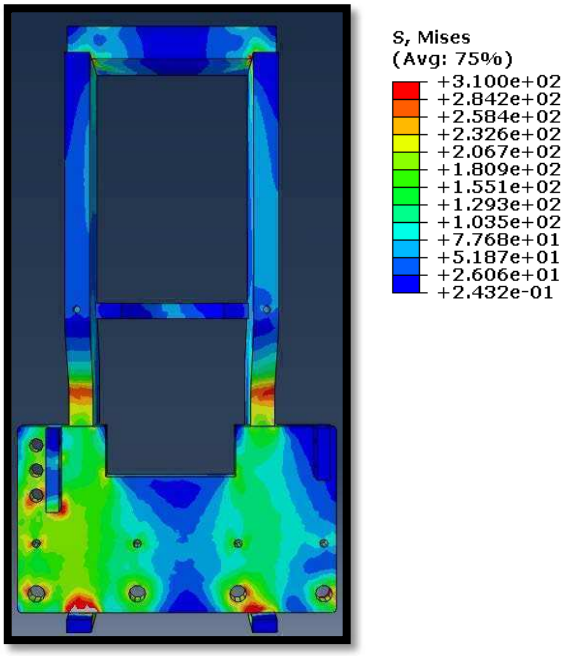


Figura 15 *Tensiones de Von Mises en el bastidor.*

Se presentan valores altos de tensiones, en algunas zonas localizadas del bastidor llegando inclusive al límite de tensión de fluencia del material utilizado, que es 310MPa acero AISI 1045 rolado en caliente [1]. Debido a esto a esta pieza se le realizó un tratamiento térmico de templado para aumentar su resistencia.

2.4. Actuador hidráulico.

Se empleó un formato de cilindro totalmente liso con una tapa frontal roscada, las entradas de presión en la parte posterior y una al costado, y los parámetros utilizados para el diseño son: presión de trabajo de 160 bares, presión de diseño de 210 bares, fuerza a desarrollar de 10 toneladas, desplazamiento total de 100mm y temperatura de trabajo del aceite hidráulico igual a 50 °C.
El actuador es de doble efecto con vástago simple como se ve en la Figura 16.
La determinación de espesores del cilindro se basó en el código ASME [3]. Mientras que para el cálculo de rosca del cerramiento frontal se recurrió a lo publicado por Bickford, John H [4].

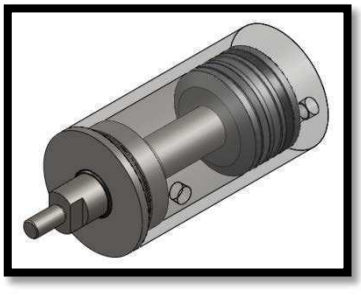


Figura 16 *Actuador hidráulico.*

3. DISPOSITIVO DE DOBLADO.

Como resultado del extenso procedimiento comprendió en el desarrollo, del cual solo se mencionan algunos aspectos relevantes en el presente escrito, se llegó al dispositivo que se representa en la Figura 17. El cual se puede observar en la Figura 18 una vez finalizada su construcción y en la Figura 19 se muestra una prueba de su funcionamiento con un alambre. El dispositivo doblador fue utilizado durante la instalación del conector desarrollado dentro de la universidad en un riser flexible, viéndose todos los alambres de acero que componen la armadura de tensión ya conformados en la Figura 20.

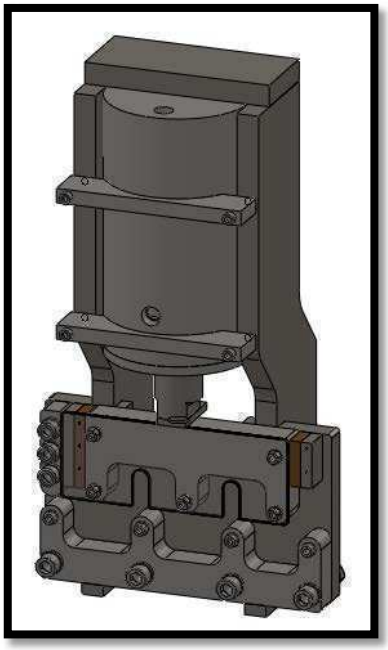


Figura 17 *Representación esquemática del dispositivo de doblado.*



Figura 18 *Dispositivo de doblado construido.*

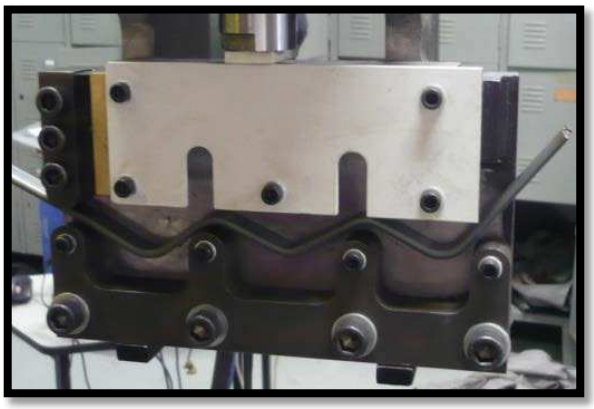


Figura 19 *Prueba de funcionamiento.*

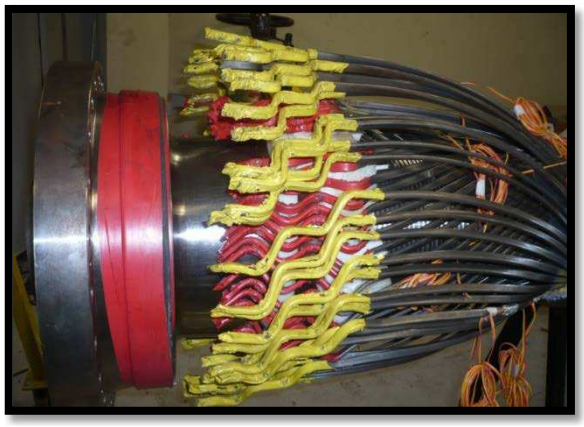


Figura 20 *Instalación de conector.*

4. CONCLUSIONES.

Del proceso de diseño se obtuvo una máquina robusta y pesada, que se aparta en cierta medida de la consideración inicial de diseño en cuanto a la facilidad de su manipulación alrededor del riser flexible, no obstante la operación del dispositivo doblador es rápida y sencilla. Con la prueba de funcionamiento se constató que en el conformado no se producen entallas sobre la superficie del alambre. Atendiendo a la cuestión de que se concibió un prototipo, futuros proyectos similares pueden estar sujetos a optimizaciones basadas en la experiencia adquirida.
En todo el proceso de desarrollo la utilización de herramientas informáticas como la de diseño en 3D y el software de simulación, permitieron un ahorro sustancial de costos y tiempos inherentes. Además de permitir obtener variables de diseño que de otro modo resultarían muy dificultosas de otra manera.

5. REFERENCIAS.

[1] Shigley, Josep E.; Mischke, Charles R. 2004. *Diseño en ingeniería mecánica*. México D. F. Sexta edición. McGraw-Hill/INTERAMERICANA EDITORES S. A. DE C. V. México.

[3] ASME Code ,Boiler & Pressure Vessels Code, 2007 Edition, Section 4 DESIGN BY RULE REQUIREMENTS.

[4] Bickford, John H.; "*Introduction to the Design and Behavior of Bolted joints".* Lugar de edición. 4° Edition. Edited by CRC Press Boca Raton-Florida

Agradecimientos

Los autores de este trabajo desean agradecer al Ing. Mudry Guillermo Alejandro y al M.Sc. Ing. Facundo S. López.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

Projeto de um dispositivo para viabilizar a utilização de um forno de ciclagem térmica com atmosfera controlada

Silva, Gilbert[1], Azevedo, Aline Torques[2], Azevedo, Glauco José Rodrigues[3] e Cunha Júnior, Sebastião Simões[4*]

1-Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI). Av. BPS, 1303–Itajubá, MG–Brasil, (gilbert@unifei.edu.br)

2-Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI). Av. BPS, 1303 – Itajubá, MG – Brasil (azevedoglauco@unifei.edu.br)

3-Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI). Av. BPS, 1303 – Itajubá, MG – Brasil (aline.torques@hotmail.com)

4-Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI). Av. BPS, 1303 – Itajubá, MG – Brasil (sebas@unifei.edu.br)

Resumo

Todos os materiais sofrem variação de suas dimensões em função de mudanças de temperatura. De forma geral, a matéria se expande com o aumento da temperatura e se contrai com sua diminuição. O responsável por essas alterações dimensionais é o coeficiente de expansão térmica, uma propriedade física característica de cada material. Principalmente quando materiais compostos com diferentes coeficientes de expansão térmica são submetidos a mesma variação de temperatura pode ocorrer o aparecimento de tensões internas que poderá ocasionar a falha do material composto, isto faz com que o estudo de variação de temperatura em materiais compostos de diferentes coeficientes de expansão térmica seja de fundamental importância para se prevenir falhas. Através da análise do ensaio de ciclagem térmica pode-se prevenir e até mesmo predizer quando o material poderá colapsar devido a fadiga térmica. Os fornos para ensaio de ciclagem térmica possuem um custo elevado, principalmente os que trabalham com atmosfera controlada, o que muitas vezes inviabiliza o desenvolvimento da pesquisa. Este trabalho teve como objetivo a realização o desenvolvimento do projeto de um dispositivo que viabilizasse a utilização de um forno com atmosfera convencional com capacidade até 1700^0C com resistência de $MoSi_2$, para a um forno de ciclagem térmica com atmosfera controlada. Para a elaboração do projeto com os desenhos do conjunto e do detalhamento técnico foi utilizado o programa SolidWorks.

Palavras chave

Ciclagem térmica, projeto de dispositivo, fadiga térmica.

1.Introdução

A ciclagem térmica é utilizada em várias situações desde compósitos em biomateriais até em soldagem de aços com o objetivo de avaliar as mudanças microestruturais decorrente da variação da temperatura [1,2]. Alguns trabalhos relatam a o estudo de ciclagem térmica em compósitos metais/cerâmicas e metais/polímeros [3,4]. Os ensaios de ciclagem térmica tem como principal objetivo a análise das uniões destes compostos submetidos a variações de temperaturas onde dois fatores são de fundamental importância para análise oxidação e resistência a fadiga térmica sem a ocorrência de falha do composto [5]. Ligas metálicas também são analisadas por este tipo de ensaio, pois vários materiais são submetidos a elevadas temperaturas e em seguida resfriados a temperatura ambiente. Isto provoca no material uma expansão e contração devido a variação térmica a qual o material foi exposto, podendo assim deteriorar as características de resistência a corrosão e resistência a fadiga térmica, fazendo com que a vida útil seja menor do que a projetada ocorrendo a falha prematura. Um exemplo típico são as ligas utilizadas na parte interna das turbinas, câmara de combustão, onde estão submetidas a ciclos de temperaturas extremamente elevados e em seguida, no seu desligamento, submetidas a temperatura ambiente. Através desta necessidade de se avaliar as condições dos materiais submetidos a variações térmicas, foram desenvolvidos vários dispositivos para a realização de ensaios que simulasse as condições que os materiais iriam suportar em trabalho [6]. Para se avaliar a resistência dos materiais a estas condições de temperatura desenvolveu-se o ensaio de ciclagem térmica, onde pode-se obter informações valiosas sobre a vida em fadiga térmica, aderência de um compósito e corrosão. Vários trabalhos em materiais metálicos e revestimentos cerâmicos relatam a utilização de ciclagem térmica para entender o fenômeno de corrosão e fadiga térmica, onde os ensaios são realizados através de fornos especiais e dispositivos que permitem transformar os resultados obtidos em dados que predizem a vida útil de um componente [7-9].

O objetivo deste trabalho é adaptar num forno convencional, que trabalha com atmosfera ambiente, um dispositivo mecânico que possibilite a realização da ciclagem térmica onde o material ensaiado fica protegido por uma atmosfera controlada. Para o desenvolvimento deste projeto de foi utilizado o programa SolidWorks®, que é uma ferramenta de CAD (computer-aided design) compatível com o sistema operacional Microsoft Windows®.

O SolidWorks® é um software totalmente paramétrico, isto é, permite que o projeto seja totalmente modelado em 3D, peça a peça, e por simples comando gerar as vistas 2D com todos os detalhes construtivos necessários. Sua natureza paramétrica possibilita grande economia de tempo, pois como o sistema cria associações entre os modos 3D e 2D, qualquer alteração no modelo é automaticamente gerada nas vistas, cortes 2D e montagens, bem como qualquer modificação dimensional no desenho final é refletida na montagem e na peça. [5].

A interface do software é uma interface nativa do Windows que utiliza diferentes tipos de cores oferecendo um destaque na geometria selecionada, proporcionando assim uma melhor visualização. Isso melhora a intuitividade e facilita o uso do software. O programa trabalha com três ambientes gráficos a saber: ambiente peça (ambiente de modelagem), o ambiente desenho (ambiente de representação bidimensional – desenho técnico) e o ambiente montagem.

Assim como uma montagem é feita de um número de peças individuais, um projeto modelado no SolidWorks® é também constituído por elementos individuais. Estes elementos são chamados de *features*. Quando você cria um modelo usando o SolidWorks®, o trabalho é feito com *features* geométricas inteligentes e fáceis de utilizar tais como *bosses, cuts, holes, ribs, fillets, chamfers e draft.*

O SolidWorks® mostra graficamente a estrutura baseada em *feature* de seu modelo em uma janela especial chamada árvore do projeto *FeatureManager.* A *FeatureManager* não mostra somente a seqüência na qual as *features* foram criadas, mas também oferece um fácil acesso a todas as outras informações associadas.

No ambiente do SolidWorks®, a criação de sólidos ou superfícies começa com a definição de esboços 2D ou 3D. Esses esboços definem a conectividade e certos relacionamentos geométricos entre vértices, linhas e curvas. O SolidWorks® permite que os desenhos das peças possam ser unidos em uma montagem, utilizando-se relações de posicionamento entre os elementos. Dessa forma, cada peça é salva separadamente, e somente no final, as mesmas são reunidas para a montagem final. O software possui um toolbox com componentes básicos já desenhados, como

parafusos, porcas, anéis, rolamentos e etc., que auxiliam na montagem do conjunto final. Possui vários assistentes como o de simulação para análises de interferência e colisão, além disso, permite realizar simulações utilizando o método de elementos finitos.

2 . Desenvolvimento do projeto

A pesquisa proposta, ou melhor, o desenvolvimento deste projeto, iniciou com a aquisição do maior número de informações possíveis dos componentes deste tipo de dispositivo. Essas informações foram obtidas através de uma pesquisa bibliográfica além da elaboração de desenhos esquemáticos preliminares, fornecendo assim uma idéia panorâmica do projeto. Nesta fase, além de definir os componentes mecânicos que compõe o projeto em estudo, foi também dada uma atenção especial sobre as formas de construção mais conveniente a ser utilizada. Paralelamente ao desenvolvimento da parte mecânica, foi considerado também a elaboração de um sistema eletrônico para controle do movimento de entrada e saída do dispositivo de dentro do forno para a realização da ciclagem térmica. Os diversos componentes mecânicos foram desenhados isoladamente na forma de peças, e depois montados utilizando-se os posicionamentos do SolidWorks®. As figuras 1 e 2 mostram o desenho finalizado do dispositivo em estudo.

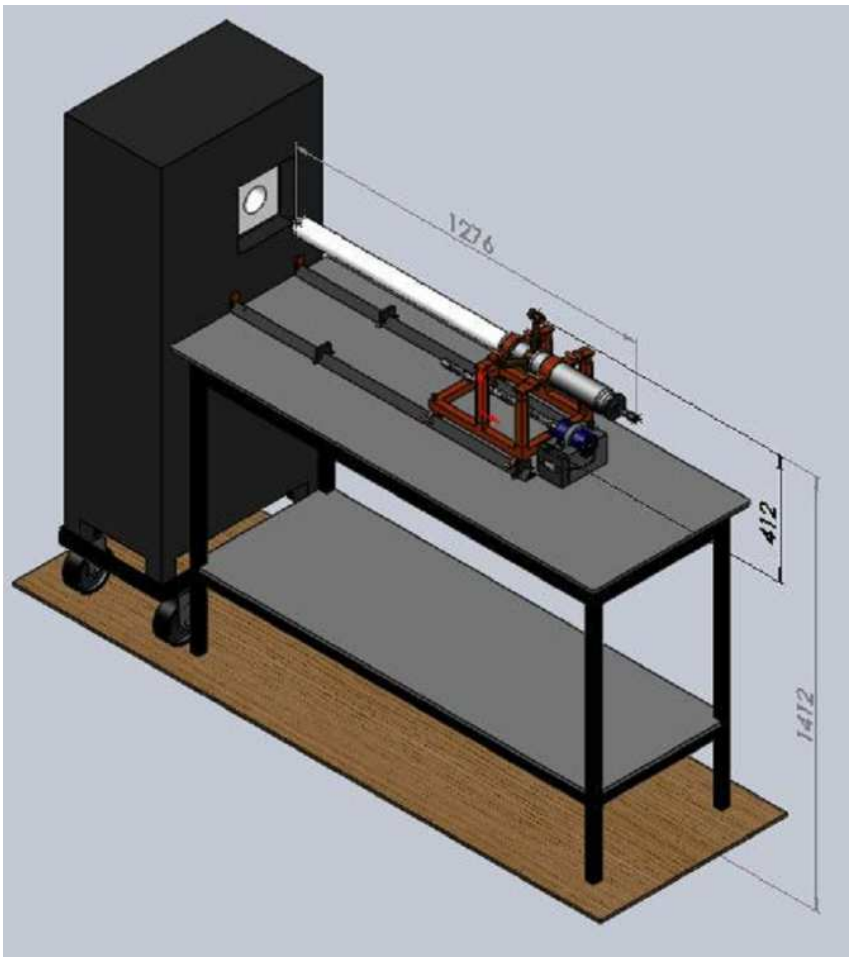


Figura 1 – Principais dimensões do dispositivo

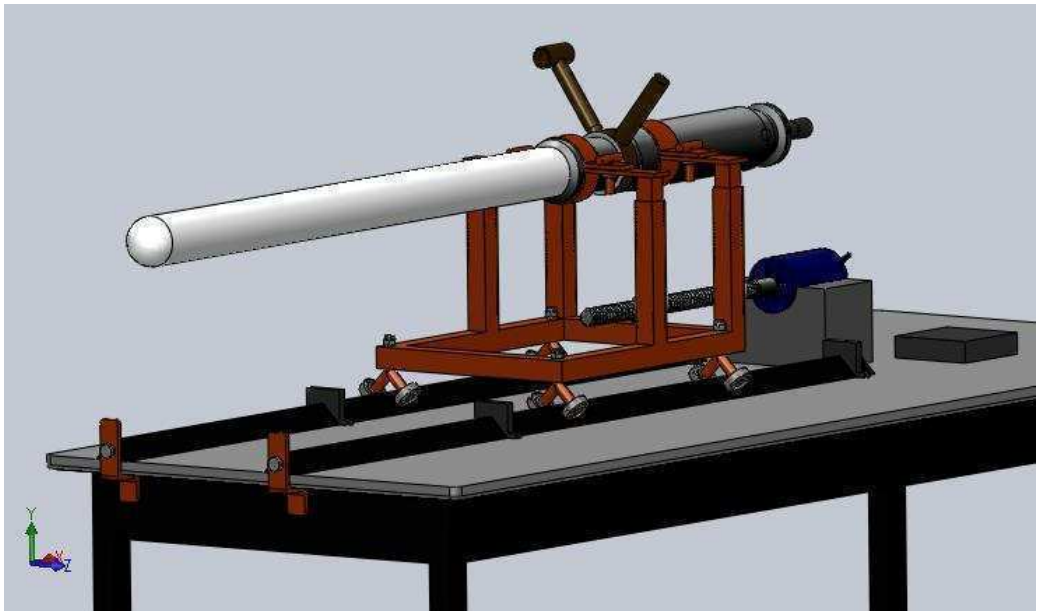


Figura 2- Desenho do conjunto em detalhe do dispositivo

Cada componente contido no dispositivo desempenha uma função específica durante o processo. A figura 3 mostra em detalhes a identificação dos principais componentes.

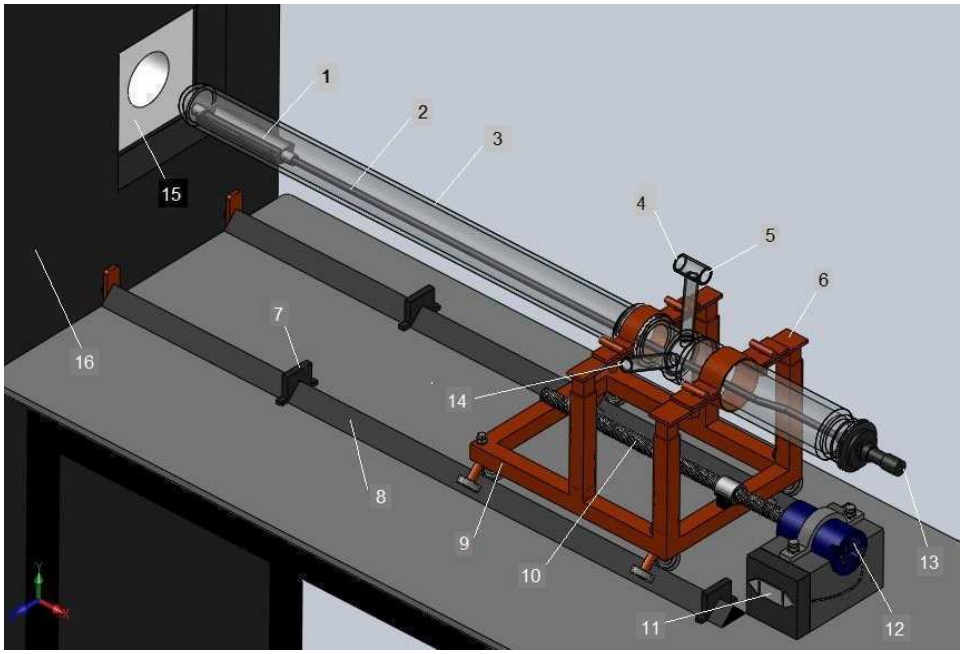


Figura 3 - Identificação dos componentes

1	Suporte da amostra
2	Tubulação de entrada de gás
3	Tubo de alumina de alta densidade
4	Entrada para a conecção do manômetro
5	Saída de gás
6	Presilhas de fixação
7	Trava de segurança - final de curso
8	Trilhos
9	Estrutura de sustentação
10	Eixo Roscado
11	Controlador do movimento e temporizador
12	Motor
13	Entrada de gás
14	Suporte para conecção da bomba de vácuo
15	Tijolo Refratário
16	Forno

3. Princípio de funcionamento do dispositivo quando da realização de um ensaio

Para a realização de um ensaio de ciclagem térmica foi montado um dispositivo sobre uma estrutura de sustentação (9) que se movimenta sobre um par de trilhos (8). Inicialmente a amostra a ser tratada será inserida no interior do tubo de alumina de alta densidade (3) que está fixado na estrutura de sustentação (9) pelas presilhas (6). A amostra será apoiada em um suporte (1), então se fará vácuo dentro do tubo de alunima (3) por intermédio de uma bomba de vácuo acoplada na conexão (14). Após o vácuo chegar em 20mmbar visualizado por um medidor de pressão acoplado na conexão (4), será inserido gás argônio pela conexão (13), até alcançar a pressão de 1 bar , que será conduzio até a ponta do tubo de alumina por intermédio do tubo (2). Este processo se repete por 3 vezes para se garantir a mínima quantidade de oxigênio dentro do tubo de alumina (2). Em seguida se manterá um fluxo de argônio que sairá pela conexão (5) com pressão de 1 bar durante todo o ensaio. A movimentação do conjunto, será fornecida por um motor com reversão (12) acoplado a um eixo roscado (10). O movimento do conjunto terá uma trava se segurança (7) que impedirá que o tubo de alumina se choque no interior do forno (16).

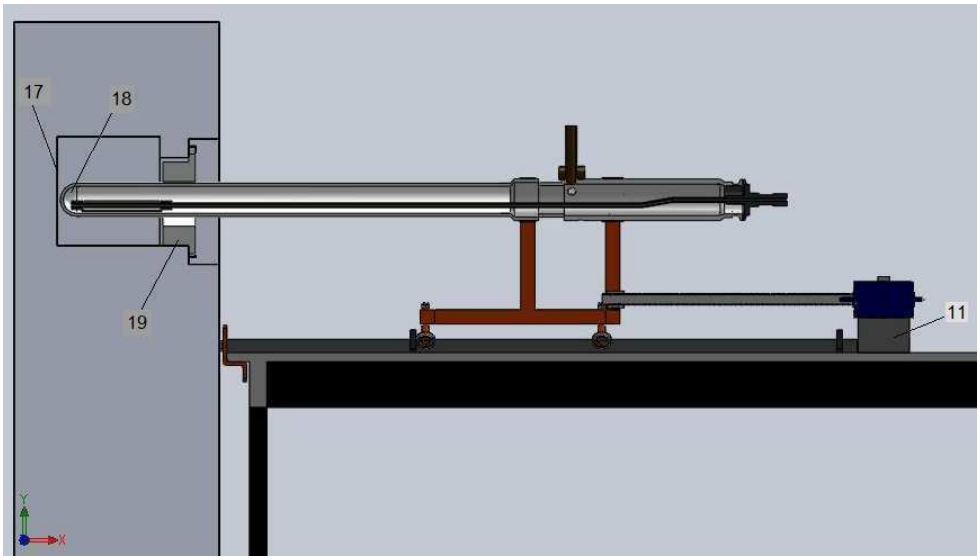


Figura 4 – Detalhe interno do forno

17	Parede do fundo do forno
18	Ponta do tubo de alumina
19	Revestimento bipartido de um material refratário

Para que o suporte de amostra fique na região homogênea de temperatura do forno há necessidade da ponta do tubo (18) se posicionar a 5 mm da parede forno (17). Como a entrada do forno tem dimensões elevadas em comparação com o tubo de alumina, será necessária a produção de um revestimento bipartido de um material refratário (19) para isolar a entrada do forno da atmosfera ambiente. O tempo de permanência do tubo dentro do forno será controlado por um temporizador (11) que dependerá do material a ser ensaiado. A temperatura utilizada nos ensaios será controlada pelo forno enquanto que o tempo de permanência do tubo dentro do forno e o movimento de entrada/saída do tubo de dentro do forno, para que possa realizar a ciclagem térmica, será controlado pelo sistema de controle de movimento/temporizador (11). Para uma melhor visualização a figura 5 mostra a vista explodida de todos os componentes do dispositivo de ciclagem térmica.

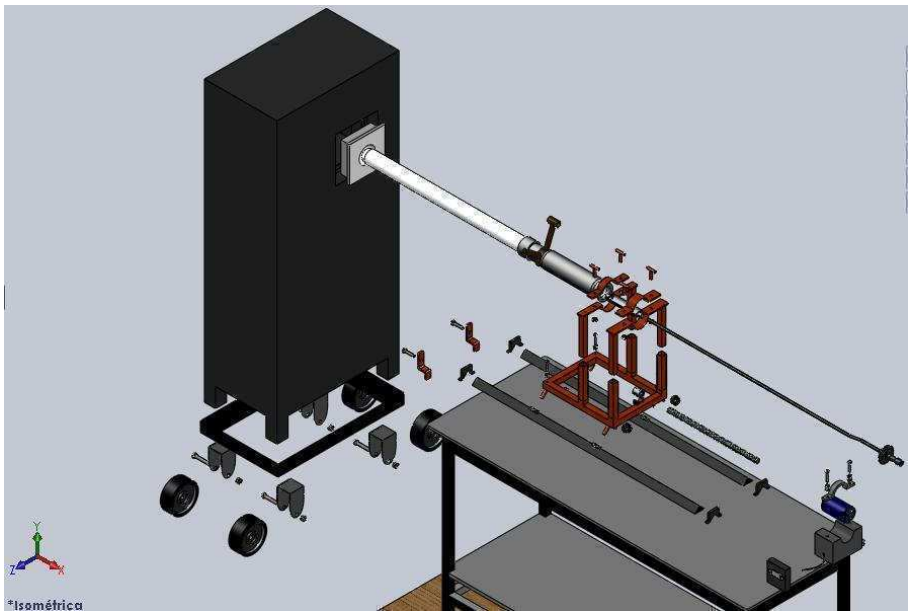


Figura 5 – Vista explodida

4. Detalhes construtivos

Quando a ponta do tubo estiver o mais afastado do forno, a distância da ponta do tubo à parede externa do forno é 121.68 mm. Esse afastamento é necessário para qualquer manuseio ou manutenção que tenha que ser feita no forno, ou na parte externa do tubo.

O curso do carrinho é 314mm para que o tubo de alumina fique afastado da parede a uma distância mínima de 5mm do fundo da parede do forno. O motor esta situado a uma distância de 490 mm da borda da mesa. O eixo responsável para transmitir o movimento do motor tem 350 mm de comprimento com a parte roscada de 315mm de forma a permitir a realização completa do curso do suporte do dispositivo. As figuras 6 e 7 ilustram os detalhes construtivos do motor e temporizador respectivamente.

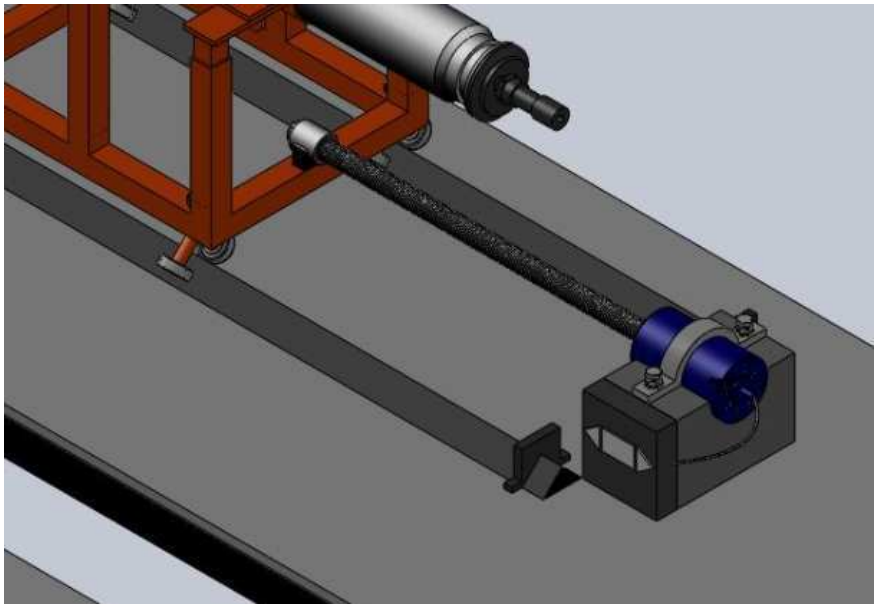


Figura 6 – Detalhe construtivo do conjunto motor e da barra roscada

Com relação à movimentação dos elementos da montagem, o forno e a mesa de apoio são elementos fixos. Para definir a posição do conjunto a mesa foi encostada na parede externa do forno, como forma de referência para o projeto. O carro e o suporte interno do tubo têm movimento na direção horizontal. A movimentação do carro é feita por meio do eixo roscado que possui uma rosca métrica M20x2,5. O motor definido para este projeto foi um motor DC 24v com torque máximo de 38Nm e rotação de 5 rpm. Com estes dados foi determinado que o tempo de gasto para percorrer todo curso será de 25min ou seja, o ensaio de ciclagem térmica para se completar o ciclo de entrada e saída do tubo no forno levará um tempo de 50min. Tempo este suficiente para que o tubo de alumina dissipe o calor absorvido dentro do forno. Para a realização do ensaio de ciclagem térmica há necessidade que as amostras permaneçam um determinado tempo dentro do forno, que depende do tipo de material que será ensaiado. Para isto tem-se a necessidade de um temporizador para acionar o motor quanto este tempo for atingido. O temporizador mais adequado para esta função GTM produzido em 110v com freqüência de 50-60Hz apresentando um consumo de 5VA.

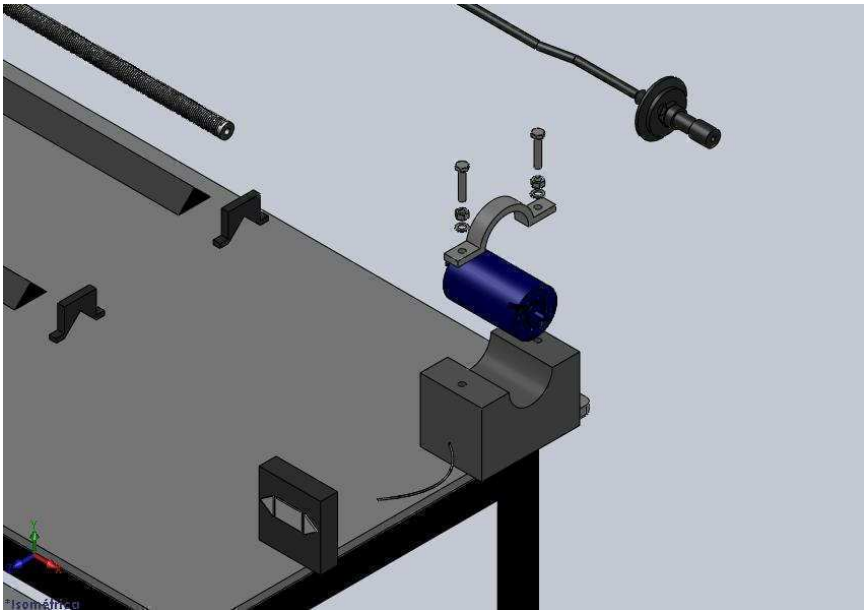


Figura 7- Detalhe construtivo do suporte de fixação do motor e o temporizador

5 . Conclusões

Com o desenvolvimento deste projeto espera-se:
- Minimizar o custo de aquisição de um forno de ciclagem térmica;
- Automatização de todo processo facilitando a operação do ensaio de ciclagem térmica;
- Possibilidade da realização do ensaio de ciclagem térmica num forno convencional com atmosfera controlada.

6 . Bibliografia

[1] Costa, E. M., Botino, M. A. Influência da ciclagem térmica em diferente tipos de solda na resistência da interface metalo-cerâmica. Revista Odonto • Ano 16, n. 32, jul. dez. 2008, São Bernardo do Campo, SP, Metodista.

[2] Lopes, A. C. L. Avaliação da soldabilidade dos aços inoxidáveis ferríticos extra baixo instersticiais EBI/P444Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Setor de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná, 2005.

[3] Almeida, J. G. S. P. Adaptação marginal e remoção por tração de infraestuturas para melal/cerâmica em função de diferentes términos cervicais, expulsividade e agentes cimentantes. Tese de Doutorado, Universidade de Brasília, 2005.

[4] Veronezi, M. C.; Ishiriama, A.; Bastos, M. T.; Bastos A.A.; Franco, E. B. Influência da ciclagem térmica e do método de avaliação na determinação da microinfilltração em restaurações de resina composta. UNIMEP- Universidade Metodista de Piracicaba, vol.14, nº 1, 2002.

[5] Bocchese, C., SolidWorks® 2007: Projeto e Desenvolvimento. 2ª edição. São Paulo: Editora Érica Ltda, 2008.

[6] Klobcar, D.; Tusek, J.; Taljat, B. Thermal fatigue of materials for die-casting tooling.Materials Science and Engineering A, v. 472, p. 198–207, (2008).

[7] Bris, J. ; Maury, H. ; Pacheco, A. ; Torres, J. ; Wilches, J. High temperature corrosion fatigue of duplex stainless steel shaft. International Journal of Fatigue, v. 25, p.1195–1201, (2003)

[8] Sasakia, k.; Takahashib, T.; Low cycle thermal fatigue and microstructural change of AC2B-T6 aluminum alloy; International Journal of Fatigue; v.28, p.203–210, (2006).

[9] Okazaki, M.; Yamagishi, S.; Yamazaki, Y.; Ogawa, K.; Waki, H.; Arai, M.; Adhesion strength of ceramic top coat in thermal barrier coatings subjected to thermal cycles: Effects of thermal cycle testing method and environment; Depart ment of Mechanical Engineering, Nagaoka University of Technology, In Press

7. Agradecimentos

Agradecemos a FAPEMIG pelo apoio financeiro para a realização deste projeto e aos alunos do PET do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá pelo apoio no desenvolvimento deste projeto.

ÁREA TEMÁTICA **C**

MECATRONICA

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

VALIDACION DE LAS SINGULARIDADES GEOMETRICAS DE UN MANIPULADOR PARALELO 3RPS

Penisi Osvaldo[1*], Rojos Esteban[2], Aguilar Horacio[3], Manzano Miguel[4], Isoglio Rosana[5]

Instituto de Mecánica Aplicada, Facultad de Ingeniería,
Universidad Nacional de San Juan,
Av. Libertador Gral. San Martín 1109 oeste
San Juan, Argentina,
email: {[1] openisi, [2] erojos, [3] haguilar}@unsj.edu.ar

RESUMEN.

En estudios y publicaciones anteriores se demostró que el manipulador paralelo 3RPS puede orientar su plataforma móvil en cualquier dirección del espacio con buena precisión, por ejemplo en los corner reflector que son instrumentos para recolectar señales de información satelital.
En algunas aplicaciones las orientaciones requeridas son dadas por sus ángulos de elevación y azimut. Si bien los mecanismos paralelos 3RPS en su concepción teórica pueden alcanzar cualquier valor de los ángulos citados, presentan singularidades geométricas y físicas debido a la geometría de su arquitectura constructiva, específicamente en sus juntas superiores esféricas. Estas fueron estudiadas y presentadas en su análisis teórico y de simulación en una publicación anterior para dos configuraciones arquitectónicas distintas. Estas singularidades harían que la plataforma móvil no alcance ciertas direcciones del espacio indicado por un casquete semiesférico para las condiciones geométricas de posibles orientaciones, en valores distintos para cada configuración según los elementos mecánicos utilizados, fundamentalmente en valores de elevación muy cercanos al horizonte o plano diametral del casquete.
En el presente trabajo se validará los valores encontrados por los métodos citados anteriormente en cada tipo de arquitectura, una con juntas superiores esféricas y otra con juntas superiores de tipo universal. Para ello se dispondrá en un prototipo, un sistema de medición de distancias por cable, implementándose un instrumento virtual para interpretar estas mediciones y transformarlas en ángulos de elevación y azimut, con el objeto de validar las singularidades que se producen debido a la arquitectura analizada. Como conclusión se validan los límites de cada geometría analizada, en valores de ángulos para cada arquitectura permitiendo decidir que arquitectura utilizar para cada aplicación especifica donde se requiera de este tipo de manipulador 3RPS.

Palabras Claves: Validación, Manipulación Paralela, Singularidades

1. INTRODUCCIÓN

El corner reflector se puede considerar como uno de los elementos que son necesarios orientar en la superficie de la tierra, para obtener información satelital que permitiría determinar los riesgos de terremotos entre otras.
Estos elementos deben ser colocados en orientaciones precisas y en lugares que en ocasiones son de difícil acceso, para lograr las reorientaciones necesarias para diversas pasadas de satélites.
Los corner reflector tienen específicamente la misión de reflejar la señal que reciben de un radar de apertura sintética satelital [1], (ver Figura.1 para comprender el funcionamiento de un corner reflector).
Desde el punto de vista mecánico son aparatos de posición fija y no de seguimiento.

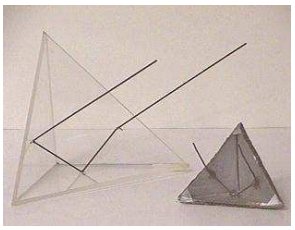
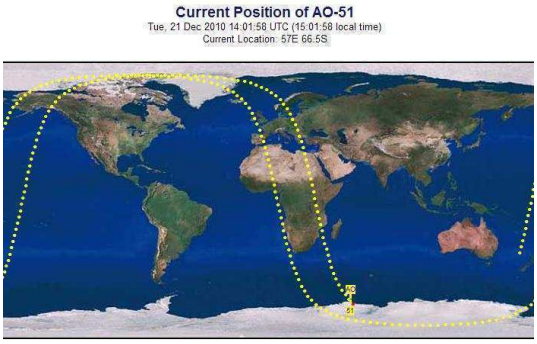


Figura 1 *Principio de funcionamiento de un corner reflector el haz incidente refleja en las caras del corner y sale paralelo a la dirección en que ha entrado*

Estos aparatos geométricamente son una pirámide recta de base triangular que recibe el haz incidente por la base del mismo, reflejándose en las distintas caras produciendo una señal de salida paralela a la de entrada.
Para lograr su objetivo es necesario posicionarlo con una precisión del orden de un grado. Lo que se ubica es un vector coincidente con la altura de la pirámide que se debe alinear con la dirección inicial de la pasada del satélite.
De acuerdo al lugar geográfico y el día establecido en que se desee obtener información, es la pasada satelital que se tenga que capturar, esta se conoce por la ubicación de dos coordenadas denominadas azimut y elevación que determinan la dirección de la aparición del satélite para la pasada considerada.
En la Figura 2. se puede observar a modo de ejemplo como se obtiene la pasada de un satélite que en este caso corresponde a un satélite de AMSAT. En la Figura 3. se observa la interpretación en coordenadas polares de los ángulos de elevación y azimut.
Entonces conocidos los datos de aparición del satélite se deberá ubicar el corner reflector con su vector posición coincidente con las coordenadas polares del satélite.
En el Instituto de Mecánica Aplicada (IMA) de la Universidad Nacional de San Juan se construyó un prototipo de manipulador paralelo de tipo 3RPS para poder orientar un corner reflector en las coordenadas de elevación y azimut necesarias, ver Figura 4. En ella se puede observar la plataforma móvil que está vinculada a las juntas prismáticas o piernas mediante rotulas y el vínculo a la plataforma fija mediante articulaciones rotoidales, siendo las juntas prismáticas logradas mediante sistemas de tornillo y tuerca.
En publicaciones anteriores [2], [3], [4], [5], [6], [7] se demostró para esta estructura, que la componente de azimut (ángulo θ) no tiene limitaciones para poder lograrse en los 360 º de posibilidad de movimiento como ubicación del vector posición.
El ángulo ϕ de elevación, en el inicio de pasada es el que puede llegar a producir alguna dificultad para lograrse debido a la configuración geométrica que hay que alcanzar para ello.
Si la junta que se coloca en el vínculo de la plataforma móvil y la pierna tiene limitaciones físicas o singularidades estas limitarán los valores a poder alcanzar por el ángulo ϕ.
En un trabajo anterior [10] se determinaron por simulación los ángulos límites que se pueden alcanzar para configuraciones de juntas superiores de tipo esférica y de tipo unión universal, permitiendo esto

elegir las posibles arquitecturas para determinados ángulos de aparición según la zona geográfica en la que sea ubicado el corner reflector.



AMSAT Online Satellite Pass Predictions - AO-51
View the current location of AO-51

Date (UTC)	AOS (UTC)	Duration	AOS Azimuth	Maximum Elevation	Max El Azimuth	LOS Azimuth	LOS (UTC)
21 Dec 10	16:06:43	00:13:19	125	20	66	3	16:20:02
21 Dec 10	17:44:15	00:15:07	179	53	262	343	17:59:22
21 Dec 10	19:27:39	00:08:12	245	4	271	311	19:35:51
22 Dec 10	04:16:12	00:08:03	49	4	75	117	04:24:15
22 Dec 10	05:52:39	00:14:46	17	57	96	183	06:07:25
22 Dec 10	07:32:04	00:12:43	356	18	297	238	07:44:47
22 Dec 10	15:29:18	00:10:31	101	9	60	13	15:39:49
22 Dec 10	17:04:48	00:15:12	158	67	86	351	17:20:00
22 Dec 10	18:45:20	00:12:41	213	15	273	327	18:58:01
23 Dec 10	05:13:37	00:13:36	26	23	83	161	05:27:13

Figura 2. *Pasadas de un satélite AO-51 en tres días para determinadas coordenadas terrestres*

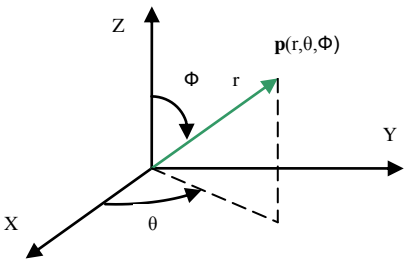


Figura 3. *Coordenadas de pasada satelital.*



Figura 4. *Prototipo de manipulador paralelo 3RPS construido en el IMA*

En este trabajo se presenta un estudio de validación de los valores obtenidos por simulación para el ángulo de elevación, con el fin de confirmar la metodología de análisis utilizada y comprobar prácticamente los valores obtenidos en forma teórica.
Se utiliza para el posicionado un sistema de control planteado con la utilización de un software implementado en Lab View en forma integra. Este está compuesto por un subprograma que calcula cinemática inversa, otro de medición de la longitud actual de las piernas, uno de comparación entre la longitud calculada y la actual y un ultimo de toma de decisión para actuar los motores en la dirección correcta y parada de los mismos cuando se igualan la longitud calculada con la medida dentro de un cierto error especificado. Luego mediante un sistema compuesto por una serie de transductores de longitud por cable se determinan las posiciones respecto del sistema de referencia de dos puntos de la normal a la superficie para calcular los ángulos de azimut y elevación alcanzados, confirmando de esta manera las pociones de singularidad física que presenta la configuración utilizada.

2. CONFIGURACIÓN GEOMÉTRICA DE POSICIONES DE SINGULARIDAD

Como se puede observar en la Figura 5 la junta de unión entre la plataforma móvil o sea la esférica tiene un diseño que le permite un ángulo de oscilación de la esfera sin limitaciones en el alojamiento o casquillo.
No obstante cuando se vincula la esfera a la junta prismática, el ángulo de movimiento de la esfera esta fijado por la limitación física que impone el borde del casquillo al perno que une la esfera con el extremo de la junta prismática como se puede ver en la Figura 6.

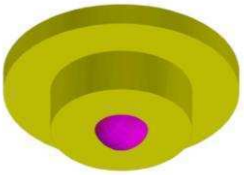


Figura 5. *Articulación superior esférica*

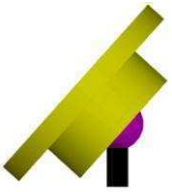


Figura 6. *Vástago de conexión con junta prismática*

Para el caso del prototipo construido en el IMA para las dimensiones en la rotula el valor límite que tiene el ángulo de elevación cuando se mueve una pierna y las otras dos permanecen en su menor longitud alcanza el valor de 34º como puede observarse en la Figura 7 a).
El lugar geométrico de las posibles posiciones de la esfera-vástago corresponde a un cono de 68º de apertura angular. El calculo de la junta esférica que permite calcular el valor del ángulo de apertura realizado a partir de la resistencia de materiales puede verse en [8; 9; 10]
Si se alterna la forma de movimiento dejando una sola pierna en su menor longitud y levantando las otras dos simultaneamente se alcanza un ángulo límite de 47º producido por la rótula de la pierna que no se ha movido, como se puede observar en la Figura 8.
Haciendo una simulación en Inventor, dibujando en el la plataforma con valores iguales al prototipo del IMA, se logran obtener los valores de ángulo límites posibles hasta que se produce la interferencia de piezas de la junta esférica, estos se pueden observar en las Figuras 7 y 8 según sean las piernas que se muevan [10].
Una alternativa que permite ampliar el rango de utilización del manipulador es cambiar la articulación superior por una articulación que permita el funcionamiento esférico pero que no tenga la limitación geométrica vista en el parágrafo anterior.
Esta opción la puede cumplir la junta universal como puede verse en la Figura 9.
Para este tipo de configuración el plano a tomar en cuenta como móvil para mantener la configuración anterior es el que pasa por los centros de la cruz de cada junta universal.
Hay que tener en cuenta que este tipo de junta no transmitirá movimiento de rotación completa sino que la parte unida a la junta prismática solo tendrá movimiento lineal y entonces la otra parte u horquilla solo tendrá un movimiento angular pequeño por lo cual este grado de libertad hay que permitirlo en la unión de la horquilla con el plano móvil y no hacerlo rígido (ver Figura 10)



a) b) c) d)

Figura 7 . *Posición limite del angulo de elevación cuando se extiende una sola pierna; a) y b) vistas; c) junta superior no alcanza el limite; d) junta inferior llega al límite*

En el caso de uso de junta universal representado la simulación de movimiento en Inventor, si se dejan dos piernas quietas en la posición mas corta y se da movimiento en la tercera se logra una posición límite cuando el plano móvil queda paralelo al plano determinado por las dos piernas que no se mueven, como se puede observar en la Figura11 a) y b) donde el ángulo ϕ resulta ser mayor a 180º midiéndolo desde un plano horizontal.

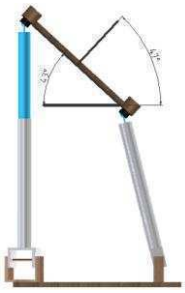
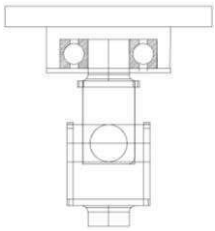




Figura 8. *Posición limite del angulo de elevación cuando se extienden dos piernas*



Figura 9. *Junta universal.*



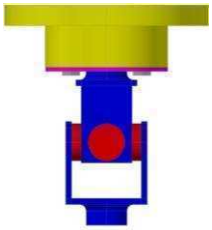
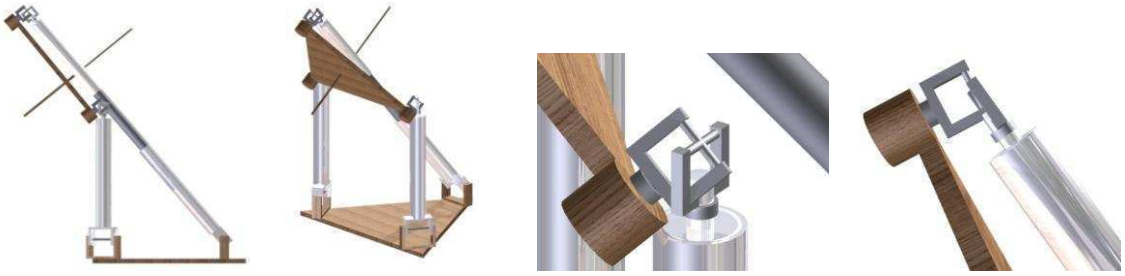


Figura 10. *Conexión de la junta universal a plano móvil y a junta prismática*

En cambio cuando se deja una sola pierna quieta en la posición mas corta y se mueven las otras dos, el ángulo que se logra como máximo es distinto al caso anterior como puede verse en la Figura12 a) en la cual el ángulo ϕ resulta ser menor de 180º y de sentido contrario respecto del mismo plano. Además puede observarse en las juntas que la limitación en un caso la produce la junta que llega mas alto (Figura 12 d)), y en el otro caso las que permanecen bajo (Figura 11 c)).



a) b) c) d)

Figura 11. *Posición límite de manipulador con junta universal moviendo una sola pierna a) y b)vistas, c)junta inferior de las piernas que no se mueven, d) junta superior de la junta que se mueve.*



a) b) c) d)

Figura 12. *Posición límite de manipulador con junta universal moviendo dos piernas a) y b) vistas, c)junta inferior de la pierna que no se mueve, d) junta superior de las piernas que se mueven*

3. SISTEMA DE MEDICIÓN DE POSICIÓN

A los fines de poder validar los valores de singularidad geométrica dados por posición límite del manipulador, se describe a continuación cual es el sistema de medición de posición de la normal a la superficie de apertura del corner reflector, este valor coincidirá con el llamado ángulo de elevación.

El sistema adoptado consta de una serie de transductores de longitud por cable dispuestos de manera estratégica, los cuales permiten mediante la utilización de instrumentos virtuales determinar cuales son los ángulos de elevación y azimut alcanzados por la plataforma móvil cuando los actuadores llevan a esta a su posición limite o de singularidad.

La teoría indica que un punto en el espacio puede ser ubicado respecto de una terna fija mediante tres coordenadas, y una recta, mediante la posición de dos puntos conocidos de ellas.

A los efectos de lograr la medición de la posición de un punto se tomó una disposición triangular de tres transductores sobre un plano de referencia y se llevaron al punto deseado los tres cables formando de esta manera un tetraedro que varia la longitud de sus aristas cuando cambia de posición el vértice o punto a medir, manteniéndose la base fija [11]. Conocidas las longitudes de las aristas por consideraciones geométricas y trigonométricas se puede determinar la posición del punto respecto del sistema fijo o de referencia.

Considerando que la disposición triangular está formada por los trasductores T1,T2 y T3 y sus distancias A; B; C se mantienen fijas, las longitudes de las aristas L1, L2 y L3 varían con la posición de P (punto a determinar su posición) (ver Figura. 13).

Conocidas las longitudes de las aristas por consideraciones geométricas y trigonométricas, (Ec. 1) se puede determinar la posición del punto respecto del sistema fijo o de referencia.

$$\left(P_x, P_y, P_z\right) = f\left(A, B, C, L_1, L_2, L_3\right) \qquad (1)$$

Estas ecuaciones han sido interpretadas en un instrumento virtual en ambiente Lab-View para obtener las componentes de la posición del punto P.

Realizando el mismo procedimiento para el otro extremo del vector posición se determina la posición del otro punto (Figura. 14). Luego proyectando sobre distintos planos y aplicando trigonometría se determina la orientación del vector posición correspondiente al corner reflector, por ejemplo en azimut y elevación.

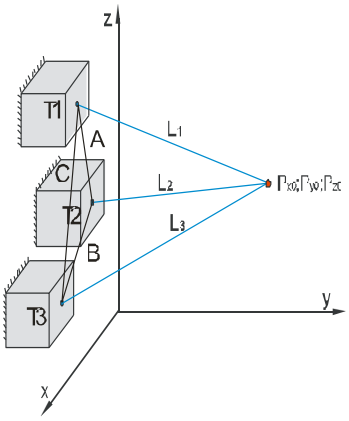


Figura 13 *Disposición para medir un punto P*

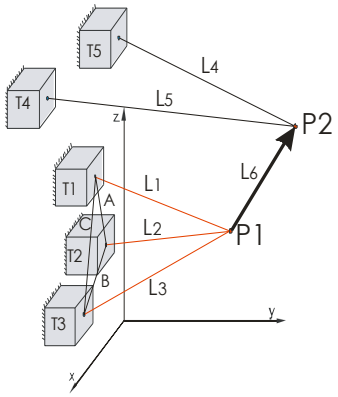
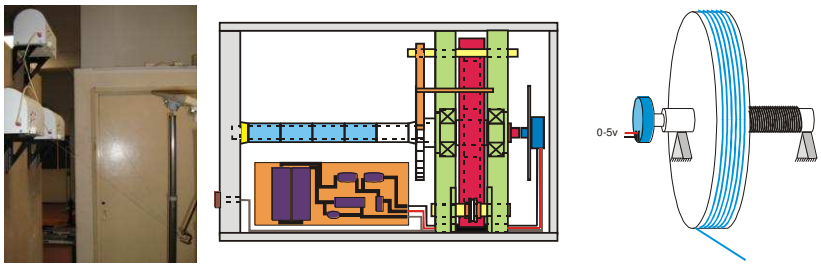


Figura 14 *Disposición para medir dos puntos P*

3.1 Descripción del instrumento de medición de distancia por cable

Cada transductor de distancia por cable está compuesto por un tambor donde se enrolla el cable que se conectará al punto de medición. Este tambor va montado sobre un eje que tiene dos apoyos a bastidor y en uno de sus extremos es colocado un transductor eléctrico resistivo de varias vueltas para transformar la variación de longitud en una variación de tensión. Sobre el eje se encuentra un elemento elástico para proveer la cupla antagónica necesaria que permite rebobinar y mantener tenso el cable cuando este está realizando una medición estática o dinámica (Figura.15).



a) b)

Figura 15 *Transductor de longitud por cable, a) vistas montados midiendo un punto y b) esquemas interiores*

3.2 Calculo de la posición de un punto

Para realizar el cálculo de la posición de un vector normal a la plataforma móvil se han utilizado consideraciones geométricas y trigonométricas como se indican a continuación teniendo en cuenta las Figuras 13 y 14 del párrafo anterior

$$\mathbf{L}_3^2 = \mathbf{B}^2 + \mathbf{L}_2^2 - 2\mathbf{L}_2\mathbf{B}\cos\beta \tag{2}$$

$$\mathbf{L}_{2\mathbf{y}} = \mathbf{L}_2\cos\beta = \frac{\mathbf{B}^2 + \mathbf{L}_2^2 - \mathbf{L}_3^2}{2\mathbf{B}} \tag{3}$$

$$\mathbf{L}_1^2 = \mathbf{L}_2^2 + \mathbf{A}^2 - 2\mathbf{L}_2\mathbf{A}\cos\alpha \tag{4}$$

$$\mathbf{L}'_{2\mathbf{z}} = \mathbf{L}_2\cos\alpha = \frac{\mathbf{L}_2^2 + \mathbf{A}^2 - \mathbf{L}_1^2}{2\mathbf{A}} \tag{5}$$

$$L_{2z} = L'_{2z}\cos\gamma = \left(\frac{L_z^2 + A^2 - L_1^2}{2A}\right)\mathrm{sen}\,\gamma \qquad (6)$$

$$L_z^2 = L_{zx}^2 + L_{zy}^2 + L_{zz}^2 \qquad (7)$$

$$L_{zx} = \sqrt{l_2^2 - L_{2y}^2 - L_{2z}^2} \qquad (8)$$

Las ecuaciones 3, 6 y 8 son las que permiten calcular la componente de la posición de P en función de las longitudes de las aristas del tetraedro. Estas ecuaciones han sido interpretadas en un instrumento virtual en ambiente Lab-View para obtener las componentes de la posición del punto P.
Realizando el mismo procedimiento para el otro extremo del vector posición se determina la posición del otro punto y luego proyectando sobre distintos planos y aplicando trigonometría se determina la orientación del vector posición correspondiente al corner reflector.
El panel frontal puede observarse en la Figura.16 que corresponde a la medición de un punto P

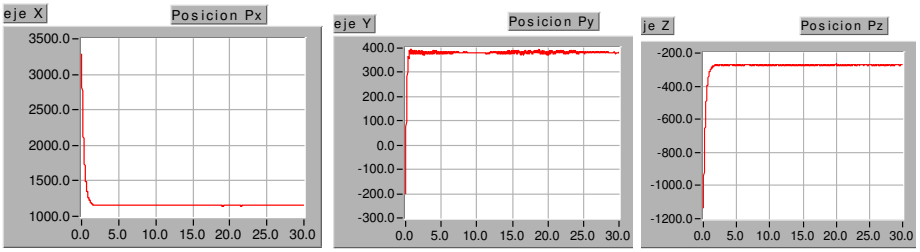


Figura 16 *Panel frontal - Salida de distancias de instrumento virtual para un punto del vector posición del manipulador paralelo*

3.3 Sistema utilizado para poder determinar la validación.

A continuación se describe el hardware y software utilizado para realizar la validación de los valores obtenidos como posiciones límite de la plataforma móvil del manipulador 3RPS obtenidos por simulación con Inventor.
Se utilizó el prototipo 3RPS construido en el IMA, el cual está compuesta por una plataforma móvil vinculada a la plataforma fija por tres piernas actuadas por motores de corriente continua con reducción de velocidad por reductor de tornillo y corona que actúa un tornillo y tuerca para transformar el movimiento de rotación en uno de traslación conformando la junta prismática. En el vínculo de la pierna con la plataforma móvil se uso articulación esférica. El sistema de potencia utilizado para los motores de corriente continua fue implementado mediante reles para lograr el sentido de giro necesario activado estos la tensión de servicio de 12 V de los motores, la señal de comando de los relees se fijó en 5V obtenidos de la placa de adquisición de datos E6024 de Nacional Instrument. Como sistema de medición de la posición alcanzada se ha utilizado un sistema de tres transductores de longitud por cable [6, 11]. Para determinar la longitud de las piernas necesarias, conocido como cinemática inversa, se realizó la programación en varios nodos de función de un instrumento virtual en Lab View. El control de la posición a alcanzar se controla por un instrumento virtual que compara posición actual con posición requerida calculada, si esta da diferencia da una salida por un puerto de salida de la placa de adquisición de datos (NI E 6024) para comandar los motores en el sentido necesario para igualar ambos valores (requerido y medido). Estos componentes pueden observarse en la Figura 17
En la Figura 18 se puede observar el panel frontal del instrumento virtual generado para realizar el posicionado del vector perpendicular a la plataforma móvil del manipulador paralelo. Esta es la interface entre el usuario y el manipulador, en la mitad izquierda se coloca los valores deseados de elevación y azimut y el plano de referencia en altura que se desea, en la mitad derecha se obtiene la

información del valor calculado y la medición de la longitud actual instantánea de pierna como así también se actúa los motores para alcanzar la posición deseada.



Figura 17 *Vista de los dispositivos de control y medición*

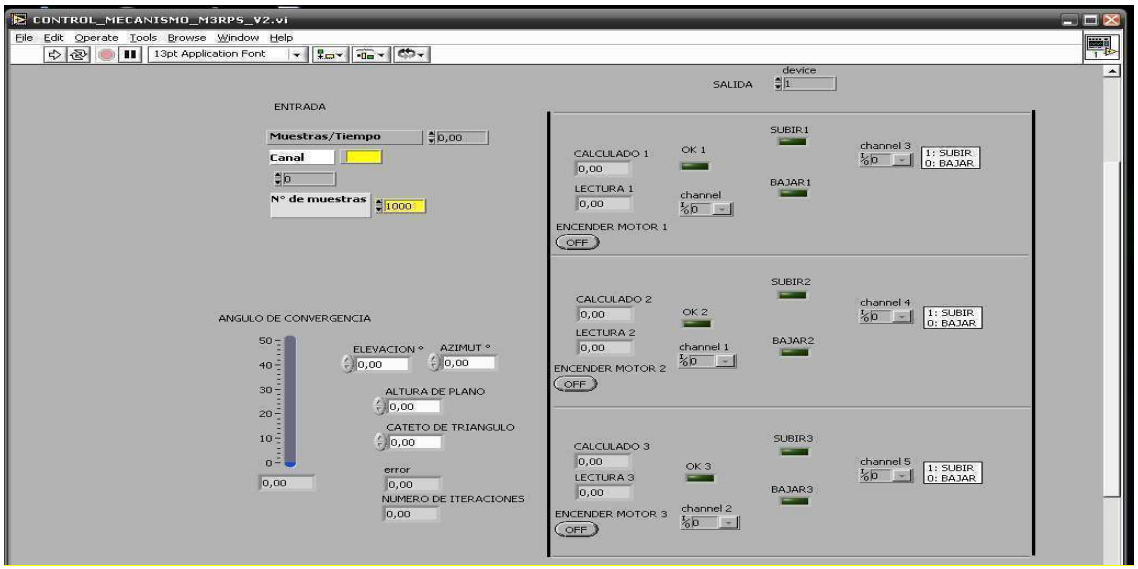


Figura 18 *Panel Frontal de instrumento virtual para el control de posición de un manipulador 3RPS*

En la Figura 19 se puede observar el diagrama de bloques correspondiente a la programación de nodos de función para la cinemática inversa del manipulador y entrada de posición deseada.
En la Figura 20 se observa la parte del IV que mide la posición actual de la longitud de pierna y la toma de decisión del sentido de movimiento del motor correspondiente para alcanzar la posición deseada, la indicación de subida o bajada o sea giro a izquierda o derecha del motor es impartida por la asignación de un 1 ó 0 en un canal digital de salida de la placa de adquisición de datos NI E6024 de la National Instrument.

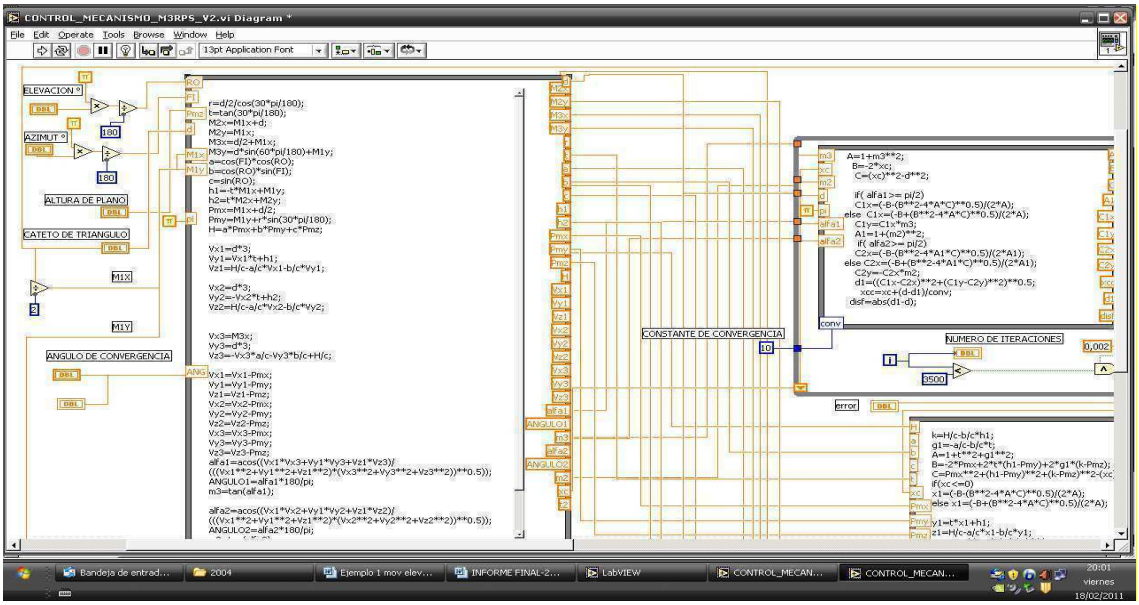


Figura 19 *Diagrama de bloque de IV para el control de posición de un manipulador 3RPS, calculo de la cinemática inversa*

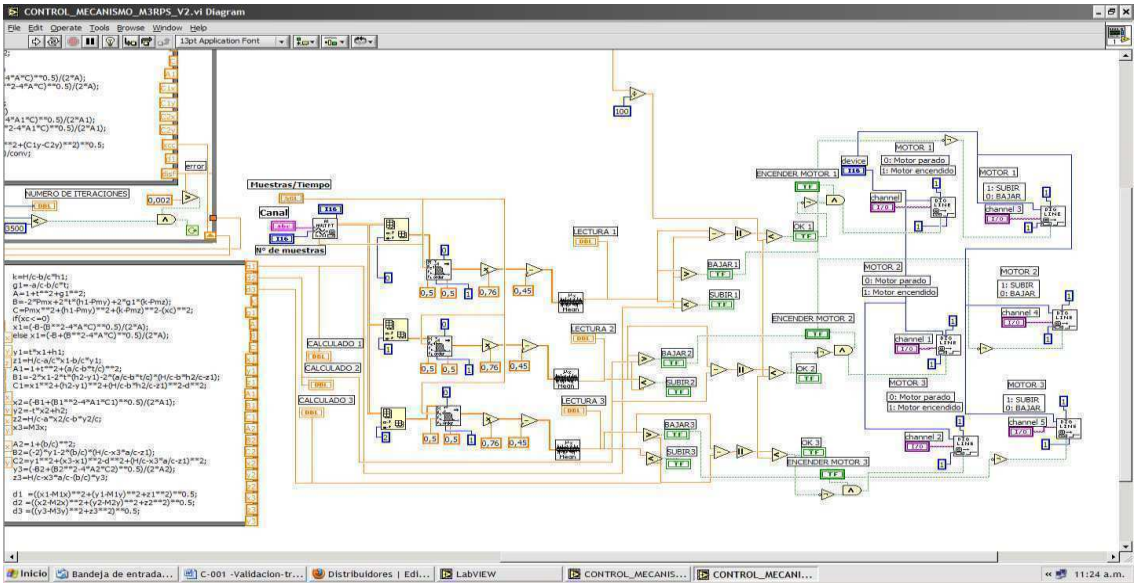


Figura 20 *Diagrama de bloque de IV para el control de posición de un manipulador 3RPS, toma de decisiones y marcha-parada de motores*

4. VALIDACION

A los efectos de la validación se han realizado 10 mediciones para cada valor de posición límite para la junta superior esférica en cada uno de los dos casos de movimientos de piernas.
Las imágenes de las posiciones alcanzadas pueden observarse en las Figuras 21 y 22.




Figura 21 *Extensión de una sola pierna ángulo límite 34º, posición límite de las rotulas inferiores.*




Figura 22 *Extensión de dos piernas, ángulo límite 47º, posición límite de las rotulas superiores.*

Los valores obtenidos para 10 operaciones con cada tipo de movimiento correspondientes a dos posiciones límites, se han mantenido dentro de un error del orden de un grado, esta diferencia puede mejorarse en la medida que se reduzcan los juegos en el dispositivo y se esmere el diseño mecánico de los vínculos. En la Tabla 1 se representan los valores medios de las 10 operaciones de posicionamiento realizadas para cada posición de singularidad, para un plano de referencia del centro de la plataforma móvil de 150 cm.

Tabla 1: valores medios de 10 mediciones para cada valor deseado de singularidad

Posición deseada		Valores calculados [cm]			Valores medidos [cm]			error
elevación	azimut	L1	L2	L3	L1	L2	L3	º
34º	30º	170,32	122,61	122,61	170,30	122,60	122,59	<1º
47º	90º	167,23	167,23	130,28	167,22	167,24	130,29	<1º

5. CONCLUSIONES.

Como conclusiones de este trabajo se puede se pueden plantear las siguientes:

a) Los valores singulares de la configuración analizada están dentro de los valores tolerados admisibles para la aplicación.
b) La determinación de los valores límites de ángulos de elevación realizada por simulación en ambiente Inventor y la validación con el sistema físico está dentro de los valores tolerados.
c) El sistema de control implementado en el sistema físico existente permite obtener valores de posicionamiento dentro de los errores tolerados para la aplicación.
d) En general todo el sistema implementado alcanza valores deseados dentro de las tolerancias admisibles para la aplicación que esta en más menos un grado respecto de la elevación prevista de inicio de pasada de un satélite.
e) Dependiendo de las posibles elevaciones que se tengan en el lugar de emplazamiento del corner es la configuración geométrica (vinculo superior esférico o universal) que conviene adoptar para alcanzar los valores extremos.

REFERENCIAS

[1] Alexander Golitschek, Alexander Golitschek's Intern Report, May 13th to August 16th at the Alaska SAR Facility (ASF) Geophysical Institute University of Alaska Fairbanks Fairbanks, AK 99775-7320 USA, 1996.

[2] Rojos E., Penisi O., Aguilar H., Alba F., "Análisis del Espacio de Trabajo de un Manipulador 3rps", XXI Congreso Panamericano de Ingeniería Mecánica, Eléctrica, Industrial y Ramas Afines, COPIMERA 2007 Lima, Perú, 10 al 12 de octubre de 2007

[3] Penisi O., Rojos E., Aguilar H., Galdeano H., Rodrigo S., Manzano M, "Control de Orientación de un Manipulador 3RPS para Aplicación Espacial de un Corner Reflector, 9 Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, Las Palmas, España, noviembre 2009.

[4] Rojos E., Penisi O., Alba Juez F. "Aplicación de un manipulador 3R-P-S para el posicionado de un corner reflector en aplicaciones espaciales" VII Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, México, 2005, ISBN970-36-0294-0, en soporte magnético

[5] Rojos Esteban, Penisi Osvaldo, Aguilar Horacio, Alba Juez F. "Aplicación De Manipulador 3R-P-S En Posicionado De Un Corner Reflector" IV Jornadas Argentinas de Robótica, Córdoba, 2006, soporte magnético

[6] Rojos Esteban, Penisi Osvaldo, Aguilar Horacio, Alba Juez F. "Validación Del Espacio De Trabajo De Un Manipulador 3rps En Una Aplicación De Posicionamiento De Corner Reflector, 8º Congreso Iberoamericano De Ingeniería Mecánica, Cusco, 23 al 25 de Octubre de 2007, ISBN 978-9972-2885-3-1 formato electrónico

[7] Rojos Esteban, Penisi Osvaldo, Aguilar Horacio, Galdeano Hugo, Bocca Carlos, "Application of a 3rps Manipulator in the Orientation of a Corner Reflector, Proceedings of MUSME 2008, the International Symposium on Multibody Systems and Mechatronics San Juan (Argentina), 8-12 April 2008

[8] Joel Granados, Proyecto final de carrera Cálculo de componentes estructurales Diseño de un sumergible de recreo, Barcelona 2010

[9] Juan Manuel León Estrada, Diseño y Cálculo de recipientes sujetos a presión. Libros de Ing. Química 2010

[10]Penisi, Osvaldo , Rojos, Esteban, Aguilar, Horacio, Manzano, Miguel, Isoglio Rosana; "Singularidades Geométricas en un Manipulador 3RPS en el Posicionado de un Corner Reflector"; X Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, Oporto, Portugal, septiembre 2011; ISBN 978-989-96276-2-8.

[11] Palmucci F., Ottaviano E., Ceccarelli M.;An Application of CaTraSys: A Cable-Based Parallel Measuring System for a Kinetostatic Analysis of Human Walking; Proceedings of MUSME 2008, the International Symposium on Multibody Systems and Mechatronics, San Juan, 8-12 April 2008 Paper n.22.

Agradecimientos

Los autores de este trabajo desean agradecer a la Universidad Nacional de San Juan por el apoyo económico que la misma ha dispuesto para la realización de este trabajo que es derivado del desarrollo del proyecto de investigación financiado por la misma denominado Análisis de Singularidades en el Posicionamiento de un Manipulador 3RPS.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

REQUERIMIENTOS PARA EL DISEÑO DE UN PLUVIÓGRAFO A CANGILONES CON TELEINDICACIÓN VÍA GPRS

Cova, Walter J. D. [1], Gutiérrez, Francisco G.[2], Carrara Sergio D.[2], Farchetto, Sergio J.[2], Jazni, Jorge E.[2]

[1] *Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional La Rioja, Departam. Ingeniería Electrónica. San Nicolás de Bari (E) 1100 – CP 5300 La Rioja, Argentina.*
wcova.utn@gmail.com

[2] *Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Córdoba,*
CUDAR - Centro Universitario de Desarrollo en Automación y Robótica. cudar@scdt.frc.utn.edu.ar

RESUMEN

En el presente trabajo se analizan los principios operativos de un pluviógrafo de cangilones con almacenamiento y transmisión de datos a demanda vía GPRS, se plantean los requerimientos funcionales y se describen algunos resultados experimentales obtenidos con los prototipos de subsistemas implementados.

El objetivo final del proyecto es producir un modelo de laboratorio de un instrumento que resulte funcionalmente compatible con los estándares de la WMO (World Meteorological Organization). El desarrollo ha sido abordado como un proyecto interfacultades con intervención de las Facultades Regionales Córdoba y La Rioja de la Universidad Tecnológica Nacional.

Metodológicamente se parte del planteamiento de un modelo físico-matemático para la dinámica de medición del pluviógrafo, en base a cuya simulación numérica quedan definidas las principales fuentes de errores sistemáticos y la capacidad de almacenamiento local requerida para datos, supuesta una operación inatendendida de un semestre de duración. Fundado en el análisis precedente, se realiza el diseño conceptual del los subsistemas electrónicos asociados a la captura y almacenamiento de datos y su transmisión a demanda vía GRPS.

Paralelamente al instrumento en sí, cuya sensibilidad es ajustable, se considera la implementación de los dispositivos y procedimientos necesarios para su calibración en los diferentes rangos de precipitaciones admisibles. Asimismo se definen las prestaciones del sistema de recepción y procesamiento de los datos transmitidos, con vistas a su visualización en una página web.

Palabras Clave: Meteorología, Pluviógrafo, GRPS.

1. INTRODUCCIÓN

La medición de intensidades de precipitación de lluvia es una rama altamente desarrollada de las medidas meteorológicas [6], para la cuantificación de los recursos hídricos disponibles. La variación espacio-temporal de la intensidad de lluvia a escala local y regional es un dato fundamental para múltiples estudios [3], [5], incluyendo entre otros las prospecciones agroindustriales y la planificación y gestión tanto de sistemas de drenaje como de redes de telecomunicación de microondas. La integración de pluviógrafos en una red de monitoreo de variables ambientales, posibilita el registro de intensidades locales de precipitación destinadas a facilitar el accionar de los organismos de prevención de catástrofes.

Desde el primer pluviógrafo a cangilones construido por Sir Christopher Wren en 1662 [8] mucho se ha avanzado en la tecnología de estos instrumentos, pero tan sólo desde épocas recientes [4] se ha tenido en cuenta el carácter esencialmente dinámico de los errores de medición asociados a los mismos, destacándose la importancia de los procedimientos de calibración. Las precisiones standard de medición han sido establecidas por especificaciones de CIMO –Commission for Instruments and Methods of Observation– perteneciente a la World Meteorological Organization, y detalladas en [11].
El objetivo final perseguido por este trabajo es el desarrollo de un pluviógrafo a cangilones con almacenamiento y transmisión de datos a demanda vía GPRS, junto con los correspondientes dispositivos y procedimientos de calibración.
En la Sección 2 de este trabajo se presenta el modelo físico-matemático empleado, detallando las suposiciones y simplificaciones adoptadas y se discuten los resultados obtenidos mediante simulación numérica; se analiza además tanto los errores de medición, como un procedimiento destinado a su compensación. La Sección 3 se detallan los requerimientos de diseño emergentes para los diferentes subsistemas. Finalmente, en la Sección 4 se resumen los desarrollos en curso.
A fin de evitar la necesidad de emplear engorrosos factores de escala, en este trabajo se ha empleado el sistema de unidades CGS.

2. MODELADO Y SIMULACIÓN

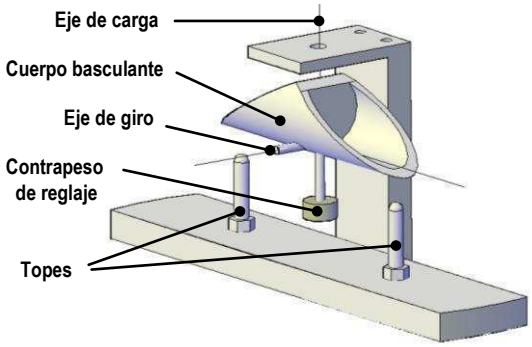


Figura 1. *Esquema elemental del pluviógrafo.*

De acuerdo a la Fig. 1, se supone que la precipitación pluvial es canalizada hacia el medidor basculante a través de un embudo, siendo almacenada en uno de los cangilones hasta que la cupla producida por el agua hace bascular el sistema, con lo que se descarga el cangilón lleno y pasa a llenarse el que se encontraba vacío. El contrapeso de reglaje permite ajustar la sensibilidad del dispositivo para adaptarla al rango de lluvias a medir. Con el reglaje ajustado a 0.85 cm de distancia entre el contrapeso y el eje de giro, el volumen de accionamiento para cada cangilón es de 8 cm^3. Ajustando el contrapeso a 3 cm, el volumen de accionamiento se reduce a 4 cm^3.

La ecuación de movimiento del instrumento alrededor de su eje de giro está dada por

$$J \frac{d^2\theta}{dt^2} = T , \tag{1}$$

siendo respectivamente θ, J, T los valores instantáneos del ángulo rotado, del momento de inercia y de la cupla actuante. La composición de la inercia y cupla está dada por:

$$\begin{aligned} J &= J_{cuerpo} + J_{regl} + J_{liq} \\ T &= T_{cuerpo} + T_{regl} + T_{liq} + T_{exc} + T_{tope} \end{aligned} \tag{2}$$

El significado de los subíndices empleados es el siguiente: I_{cuerpo} corresponde a valores constantes asociados al cuerpo del dispositivo; I_{regl} a valores dependientes del ajuste del reglaje; I_{liq} a aquéllos correspondientes al líquido almacenado en los cangilones; I_{exc} los originados por el excedente de líquido que se derrama por el borde del cangilón; mientras que I_{tope} corresponde a las reacciones de topes. Se supone aquí que el comportamiento del líquido es *sloshing-free*, es decir libre de choques, turbulencias y oscilaciones [2], considerándose además como despreciable la influencia de cuplas de fricción y efectos de viscosidad del líquido.
Los momentos de inercia y cuplas, Ec.(2), dependen tanto de la geometría del dispositivo como de la intensidad de precipitación medida.

2.1. Momentos de inercia

Los cálculos de los momentos de inercia (J_{cuerpo}, J_{regl}) del cuerpo y del reglaje respecto del eje de rotación no ofrecen dificultad; distinto es el caso del momento de inercia de la masa líquida contenida por cada cangilón (J_{liq}). Suponiendo que tal masa no sufre ni turbulencia ni agitación, la misma adoptará la forma geométrica interior del cangilón, conformando una cuña cilíndrica de base segmento-circular (ver Fig. 2).

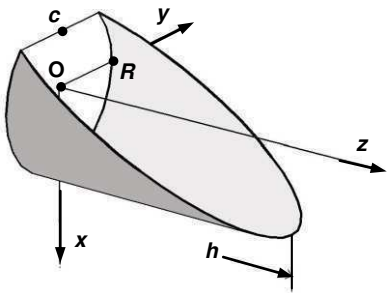


Figura 2. *Cuña cilíndrica y sus parámetros referidos a coordenadas centradas en la base circular.*

Las superficies laterales de la cuña líquida cambian con el ángulo de rotación (θ) del cangilón, mientras que su volumen (V) depende del aporte de líquido y no puede superar un límite máximo (V_{max}) para cada valor de θ. Como se demuestra en [1] el volumen máximo almacenable puede ser aproximado mediante la expresión:

$$V_{max} = a_1 \theta^{a_2} + a_3 \tag{3}$$

donde los coeficientes a_1, a_2 y a_3 dependen del reglaje adoptado.

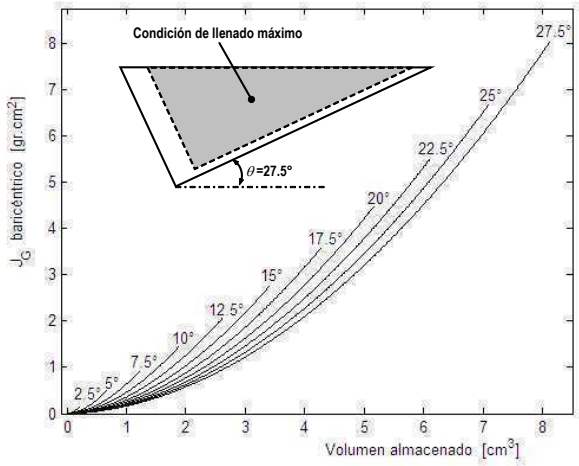


Figura 3. *Momento de inercia respecto eje baricéntrico paralelo a Oy.*
Parámetro: ángulo de inclinación θ.

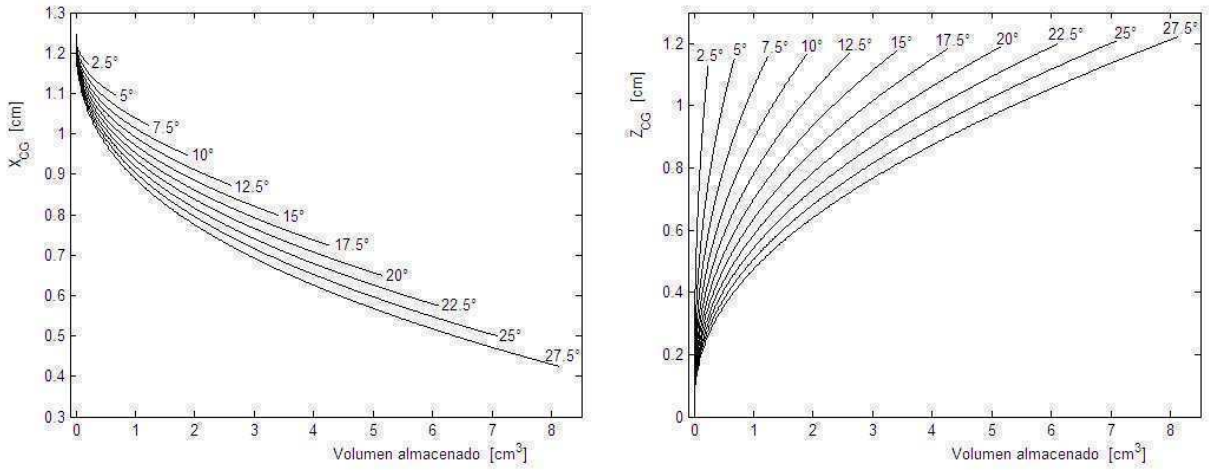


Figura 4. *Cuña líquida: coordenadas del centro de gravedad.*
Parámetro: ángulo de inclinación θ.

Si bien existen fórmulas cerradas para el cálculo del volumen de una cuña cilíndrica cualquiera [10], ello no ocurre para su momento de inercia. Debido a ello se han debido calcular numéricamente tanto los momentos de inercia como la posición que adopta el centro de gravedad de la cuña líquida, en función del ángulo de inclinación θ. La Fig. 3 muestra los valores calculados del momento de inercia, mientras que los gráficos de la Fig. 4 corresponden a la posición del centro de gravedad de la cuña líquida, como función de su volumen e inclinación. Estos valores, con las correcciones aportadas por el teorema de Steiner, permiten generar tablas utilizables en las simulaciones numéricas.

2.2. Cuplas

Las cuplas T_{cuerpo}, T_{regl} al ser originadas por componentes de geometría constante, dependen exclusivamente del ángulo de inclinación del dispositivo y no ofrecen dificultades para su cálculo.
Se supone que el ingreso de líquido proveniente del embudo captor, es según un eje vertical que intersecta al eje de rotación del pluviógrafo, por lo que no genera cupla de basculamiento.

En la (2) T_{liq} corresponde a la cupla originada por el líquido almacenado en cada cangilón, la que se calcula en base al volumen instantáneo almacenado y la correspondiente posición del centro de gravedad (Fig. 4):

$$T_{liq} = \rho g V \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{i} & \mathbf{j} & \mathbf{k} \\ (x_O - x_{CG}) & 0 & (z_O - z_{CG}) \\ \cos\theta & 0 & \sin\theta \end{bmatrix} \tag{4}$$

donde

ρ es la densidad del líquido,
g la aceleración de la gravedad,
V el volumen del líquido almacenado,
x_O, z_O coordenadas del origen de la terna de la Fig. 2 respecto de la terna centrada en el eje de pivotamiento, cuyos vectores unitarios son **i**, **j**, **k**,
x_{CG}, z_{CG} baricentro del líquido (Fig.4), habiéndose definido previamente los restantes símbolos.

Durante el proceso de basculamiento, se vierte por el borde del cangilón el exceso de líquido almacenado. A los efectos de la simulación no se consideran efectos de viscosidad del líquido durante el transitorio de escurrimiento, sino solamente el momento ejercido por el peso del líquido que se derrama desde el extremo del cangilón (T_{exc}).

La cupla de tope T_{tope}, solamente se ejerce cuando el ángulo de inclinación es igual a $\pm\theta_{max}$ y la suma de las restantes cuplas actuantes tiende a hacer $\theta > \theta_{max}$ en valor absoluto. A todos los efectos se considera que el tope absorbe toda la energía cinética del cangilón en el instante del choque, suponiendo por lo tanto nulo el coeficiente de restitución de energía.

2.3. Distribución de la precipitación

La precipitación que fluye hacia los cangilones no conmuta instantáneamente de una a otra cubeta, sino que se distribuye según una función continua que depende del radio de salida (r) del embudo y su distancia (D_E) respecto del eje de pivotamiento, actuando la cresta (o unión de cangilones) como divisor de aguas entre recipientes.

La función de distribución (referida a un cangilón) que muestra la Fig. 5 ha sido calculada para $r = 3$ mm y $D_E = 35$mm y es una curva sigmoide. Justamente en esta figura se evidencia una fuente de error de medición, ya que en la posición $\theta = 0°$, donde el cangilón debiera encontrarse totalmente descargado, sigue fluyendo al mismo el 50% de la precipitación captada, la que debiera estar contribuyendo al llenado del cangilón opuesto, supuesto un funcionamiento ideal.

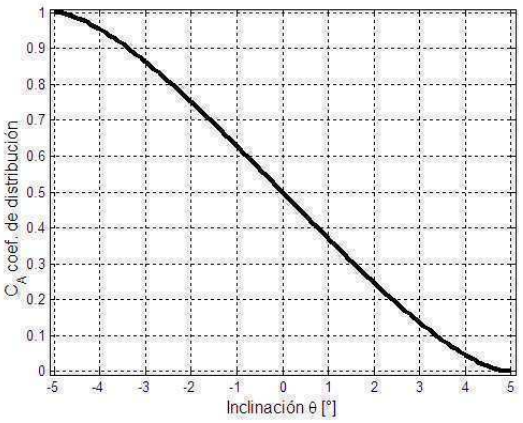


Figura 5. *Coeficiente de distribución de líquido.*

2.4. Simulaciones numéricas - Errores sistemáticos

Sobre la base del modelo de comportamiento discutido, se realizaron simulaciones numéricas Simulink® [7]. A título informativo se mencionará que, simulando una precipitación de 40 mm/h y ajustando el reglaje a d_E = 0.85 cm, se pudo determinar [1] que la duración del transitorio de basculamiento es de unos 0.8 segundos.

Por lo que hace a los errores de medición inducidos por la dinámica del dispositivo, si el instrumento fuera ideal, el basculamiento de los cangilones se produciría en forma instantánea y toda la lluvia captada se almacenaría en las cazoletas para producir el movimiento. Siendo finita la duración del desplazamiento angular, una parte del agua se pierde y no es "contada" por el instrumento. Para cuantificar este efecto se llevó a cabo un conjunto de simulaciones para diferentes regímenes de lluvia, a fin de determinar en cada caso el volumen real de agua asociado a una cangilonada y el intervalo de tiempo entre cangilones sucesivos, cuyos resultados se muestran en la Fig. 6.

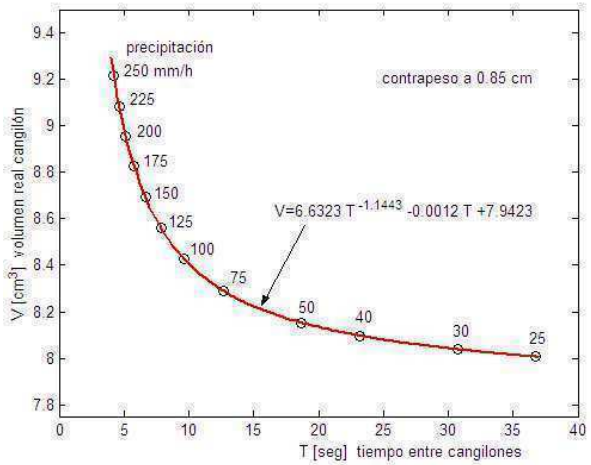


Figura 6. *Volumen trasegado vs tiempo entre cangilones.*

Por cierto, a cada reglaje del contrapeso corresponderá una curva particular. Para determinar una relación empírica entre volumen real (V, cm^3) y tiempo entre cangilones (T, s), se ajustó una función no lineal de la forma

$$V = b_1 T^{b_2} + b_3 T + b_4 \tag{5}$$

que para el caso particular de la Fig.6 vale:

$$V = 6.6323 T^{-1.1443} - 0.0012 T + 7.9423 \tag{6}$$

Registrando el tiempo de ocurrencia de cada basculamiento, resulta posible calcular por diferencia el intervalo entre cangilones y, aplicando la (5), deducir el volumen real de agua correspondiente, al igual que la intensidad de precipitación promediada en el intervalo. Para evaluar la efectividad de este procedimiento, se diseñó un conjunto de experimentos de simulación consistentes cada uno en generar un proceso de lluvia con una ley de variación conocida, para contrastar el volumen real de lluvia (obtenido por integración) con el volumen indicado (calculado en base al conteo de cangilones nominales) y el volumen corregido de acuerdo a los tiempos de ocurrencia empleando las expresiones empíricas (5) y (6).

La Tabla 1 ejemplifica los resultados obtenidos en uno de los experimentos de simulación (lluvia de intensidad elevada), que resultan indicativos de la bondad de la compensación de errores propuesta. Sus valores fueron calculados para una discriminación de 1ms en el registro de tiempo. No se verificaron modificaciones apreciables en los resultados que se obtuvieron truncando el registro de los eventos en la décima de segundo. Observaciones totalmente concordantes se realizaron para diversos regímenes de lluvia simulados.

Tabla 1. *Simulación de lluvia*

Item	valor	error
Tiempo total de lluvia simulada	3600 s	
Volumen de precipitación total simulado	5105.44 cm^3	0%
Número de cangilones contados	580	
Volumen nominal de cangilón	8 cm^3	
Volumen de precipitación nominal indicado	$580 \times 8 = 4640$ cm^3	–9.1%
Tiempo medio e/ cangilones (3600/580)	$T_m = 6.207$ seg	
Volumen de cangilón corregido según (6)	$V_m = 8.756 cm^3$	
Volumen de precipitación corregido por V_m	$8.756 \times 580 = 5078.0$ cm^3	–0.53%
Volumen total corregido aplicando (6) al tiempo entre cangilones sucesivos	5102.2 cm^3	–0.06%

3. REQUERIMIENTOS Y DISEÑO CONCEPTUAL

La Fig. 7 muestra a nivel de diagrama de bloques funcionales el diseño del pluviógrafo. Se diferencian claramente el instrumento mecánico de medición, la electrónica de adquisición, almacenamiento y transferencia de datos, y un dispositivo externo manual de inicialización y recolección de datos.

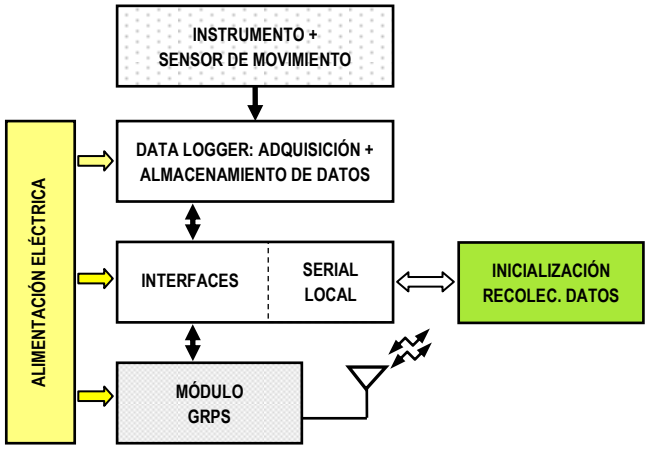


Figura 7. *Diseño conceptual en bloques.*

3.1. Instrumento de medición

Los requerimientos aplicables a los aspectos mecánicos del pluviógrafo, están claramente definidos por la WMO en el documento de la referencia [11]. Una resolución de 0.1 mm/hora de precipitación corresponde a una cangilonada de 4 cm^3 para una apertura de captación standard de 400 cm^2. Además deberá ser calibrable (vía contrapeso) para lluvias mínimas de 0.2 mm/m^2/hora es decir cangilonadas 8 cm^3 con el objeto de determinar lluvias de elevada intensidad. El sensor de movimiento no deberá necesitar de suministro de energía para su funcionamiento (pasivo, tipo reed-switch).

3.2. Data-logger

Por lo que hace a la electrónica de captura y almacenamiento de datos asociada al pluviógrafo, es necesario destacar un requerimiento esencial: los elementos componentes empleados en su implementación (microcontroladores, memorias, interfaces, transmisores, etc.) deberán ser de muy bajo consumo, a fin de satisfacer el objetivo de que el instrumento pueda funcionar sin atención humana en localizaciones remotas durante períodos no menores de 6 meses.
El requerimiento mencionado en último término, además de acotar el rango energético de los componentes elegibles para la aplicación, conduce a diferenciar tres posibles condiciones de operación: a) el pluviógrafo se integra como uno más de un conjunto de instrumentos de una estación meteorológica, o bien forma parte de una red hietográfica urbana, en ambos casos con alimentación independiente; b) el instrumento posee una ubicación fácilmente accesible, siendo atendido periódicamente por un operador humano que recupera los datos acumulados mediante una interface local; c) el pluviógrafo requiere de teleindicación y telecomando por encontrarse emplazado en una ubicación remota, difícilmente accesible a un operador humano y debe ser alimentado con baterías recargables. Se hace aquí evidente que el módulo GRPS y su subsistema de alimentación deben considerarse como opcionales aplicables únicamente para el caso de telemedición en localizaciones de difícil acceso. De las tres situaciones expuestas, la c) corresponde al peor caso y será tomada como condición de diseño para la electrónica.
Por lo que hace a la capacidad de almacenamiento del circuito de adquisición de datos, ella debe resultar compatible con las mayores precipitaciones anuales que se desean medir. Así, para la provincia de Misiones (noreste de Argentina), donde las precipitaciones pueden alcanzar los 2500 mm anuales, la capacidad de memoria debería exceder los 25000 eventos. Cada evento deberá almacenarse en el formato mínimo *AA-MM-DD-hh-mm-ss-cc* para tener disponible la centésima de segundo, lo que impone un requerimiento a las prestaciones del reloj de tiempo real a emplear, el que por cierto deberá ser estable, sincronizable y de muy bajo consumo.
Entre las prestaciones a implementar en el módulo de adquisición se requiere el monitoreo periódico del nivel de su tensión de alimentación y si se detecta un nivel bajo se registrará fecha y hora de medición, junto con un código de error. El microcontrolador asociado ha de poseer muy bajo consumo y debe permitir el acceso/reseteo de los datos almacenados, ya sea a través de una interface serial local, o a requerimiento del módulo GPRS.
Todos los componentes electrónicos deberán tener rango de temperatura industrial (-40°C a +85°C), para garantizar el funcionamiento sin inconvenientes a la intemperie.

3.3. Módulo de teleindicación

Por lo que respecta al módulo de telecomunicaciones GPRS, el requerimiento de bajo consumo es mandatorio; deberá seleccionarse un motor de celular con modo de ahorro de energía (SLEEP), del cual podrá ser despertado por llamado desde la central colectora de datos, por alarma de baja batería (ya sea en el módulo GPRS, o en el módulo de adquisición), o bien porque la memoria disponible para registro de eventos sea inferior al 20% de la memoria total instalada.

Se deberá implementar un protocolo de intercambio de datos vía GPRS que preserve su integridad. El módulo GPRS solamente podrá comandar el reseteo de la memoria de eventos a pedido de la central de monitoreo.
Los datos transmitidos serán procesados y analizados en la central de monitoreo, en la que se encontrarán disponibles los parámetros de calibración (b_1, b_2, b_3, b_4) de la expresión (5), al objeto de recuperar los volúmenes e intensidades de precipitación registrados por el instrumento.

3.4. Dispositivo auxiliar de inicialización y recolección manual de datos

Una vez instalado el pluviómetro en el lugar de medición deseado, es necesario realizar la configuración inicial del registrador de eventos. Los datos a ingresar serán un código de identificación del instrumento, su ubicación geográfica y lo más importante, una referencia temporal o la fecha y hora para la medición de los eventos. Como se pretende construir una red de pluviómetros, e incluso integrar otros instrumentos, es de gran importancia contar con un instrumento que brinde referencia temporal y sincronización de precisión entre los diferentes dispositivos para asegurar la congruencia en los posteriores análisis de datos.
El dispositivo externo de inicialización y recolección de datos se concibe con la doble función de instrumento auxiliar para la instalación de los pluviógrafos y a la recolección de datos adquiridos, en aquellos casos donde no se justifique emplear teleindicación. Se empleará un módulo GPS para obtener la ubicación exacta en la que se instala el pluviómetro y almacenarla como referencia en el registrador. Además, a través del GPS se obtendrá la información sobre el tiempo universal para sincronizar el reloj del sistema de adquisición. El sistema de posicionamiento global posee una precisión de un nanosegundo, siendo mucho más que suficiente para esta aplicación.

3.4. Central de recepción de datos y monitoreo

En la central de monitoreo los datos serán recibidos, verificados en su integridad y almacenados en disco rígido, sin procesar. Cada archivo de precipitaciones tendrá el mismo número de código de identificación que el pluviómetro que lo origina. El sistema contará con una tabla de pluviómetros que contendrá código de identificación de cada aparato, ubicación geográfica y sus constantes de calibración y período de vigencia de las mismas, con el objeto de facilitar el procesamiento y compensación de los datos crudos almacenados. El software de procesamiento permitirá calcular y visualizar lluvias instantáneas, precipitaciones acumuladas y demás estadísticas hietográficas

3.5. Calibración

El modelo expuesto en la Sección 2 y su simulación numérica han permitido caracterizar la influencia de la principal fuente de errores sistemáticos del instrumento. Se estableció asimismo la utilidad de un procedimiento de compensación fundado en una fórmula empírica, cuya determinación práctica requiere el empleo de un dispositivo de calibración de laboratorio que proporcione caudales de agua regulados al pluviógrafo, dentro de su rango de medición. Preferentemente el calibrador de laboratorio deberá funcionar automática o semiautomáticamente. Paralelamente, para controles de campo, se implementará un calibrador portátil del tipo de recipiente con orificio calibrado.

4. DESARROLLOS EN CURSO

Para analizar los resultados que pueden alcanzarse utilizando elementos de bajo costo, se ha realizado el prototipado del circuito data-logger, tal como se informa en [9], implementando el diagrama funcional de la Fig. 8.

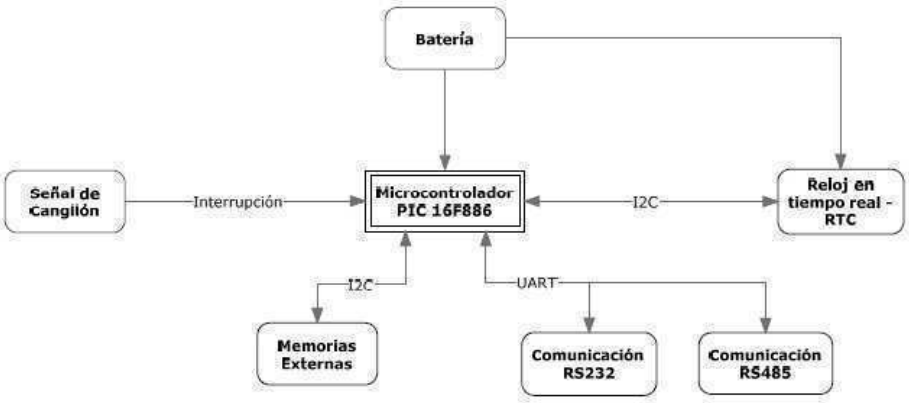


Figura 8. *Diagrama en bloques del data-logger.*

El módulo se diseñó alrededor de un microcontrolador de tecnología nanoWatt (Microchip PIC16F886) que posee un modo operativo de bajo consumo SLEEP o POWER DOWN. Se utilizó un reloj M41T81S (ST Microelectronics) que cuenta según lo requerido centésimas de segundo, con un modo de consumo reducido de 0.6 μA. La memoria de datos se implementó utilizando circuitos 24LC512 de tecnología I^2C.

Para la comunicación con el dispositivo portátil, se investigó el método de comunicación inalámbrica de corto alcance y baja potencia basado en los sistemas RFID que se comunican por acoplamiento inductivo. El prototipo desarrollado utilizó el circuito integrado EM4095 de EM-Microelectronic Marin que funciona como transceptor para estaciones base de RFID en 125kHz. Se determinó experimentalmente que la máxima tasa de transferencia alcanzable mediante este método era demasiado baja para lograr tiempos de descarga de datos aceptables, con lo cual se descartó la comunicación inalámbrica de este tipo. Se verificó que otras tecnologías, como bluetooth o zigbee, incrementaban en exceso la demanda energética del sistema. Finalmente se decidió implementar una interfaz RS232, utilizando componentes de bajo consumo, para obtener tasas de transferencia aceptables sin incrementar el consumo general del registrador de eventos.

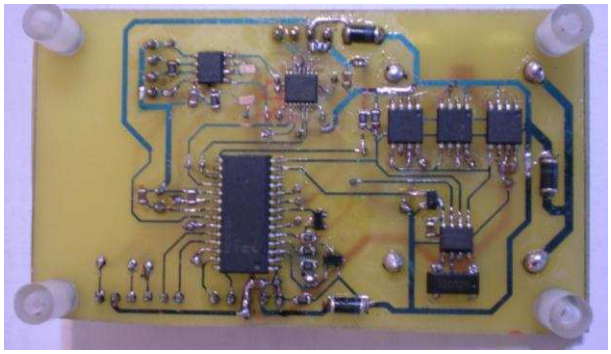


Figura 9. *Vista inferior.*

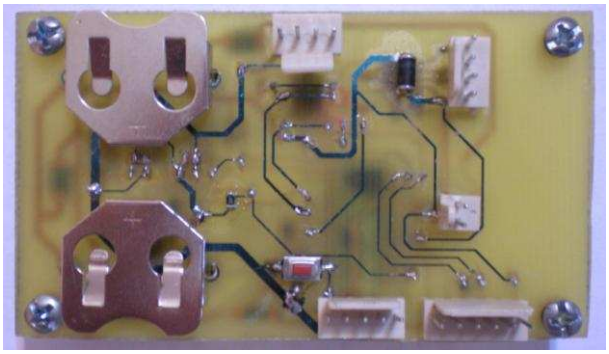


Figura 10. *Vista superior del data-logger prototipo.*

Se implementó un prototipo funcional del data-logger, que se muestra en las Figuras 9 y 10; este prototipo se utiliza para el desarrollo y verificación de los distintos módulos de software involucrados en el sistema. Paralelamente, se están realizando ensayos sobre un prototipo del módulo GRPS. En este caso el diseño se realiza alrededor de un motor de celular QUECTEL M-10 gobernado por un

microcontrolador ARM de 32 bits, cuya selección ha sido motivada por un criterio exclusivamente académico.
Finalmente, se está completando el software de interrogación, procesamiento y presentación de datos pluviométricos en página web para la central de monitoreo, habiéndose ya realizado algunas pruebas de funcionamiento.

5. REFERENCIAS

[1] Cova W.J.D., Carrara S.D. et al, 2010: "Modelado y Simulación de un Pluviógrafo a Cangilones". *AADECA 2010 – Semana del Control Automático – XXII° Congreso Argentino de Control Automático.* 31 de Agosto al 2 de Septiembre de 2010 – Buenos Aires, Argentina.

[2] Dodge F.T., 2000: *The New "Dynamic Behavior of Liquids in Moving Containers".* Southwest Research Institute. San Antonio, Texas.

[3] Houghton D. D., 1985: *Handbook of Applied Meteorology.* John Wiley and Sons. New York.

[4] Humphrey M.D., Istok J.D., Lee J.Y., Hevesi J.A. y Flint A.L., 1997: "A New Method for Automated Dynamic Calibration of Tipping-Bucket Rain Gauges". *Journal of Atmospheric and Oceanic Technology*. Vol. **14**, pp. 1513-1519.

[5] Potter T. D., Colman B. R., editors 2002: *Handbook of Weather, Climate and Water: Atmospheric Chemistry, Hydrology and Societal Impact.* Wiley-Interscience. En especial Cap. 24 (Rainfall) y Parte III (Societal Impact).

[6] Práger T., Van der Meulen J.P, 2006: *Instrument Development Inquiry, 7th Ed.* World Meteoro-logical Organization, Instruments and Observing Methods, Report 93, pp 48-51. Geneva, Switzerland.

[7] Simulink® es marca registrada por The Math Works Inc., Natick, Massachussets USA.

[8] Tinniswood A., 2001: *His Invention so Fertile: The Life of Christopher Wren*. Oxford University Press.

[9] Vasallo C., Rubio A. et al., 2011: "Desarrollo de Pluviógrafo a Cangilones: Sistema de Adquisición". *EnIDI 2011 - Sexto Encuentro de Investigadores y Docentes de Ingeniería*. Los Reyunos, San Rafael, Mendoza, Argentina, 10 a 13 de Mayo de 2011.

[10] Weisstein E.W., 2009: "Cylindrical Wedge". From *MathWorld* –a Wolfram Web Resource. http:// mathworld.wolfram.com/CylindricalWedge.html.

[11] WMO, 2008: *Guide to Meteorological Instruments and Methods of Observation.* WMO-No. 8, Seventh edition. World Meteorological Organization Ginebra, Suiza. ISBN 978-92-63-10008-5. *Annex 1.B. Operational measurement uncertainty requirements and instrument performance*. pp. I-1.19 a I-1.24.

Reconocimientos

El presente trabajo se ha desarrollado en el marco del Proyecto Interfacultades código IFN-1278, financiado por la Universidad Tecnológica Nacional, en el que intervienen las Facultades Regionales La Rioja y Córdoba. Los autores agradecen la colaboración de los Ingenieros Carlos L. Britez, Rafael G. Bustos y Humberto E. Marinelli y a los alumnos Andrés Cozzolino, Pablo Sonzini, César Vasallo, Agustin Rubio y Juan Bolzetta, por los aportes realizados en diferentes áreas del proyecto.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

CONTRASTE ENTRE DOS MÉTODOS DE VISION ARTIFICIAL PARA LA DIFERENCIACIÓN DE PIEZAS EN CELDA DE MANUFACTURA FLEXIFLE.

Déber, Franco[1], Solari, Franco[2], Santillan, Guillermo[1], Verucchi[1], Carlos, Cogliatti, Juan[1]

[1] Grupo INTELYMEC, Universidad Nacional del Centro de la Provincia de Buenos Aires, Facultad de Ingeniería de Olavarría. Email: fdeber@fio.unicen.edu.ar.

[2] Universidad Nacional del Centro de la Provincia de Buenos Aires, Facultad de Ingeniería de Olavarría. Email: fsolari@enape.unicen.edu.ar.

RESUMEN.

Con el objetivo de incrementar las capacidades en una celda de manufactura flexible, instalada en los laboratorios de automatización y robótica (LAR) de la Facultad de Ingeniería de Olavarría, compuesta por alimentadores, mesa de ensamblado, mesa de empaquetado, brazo robot y máquina herramienta, se proponen dos métodos de visión artificial que fueron procesados en una computadora por medio de Matlab® y, luego, vinculados al brazo robot a través de una placa de interfaz con conexión USB. El primero de los métodos desarrollados, Algoritmo de Identificación Geométrica, utiliza un algoritmo que tiene en cuenta las características geométricas de las piezas presentadas e imágenes patrones archivadas. El segundo método ensayado, Algoritmo de Redes Neuronales, logra la diferenciación de las piezas a partir de la aplicación y utilización de redes neuronales. El resultado del contraste entre los dos métodos de visión artificial mostró resultados alentadores para el mejoramiento de dicha aplicación. En ambos métodos, se observó que el nivel y tipo de luz proyectado sobre la zona de trabajo es crítico para la identificación de las piezas. El tiempo de procesamiento de ambas rutinas promedia los trescientos milisegundos mientras que el porcentaje de errores en la identificación de las piezas no superó el 1%. Finalizada la identificación de la pieza, el robot ejecuta la rutina correspondiente, ya sea: mecanizado, mesa de ensamblado, descarte, etc. El procesamiento de las imágenes y la retroalimentación se efectúa en tiempo real con muy bajo costo computacional y sin afectar el funcionamiento y la operatividad de la celda.

Palabras Claves: visión artificial, celda de manufactura, redes neuronales, Matlab®, brazo robot.

1. INTRODUCCIÓN

El procesamiento, captura e interpretación de imágenes es ampliamente utilizado en aplicaciones que van desde software de diseño gráfico hasta desarrollos de programas para el diagnostico de imágenes médicas.

En visión humana, una imagen de la escena en observación se forma sobre la retina, a través de la óptica compleja formada por la córnea, el cuerpo cristalino y el humor vítreo. La imagen, analizada a nivel de los cien millones de bastones, se transmite al cerebro por el nervio óptico. Aún se desconocen muchos detalles acerca de los mecanismos de formación de imágenes, el patrón de reconocimiento y la memorización de datos y las técnicas de interpretación a nivel cerebral.

En visión artificial, la imagen es formada en un sensor adecuado, a través de una óptica. Así, la imagen obtenida por el sensor es discretizada en el espacio en píxeles analógicos, luego digitalizados, codificados y transmitidos a un computador para su análisis e interpretación. [1]

El contraste entre los métodos de identificación estudiados realza su importancia a la hora de seleccionar el método más adecuado para su aplicación y su futuro perfeccionamiento. Este proyecto intenta contribuir con el desarrollo del empleo de la visión artificial en celdas de manufactura flexibles y aportar al desarrollo de centros de capacitación, que pueden ser utilizados en universidades y centros de capacitación industriales, como así también ser aprovechado para la capacitación en los diferentes principios involucrados en su implementación.

1.1. Descripción del equipo utilizado.

El equipo utilizado para este trabajo, está representado en la Figura 1. Básicamente consta de una cámara web comercial, una placa de interfaz, una computadora y el brazo robot.

La cámara está asociada a la adquisición de video en tiempo real, la cual se conecta a la computadora por medio de una conexión USB encargada de realizar el procesamiento y acondicionamiento de las señales entrantes. Por último, el brazo robot, encargo de realizar la acción mecánica en cuanto al destino final de las piezas dentro de la celda de manufactura flexible. [1]

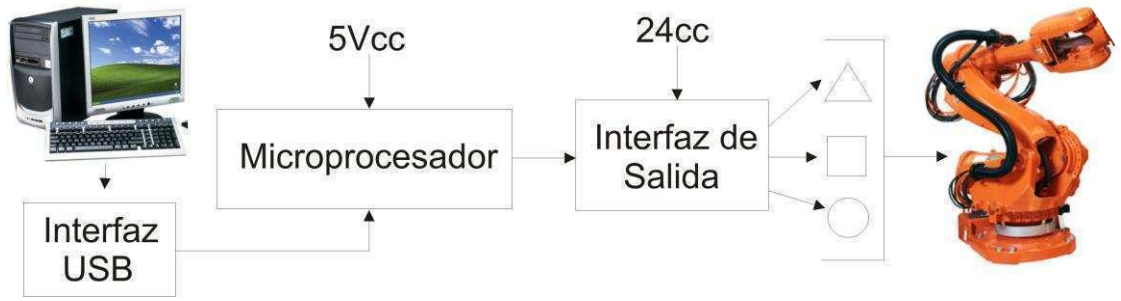


Figura 1. Diagrama en bloques del equipo utilizado.

1.1.1 Placa de interfaz.

Para interconectar el software de reconocimiento con el brazo robot se construyó una interfaz basada en un microprocesador de la familia 18F de la empresa Microchip®, específicamente el PIC18F4550, aprovechando su conexión USB interna. En el esquema de la Figura 1, se muestra el diagrama en bloques donde se distinguen la interfaz USB, el microcontrolador y la interfaz de salida.

La interfaz USB se divide en dos. Por un lado, el módulo físico dentro del microcontrolador encargado de manejar las señales D+ y D- del puerto. La otra parte es la encargada de crear un puerto serie virtual accesible desde la PC.

El microcontrolador, ejecuta un firmware encargado de generar un puerto serie virtual en la PC y el procesamiento de datos recibidos desde la PC. Además, activa la salida correspondiente a la figura detectada.

Por último, la interfaz de salida es la encargada de transformar el nivel de la señal de 5V a 24V para enviar los datos al brazo robot.

La implementación se muestra en la Figura 2, donde se incluyen los elementos necesarios para el correcto funcionamiento del microcontrolador como así también, el filtrado adicional de la tensión de alimentación y un circuito integrado (UNL2803) destinado a manejar la tensión de 24V enviada al brazo robot.

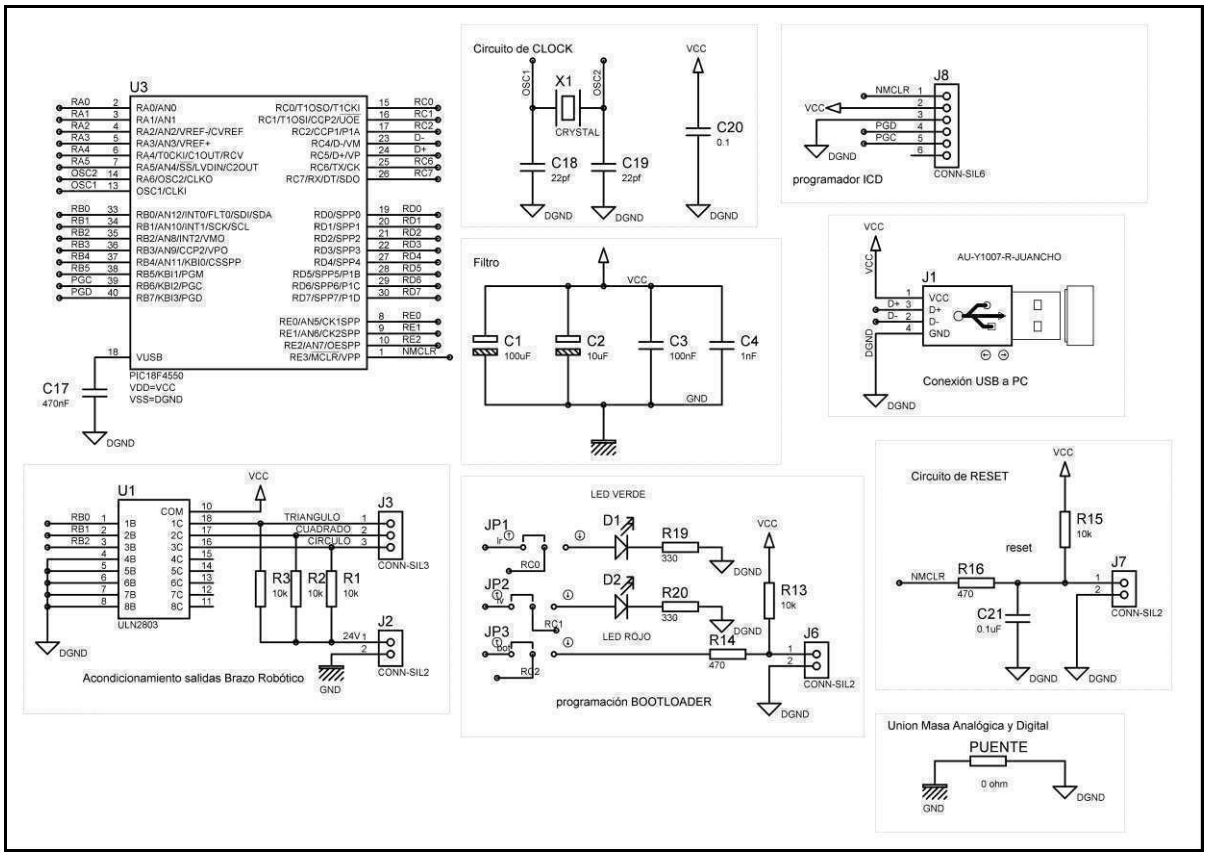


Figura 2. Diagrama electrónico de la placa de interfaz.

1.1.2 Sistema de Visión.

La función del sistema de visión, más precisamente de la cámara, es capturar la imagen de la pieza que avanza por la cinta de entrada y mediante algoritmos computacionales, lograr su identificación y de esta manera, alimentar un actuador (clasificador) con el que se decida el destino de la pieza identificada.

Para la realización de dicho trabajo se utilizó una cámara web comercial GENIUS® Express V2 con conexión USB, con una cantidad de píxeles de 352 x 258, siendo el formato de video AVI y su campo visual de 56 grados con una profundidad máxima de color de 32 bits.

La adquisición de imagen a través de la cámara se realiza con el paquete *Image Adquisition Toolbox de Matlab*, éste brinda las herramientas necesarias para la toma de imágenes a partir de una señal de video. No es necesario realizar ninguna configuración especial de MATLAB para llevar a cabo la adquisición de imágenes. [2]

1.1.3 Brazo Robot.

El robot industrial ABB modelo IRB 1400 de 6 grados de libertad comprende líneas de producción equivalentes a las que habitualmente se encuentran en el ámbito industrial: alimentación de piezas, cintas de ingreso y egreso de tales piezas al área de acción del robot, un sector de ensamble y un equipo destinado al empaque de las piezas clasificadas. Dicho robot industrial, actúa como elemento de vinculación e interacción con los distintos equipos. [3]

2. MÉTODOS DE IDENTIFICACIÓN.

A través de la acción coordinada de cilindros neumáticos, que desplazan a las distintas piezas, dispuestas en sendos alimentadores, estas ingresan con el fin de ser identificada. Los accionamientos de los cilindros de alimentación de piezas son comandados por electroválvulas, de este modo, es posible su control a distancia por medio de un Controlador Lógico Programable (PLC).
El control y la regulación de la velocidad de la cinta que transporta a las piezas se obtienen a partir de la acción de un motorreductor de corriente continua (Figura 3).
La pieza, antes de ser tomada por el brazo robot, pasa por el box de identificación. Dicho box de identificación prevé el aislamiento correspondiente frente a los cambios en el nivel de luz, proyección de sombras y movimiento de la cámara. Para este trabajo se planteó la necesidad de independizar el bloque de identificación y el accionamiento del brazo robot, ya que en una primera instancia del proyecto de visión artificial, la cámara estaba situada en el brazo robot. [4]

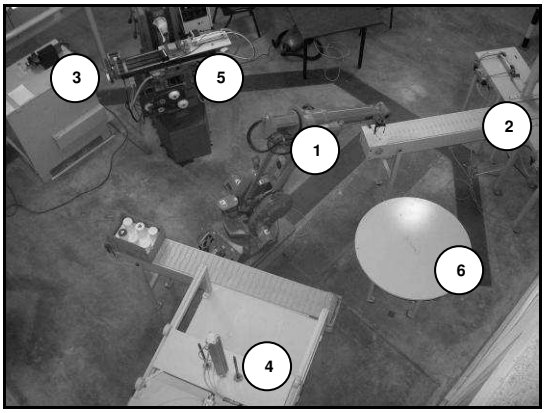


Figura 3. Componentes de la Celda de Manufactura Flexible.1-Brazo Robot. 2-Cinta Alimentadora y Ubicación del Box de Identificación. 3-PLC. 4-Mesa de Empaquetado. 5- Maquina Fresadora. 6- Mesa de Ensamblado.

El proceso de identificación comienza cuando la pieza se desplaza por el box de identificación. Allí, la cámara a partir de la correspondiente rutina en Matlab® reconoce que la pieza avanza por la cinta. En dicho momento se adquiere una imagen para luego ser procesada, y así determinar la clasificación de la pieza y decidir su destino.

2.1 Primer Método. Algoritmo de Identificación Geométrica.

El procesamiento de la imagen tomada se realiza usando una computadora mediante una rutina en Matlab, utilizándose los toolbox de Aquisición y Procesamiento de Imágenes (Image Adquisition Toolbox y Image Processing Toolbox, respectivamente). Una vez que la pieza ha sido identificada, la misma computadora, por medio de una placa de interfaz con conexión USB, le indica al robot mediante un código binario de 3 bits de qué pieza se trata. En base a ello, el robot ejecuta la rutina que corresponda. [1]
Al adquirirse una imagen el software utiliza un adaptador para comunicarse con el dispositivo de adquisición de imágenes a través de su controlador de dispositivo. De esta manera, se crea el objeto de entrada de vídeo que utiliza el toolbox para representar la conexión entre MATLAB y un dispositivo de adquisición de imágenes. La adquisición de la foto se obtiene tomando una estructura única de imagen, es decir, un cuadro o frame del objeto de entrada de video.
El proceso de adquisición y digitalización de la imagen trae aparejado ruidos y efectos indeseables. La reducción de dichos ruidos se realizó a través de un filtrado espacial lineal. De esta manera, se consiguió reducir los ruidos mencionados y aumentar el contraste de la imagen, realizando una convolución entre la imagen a ser filtrada y una mascara, volviéndola más nítida. [5]

Básicamente, el ajuste de la imagen viene dado por la resta de una versión borrosa de ella y la imagen original.
Luego la imagen se convierte a niveles de grises y se procede, posteriormente, a la binarización de la misma. Esta representa una imagen donde cada píxel posee un valor que marca cuan brillante u oscuro debe ser, teniendo en cuenta la posición que ocupa. Por otro lado, la binarización de la imagen se logra por medio de un valor umbral a escala de grises, haciendo posible identificar características estructurales de la pieza en cuestión de manera más fácil.

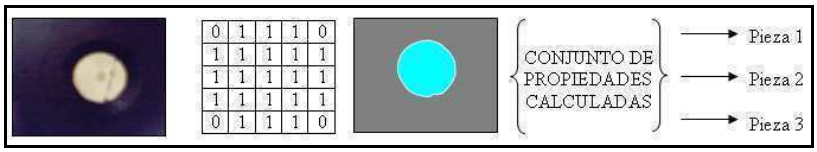


Figura 4.Proceso de identificación de una pieza.

Luego se logra la discriminación del objeto para que el brazo robótico lo manipule y posicione, ejecutando la rutina correspondiente. Se realiza el trazado de las regiones límites de la imagen binaria obtenida y su correspondiente etiquetado. De esta manera se obtiene una matriz bidimensional donde se identifican los objetos (regiones contiguas), detallados con números enteros no negativos. Incluso el fondo de la imagen también es diferenciado; siendo éste la totalidad de los elementos con valor cero. Luego, un conjunto de propiedades como lo son: área, perímetro, centroide, etc., es obtenido de las regiones etiquetadas. Entonces, a partir de la comparación de dichas propiedades con respecto a valores patrones se logra la diferenciación de la pieza. En la Figura 4, se muestra la secuencia de identificación y procesamiento. [1,5]

2.2 Segundo Método. Algoritmo de Redes Neuronales.
Las operaciones realizadas para la obtención y procesamiento de la señal de video abarcan: captura, conversión a niveles de grises, binarización, etiquetado de elementos, selección y extracción de elemento de interés, dimensionamiento del elemento seleccionado (a matriz de 50x50 píxeles), conversión de esta matriz seleccionada a vector columna (vector de 1x2500). Este último vector será el patrón de entrada a la red neuronal. El algoritmo diseñado ejecuta cada una de estas operaciones en una rutina de Matlab® cada vez que es requerido. [5]
Para realizar el reconocimiento de patrones en imágenes se propuso trabajar con redes neuronales del tipo “Perceptrón multicapa”, utilizando el algoritmo de aprendizaje supervisado denominado “Backpropagation”, ya que su utilización es muy generalizada en la resolución de este tipo de problemas. [6]
La arquitectura de la red con la que se obtuvieron los mejores resultados para resolver el problema planteado consiste en una capa de entrada de 2500 unidades (correspondiente al vector columna de 50x50 elementos), una capa oculta de 40 neuronas y una capa de salida con tres neuronas. Dicha capa de salida se corresponde con los tipos de piezas a identificar.
El algoritmo “Backpropagation” consiste en ingresar a la red un conjunto de patrones de entrada conocidos e indicarle a esta las “respuestas deseadas” o salidas que debe dar a cada uno de los patrones presentados. Estos pares de Entrada/salida constituyen el set de entrenamiento. En este proceso la red ajusta sus parámetros internos (pesos sinápticos) realizando un gran número de iteraciones de tal manera de minimizar el error entre salida actual de la red y la salida deseada.
En ese caso particular, para conformar el Set de Entrenamiento, se generaron un conjunto de pares patrón/objetivo a partir de cada tipo de figura a identificar. [6,7]
La respuesta que se desea obtener de la red cuando se presenta un patrón de entrada consiste en activar una de las tres neuronas de la capa de salida de la red con valor “1” y las demás con “0”. Para cada tipo de figura se activara una neurona de salida diferente. En la Figura 5 se muestra un esquema de lo expuesto tomando como ejemplo patrones de entrada correspondiente a la figura “cuadrados”.
Durante la fase de entrenamiento, además de proporcionar a la red los patrones correspondientes al “set entrenamiento”, se utiliza un conjunto de patrones que constituyen el “set de validación”. Estos

patrones son diferentes a los de entrenamiento y tienen la función de evaluar la red frente a patrones no enseñados cada vez que se realiza una modificación de sus parámetros internos.

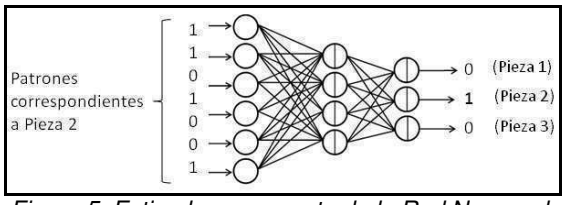


Figura 5. Estimulo y respuesta de la Red Neuronal.

Estas respuestas muestran la capacidad de generalización de la red, es decir la capacidad de clasificar correctamente entradas no enseñadas y así determinar su efectividad para resolver el problema planteado.

3. CONCLUSIONES.

Se puede concluir, en base a los resultados obtenidos, que la red neuronal diseñada posee una elevada capacidad para distinguir e identificar figuras diferentes, como las del problema planteado.
Un aspecto que incide de manera notable en las características y eficiencia de las redes creadas está relacionado con el procesamiento previo de la imagen obtenida y la generación del patrón, ya que es posible aplicar sobre ellas un gran número de operaciones y extracción de características. Por lo que es este punto sobre el que hay que tomar gran cantidad de decisiones. La ventaja de la presente metodología es la versatilidad de la red diseñada para reconocer cualquier tipo de forma ya que se trabaja directamente sobre su “apariencia”, independizándose así de las características particulares, simetría o regularidades de las figuras a identificar.
Si bien no se observan diferencias sustanciales entre un método y otro respecto al porcentaje de identificaciones erróneas y tiempo de procesamiento, debe destacarse que, la técnica basada en redes neuronales ofrece una mayor versatilidad. En efecto, si hubiera que incorporar más piezas para ser detectadas, con en el entrenamiento adecuado, la red se adaptaría automáticamente. En el primero de los métodos, por el contrario, la incorporación de nuevas piezas requeriría de una reprogramación de las rutinas.
Respecto a la identificación y procesamiento de las imágenes con el Algoritmo de Identificación Geométrica, es posible concluir que el principal inconveniente radica en el nivel de luz en la zona de trabajo, dicho problema fue solucionado con la utilización del box de identificación, manteniendo así, el nivel de iluminación constante, independiente de la variación de luz exterior. Por otro lado, el algoritmo utilizado es muy robusto obteniendo un margen de error para la identificación de las piezas muy bajo.
Si bien el procesamiento de las imágenes obtenidas se puede acelerar por medio de la disminución de líneas en la programación o en la utilización de métodos más eficientes, se concluye que el factor más importante es el tipo de procesador con el que se trabaja. En este caso, el proceso completo, desde la adquisición a la identificación, consumía un tiempo de procesamiento de 0,3 segundos por imagen adquirida.
Al mismo tiempo se destaca que a partir de la incorporación de la visión artificial, se optimizan los procesos de trabajo automatizando la identificación y clasificación de las piezas, mejorando ampliamente las capacidades de la celda de manufactura flexible. De esta manera se intenta contribuir con el desarrollo del empleo de visión artificial en celdas de manufacturas flexibles y aportar al desarrollo de centros de capacitación, que pueden ser utilizados en universidades y centros de capacitación industriales, como así también ser aprovechado para la capacitación en los diferentes principios involucrados en su implementación.
El procesamiento de la imagen se hace con un costo computacional muy bajo y escaso consumo de tiempo, lo cual permite trabajar en forma on-line. Es decir, sin interferir con el normal funcionamiento de la celda y sin aumentar el tiempo de procesamiento de cada operación.

4. REFERENCIAS.

[1] Deber, Franco; Santillán, Guillermo; Verucchi, Carlos; Acosta, Gerardo. (2010). "Incorporación de Visión Artificial en Celda de Manufactura Flexible". Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica 2010, San Juan, Argentina.
[2] The Mathworks website, http://www.themathworks.com
[3] Guillermo A. Santillán – Luis M. Arrien – Raúl A. Rikal. "Diseño y Montaje de una Celda de Manufactura Flexible con Fines Didácticos". UNCPBA, Facultad de Ingeniería. X CONIME 2006 Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional General Pacheco. 24 y 25 de agosto de 2006.
[4] Marino, P; Dominguez, M.A.; "Artificial Vision for Automated Manufacturing Systems in Comunications Industry". 1997 IEEE 6th International Conference On Emerging Technologies and Factory Automation Proceedings. Print ISBN: 0-7803-4192-9. 9-12 Sept. 1997 IEEE Page(s): 421-426.
[5] Brain R. Hunt; Ronald L Lipsman; Jonathan M. Rosenberg with Kevin R. Coombes; Jonh E. Osborn; Garrett. "A Guide to Matlab for Begineers and Experienced Users". Cambridge University Press.2001
[6] "Aplicaciones de las redes de neuronas en supervisión, diagnosis y control de procesos". J. Gómez Ortega y otros. ISBN: 980-237-190-4. 1999.
[7] Rich, Elaine; Kevin Knight. "Inteligencia artificial" Ed. McGraw-Hill, 2da. Ed. 1994.

Agradecimientos

Los autores de este trabajo desean agradecer a: Facultad de Ingeniería de Olavarría (FIO), Grupo INTELyMEC (Investigación Tecnológica en Electricidad y Mecatrónica) y a la Comisión de Investigaciones Científicas (CIC)

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

CAMBIO DE HERRAMIENTAS EN UN ROBOT INDUSTRIAL. INTERCAMBIADOR Y PROCESO DE INTERCAMBIO AUTOMÁTICO.

Perfumo, L.A., Cartelli, C.J. y Anigstein, M.

Universidad de Buenos Aires, Facultad de Ingeniería (FIUBA)
Av. Paseo Colón 850 (1063)
lucasperfumo@gmail.com, cjcartelli@yahoo.com, manigst@fi.uba.ar

RESUMEN.

El trabajo describe un dispositivo que actualmente se está desarrollando para el intercambio rápido y automático de herramientas en un robot industrial típico.
El proceso de diseño mecánico empleado combina y contrasta resultados obtenidos por (i) técnicas basadas en experimentación sobre modelos físicos con (ii) simulaciones numéricas sobre modelos matemáticos. Los exigentes requerimientos originalmente impuestos al dispositivo resultan, luego del proceso de diseño, en una estructura mecánica compleja. Esto ocasiona que el intercambio, tanto manual como automático, no sea un proceso simple. La operación de intercambio resulta equivalente a una tarea de ensamble, con varias etapas y bajas tolerancias de ajuste entre las partes. Se analiza una alternativa de automatización para el proceso de intercambio, en la que se utiliza un sistema de control de fuerzas integrado al manipulador. Esta alternativa demuestra ser conveniente frente a otras posibilidades disponibles en una celda de trabajo flexible.

Palabras Claves: manipulador robótico, intercambiador de herramientas, diseño por fotoelasticidad, ensamble automático, celda robótica flexible.

1. INTRODUCCIÓN

Durante las etapas de producción en celdas robotizadas, no es común que una única herramienta logre completar la totalidad de operaciones sobre las partes a procesar. En esos casos, la tarea tiene que contemplar, por ejemplo, (i) una interrupción para que un operador realice el intercambio de herramientas, (ii) integrar un robot para cada tipo de herramienta que se necesite o (iii) utilizar un intercambiador automático de herramientas y que la tarea contemple ese intercambio. Un intercambiador automático es en muchos casos la opción más conveniente. Por otro lado, dado que la versatilidad que el robot aporta a una celda depende también de las herramientas que puede utilizar en la tarea, el intercambio automático amplía aun más esa capacidad original [1]. Para este propósito se utilizan variadas implementaciones que, en general, dependen de la tarea particular que el robot desempeña.
Un dispositivo de intercambio debe ser

- robusto: seguro, rígido, de alta repetibilidad y capaz de realizar un intercambio rápido,
- compatible con aplicaciones robóticas: compacto, liviano, adaptable y no tiene que limitar las prestaciones originales de la celda.

Asociadas a las características mencionadas y a la complejidad del intercambiador, el diseño del mismo tiene que contemplar las dificultades para asegurar el intercambio exitoso de herramientas, no sólo en forma manual sino especialmente en forma automática.
La FIUBA cuenta con un robot industrial como parte de una celda flexible de ensayos, y durante las prácticas de las asignaturas que se dictan en el Laboratorio de Robótica se utilizan distintas herramientas. El reemplazo de las mismas debe realizarse en forma manual, y la tarea de cambio demanda entre *20* y *40* minutos. Para ampliar la flexibilidad de la celda respecto al manejo de herramientas se propuso el desarrollo del intercambiador automático que este trabajo presenta.

1.1. Organización del artículo.

La siguiente sección introduce de manera breve los componentes de la celda de trabajo en la que se requiere realizar el intercambio de herramientas. La sección 3 detalla las decisiones y métodos empleados durante el proceso de diseño mecánico del intercambiador y justifica la estructura elegida.
En la sección 4 se estudia la automatización del proceso: las etapas que lo componen y el sistema de control de fuerzas utilizado. La sección 5 presenta las mejoras realizadas sobre el diseño mecánico original a partir del estudio de automatización del proceso y las mediciones y resultados obtenidos de ensayos sobre el sistema real. Finalmente en la sección 6 se exponen las conclusiones del trabajo.

2. LA CELDA DE TRABAJO

2.1. Manipulador y Controlador.

Se trata de un manipulador industrial de 6 ejes rotativos ABB IRB 140 - M2000 con controlador SC4-Plus. Es un robot rápido: *2.5 m/seg* y *20 m/seg*^{2}, de velocidad y aceleración máxima respectivamente, y baja capacidad de carga: hasta *5 Kg*.

2.2. Dispositivos sensoriales relacionados a la aplicación.

Con la idea de estudiar opciones que amplíen la flexibilidad de una celda robótica, se incorporaron oportunamente

- un sensor de fuerzas en la muñeca del manipulador. Se trata de un sensor vectorial de 6 direcciones ATI SI-65-5, con su controlador interconectado al controlador del manipulador.
- una cámara en mano. Es una cámara industrial Chameleon 13SM2 conectada a una PC y ésta al controlador del robot.

El robot cuenta además con un sistema de control de fuerzas [2,3], y software de visión industrial [4,5] desarrollados en el mismo Laboratorio.

2.3. Herramientas habituales a intercambiar.

- Pinza neumática.
- Ventosa.
- Pinza inteligente [6].
- Cámara en mano.

3. EL INTERCAMBIADOR

3.1. Requerimientos

Los requerimientos principales para el diseño del intercambiador de herramientas son que

- sea integrable a la celda de trabajo disponible,
- sea seguro, es decir soporte estar sometido a fuerzas, velocidades, aceleraciones (y choques) que el robot puede efectuar, sin soltar la herramienta,
- no deteriore la repetibilidad del manipulador aun bajo las condiciones límite mencionadas en el ítem anterior. Esto implica lograr bajas tolerancias de ajuste del ensamble y alta rigidez.
- sea compacto y de baja masa. Esto reduce los efectos que deteriorarían los comportamientos tanto estático como dinámico del manipulador durante una tarea. Además, cuanto más compacto es el dispositivo, menos interfiere en el rango de acción del manipulador.
- tenga pocos componentes, simples para mecanizar y, a su vez, económico de reproducir.
- permita el intercambio automático como parte de tareas de producción.
- pueda ser adaptado en cuanto a *conectividad* (neumática, eléctrica o de otro tipo) y montaje para diversos tipos de herramientas y accesorios.

3.2. Método de diseño

Buscando optimizar los requerimientos originales, se desarrolló el intercambiador utilizando

- representación por modelos CAD de la totalidad de las partes,
- ensayos fotoelásticos sobre probetas que reproducen la geometría del intercambiador, para análisis de distribución de tensiones de campo completo. Por tratarse de un procedimiento alternativo, la siguiente sección desarrolla los aspectos básicos del método.
- simulaciones por método de elementos finitos (MEF),
- análisis y contraste de resultados,

antes de la construcción de prototipos funcionales.

3.2.1. Introducción a análisis de tensiones por fotoelasticidad

De acuerdo al principio general de la teoría de la elasticidad, la aplicación de fuerzas sobre un sólido provoca desplazamientos y deformaciones en cada elemento diferencial de volumen que lo compone. El equilibrio del modelo se representa mediante tensiones sobre cada uno de estos elementos. La distribución de esas tensiones dentro del sólido será consecuencia de la distribución e intensidad de las fuerzas exteriores aplicadas sobre él y de su geometría.

El objetivo del método de análisis de tensiones por fotoelasticidad es la determinación de la distribución e intensidad de tensiones internas (de campo completo) que se originan al someter el sólido a fuerzas exteriores [7]. El instrumento usado por el método es el *polariscopio*. Con él se puede observar la manifestación de efectos fotoelásticos sobre materiales *birrefringentes*. Un material es birrefringente cuando su comportamiento óptico es anisotrópico: dependiendo de la dirección en que se propaga la luz en su interior, manifiesta distinto índice de refracción (y por lo tanto diferente velocidad de propagación). Ciertos materiales, entre ellos el acrílico, se comportan isotrópicamente cuando están libres de tensiones, pero cambian a ópticamente anisotrópicos cuando se los somete a esfuerzos: el índice de refracción es función de la deformación resultante.

Si se supone un estado de tensión plana ($\sigma_3 = 0$) en un punto de un material birrefringente, puede comprobarse que

$$n_1 - n_2 = K(\sigma_1 - \sigma_2) \tag{1}$$

donde K es la constante fotoelástica, y n_1 y n_2 son los índices de refracción para las direcciones de las tensiones principales σ_1 y σ_2 en el punto estudiado (Ley de Brewster, 1816). El polariscopio se apoya en esta relación para evaluar la distribución de tensiones planas en base a la observación de patrones de interferencia que se manifiestan al exponer un material birrefringente a luz polarizada. Con ese propósito se realizan ensayos prácticos sobre un modelo o *probeta* que reproduce la geometría del sólido pero construido de material birrefringente. La Figura 1 muestra un polariscopio y sus componentes, durante el estudio de probetas bajo carga.

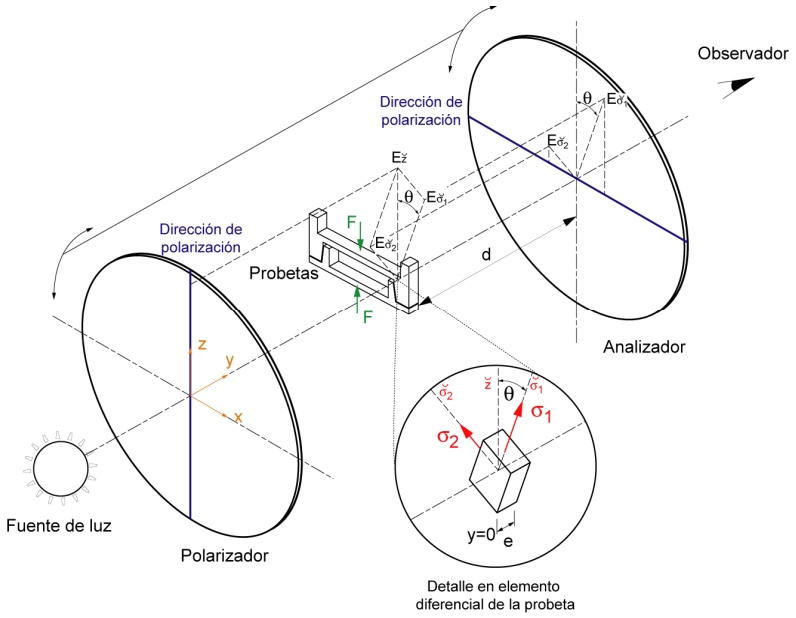


Figura 1. *Detalle del polariscopio y las probetas.*

Si se utiliza una probeta de espesor e, puede demostrarse [8] que la intensidad de la onda observada a la salida del polariscopio cumple

$$I = E_0^2 . sen^2 2\theta . sen^2 \left[\frac{\pi e K}{\lambda} (\sigma_2 - \sigma_1) \right] \tag{2}$$

donde

- $E_0{}^2$ es la intensidad y λ la longitud de onda de la onda incidente.
- θ es el ángulo entre la dirección del polarizador y la tensión principal σ_1 (ver Figura 1).

Este resultado justifica la aparición de dos efectos independientes y superpuestos:

- Líneas *isoclinas* en donde la intensidad de la onda es nula sin importar la longitud de onda incidente. Ocurren si $sen^2 2\theta = 0$ en la Ecuación (2) y por lo tanto
$$\theta = N_\theta \pi / 2 \qquad N_\theta = 1,2,... \tag{3}$$
Implica que en estos puntos "oscuros", la dirección de σ_1 ó σ_2 coincide con la dirección del polarizador (z en Figura 1). Así logran determinarse las direcciones de las tensiones principales en cada punto de la probeta girando el polariscopio.
- Líneas *isocromáticas* en donde la intensidad de onda es nula para determinadas longitudes de onda incidente. Ocurren cuando $sen^2 \left[\pi e K \lambda^{-1} (\sigma_2 - \sigma_1) \right] = 0$ y, suponiendo $\sigma_1 \neq \sigma_2$, se deben a la anulación de las componentes de longitud de onda
$$\lambda = \frac{eK}{N_\lambda} (\sigma_2 - \sigma_1) \qquad N_\lambda = 1,2,... \tag{4}$$
Por lo tanto, si la fuente es de luz blanca, al anularse componentes cromáticas de acuerdo a la Ecuación (4), la luz resultante será de igual color para $\sigma_2 - \sigma_1 = cte.$. Estas zonas determinan líneas de igual esfuerzo tangencial de corte $\tau_{\max}$.

Con esta información, obtenida en los ensayos prácticos sobre probetas, se determinan para el sólido

- las zonas críticas: de tensiones elevadas, concentradores de tensión, etc.,
- las tensiones principales y su dirección en cualquier punto,
- las tensiones de ensamblado entre sólidos vinculados, y
- posibles cambios en la geometría para optimizar la distribución de tensiones.

Cuando se trabaja con probetas, pueden introducirse cambios en su geometría y los efectos evaluarse de manera casi inmediata, lo que hace atractivo al método durante la iteración del proceso de diseño mecánico.

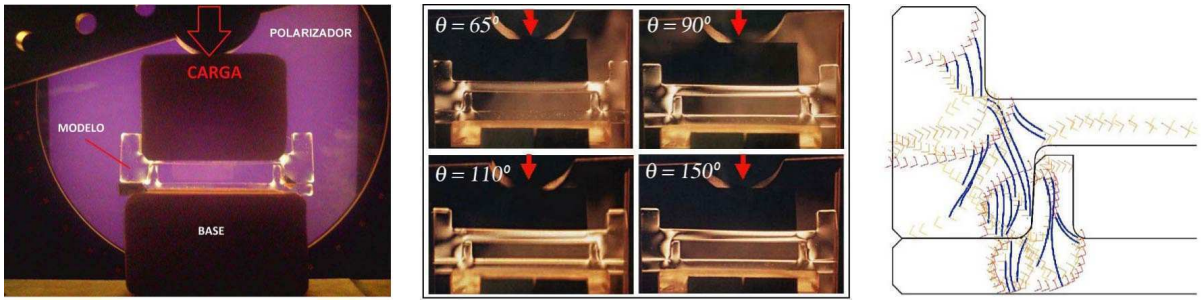


Figura 2. *Las probetas bajo carga (izq.), líneas isoclinas para distintos valores de θ (centro) y líneas isostáticas construidas en base a las isoclinas (der.).*

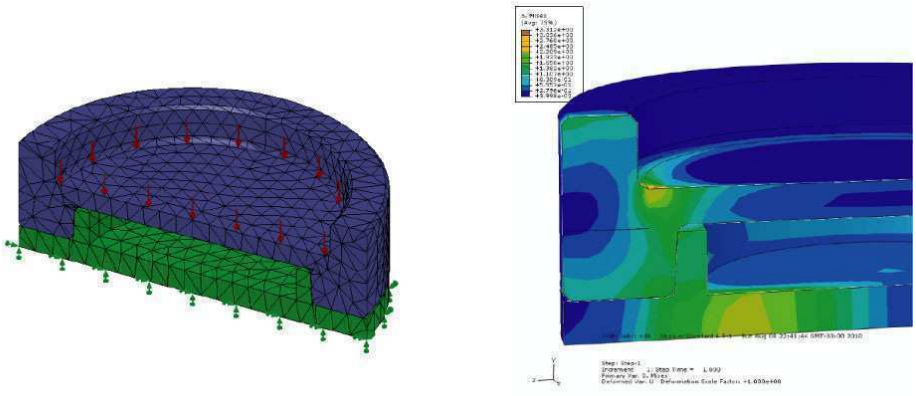


Figura 3. *El mallado del modelo CAD para cómputos por MEF(izq.) y resultados con Abaqus (der.).*

3.2.2. Ensayos y simulaciones

La Figura 2 muestra resultados del ensayo de fotoelasticidad sobre probetas encastradas que modelan la sección transversal del intercambiador. Esos resultados son comparables a los obtenidos por métodos de elementos finitos (mostrados en la Figura 3), verificando correspondencia mutua.

3.3. Prototipos resultantes

El intercambiador resultante del proceso de diseño está compuesto por un conjunto de bridas y un depósito o *almacén*.

La *nueva herramienta* que manipula el robot está formada por dos bridas encastrables: una *brida-robot* solidaria al manipulador/sensor de fuerzas y una *brida-herramienta* sobre la que se monta la herramienta. La Figura 4 (izq.) muestra ambas bridas, y particularmente la brida-herramienta tiene sujeta una pinza neumática.

Cada herramienta que quiera manipularse se monta en una brida-herramienta, y por lo tanto habrá tantas bridas-herramienta como herramientas quieran emplearse en la tarea. El almacén de herramientas mantiene ordenadas las bridas-herramienta mientras no se utilizan, y es el lugar de donde se las deben tomar y depositar durante el intercambio automático.

El almacén construido contiene hasta tres bridas-herramienta sujetas sobre guías deslizantes, tal como se muestra en la Figura 4 (der.). Esta disposición posibilita montar el almacén en piso, techo o paredes, de forma de interferir lo menos posible en la celda efectiva de producción.

La nueva herramienta (conjunto brida robot-brida herramienta) es donde se aplica la mayor exigencia de diseño. La Figura 5 muestra el corte de la brida-robot.

La forma de encastre cónico en el interior de las bridas asiste al centrado. El perfil tipo H que puede verse en el corte, aporta rigidez estructural al ensamble. El material con que se construyeron ambas bridas es aluminio de Serie 7075, un material empleado en la industria aeronáutica por su alta resistencia y bajo peso. Con esta elección, se logra un dispositivo que cumple estar por debajo de los esfuerzos permisibles y con capacidad de resistencia a la fatiga para vida útil infinita.

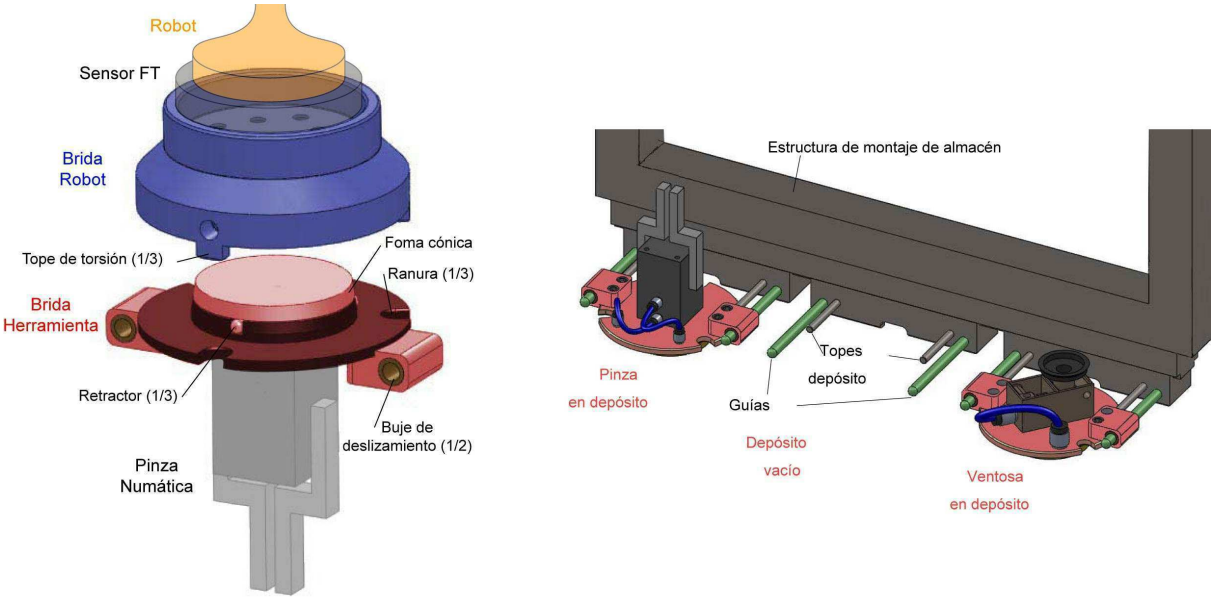


Figura 4. *Brida-robot y brida-herramienta (izq). El almacén de herramientas montado en techo (der.)*

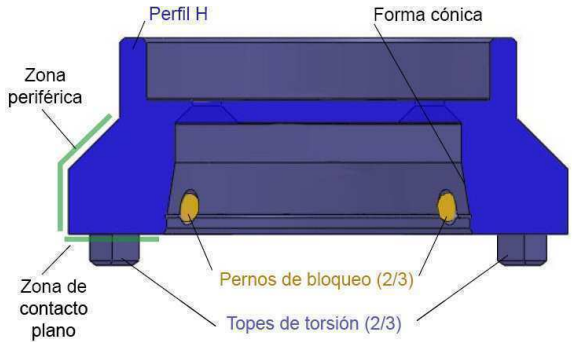


Figura 5. *Corte de brida-robot: el perfil H y los pernos de bloqueo.*

Como se puede notar, respecto a lo mostrado en 3.2.2, la zona superior del perfil H se redujo por ser una zona no crítica en la distribución de tensiones. Esta reducción, conjuntamente con el material elegido, busca optimizar el peso del dispositivo que era uno de los requisitos de diseño. Además se realizó un tratamiento superficial de anodizado duro en las bridas, para aumentar (alrededor de cuatro veces) la resistencia al desgaste por contacto y marcas.

El *sistema de bloqueo* asegura firmemente la unión de las bridas a través de tres pernos de acción radial, que conforman un sistema de seguridad redundante. Estos pernos son de bronce duro de clase SAE40, y son utilizados como material de sacrificio ya que su dureza es un *12%* respecto al material de las bridas con las que interactúa. Los topes de torsión son parte integral de la brida-robot y su función es complementar la rigidez torsional del sistema de bloqueo, sin sobrecargar los pernos.

La *zona de usuario* es la zona adaptable del intercambiador, formada por (i) zona de contacto plano y (ii) zona periférica. La zona de contacto plano está destinada a espacios de conectividad desde el robot hacia la herramienta (o viceversa). La zona periférica permite el montaje de módulos accesorios que tengan que estar siempre disponibles para que el robot los manipule, sin importar la herramienta usada (por ej. la cámara en mano).

Las diferentes partes se maquinaron para obtener las siguientes tolerancias de ajuste:

- Entre bridas: menor de *.1mm* en la región cónica y menor de *.2mm* en los topes de torsión,
- Entre bridas y almacén: menor de *.05mm* entre guías y bujes de deslizamiento y menor de *.1º* de desalineación de las guías.

4. EL INTERCAMBIO AUTOMÁTICO.

El intercambio automático de la herramienta es una compleja tarea de ensamble y desensamble entre las partes del intercambiador. Esa complejidad se fundamenta en:

- Las bajas tolerancias de ajuste.
- La geometría de las partes del intercambiador, que obtiene un acople sin juego entre bridas y posibilidad de ubicar el almacén en diferentes orientaciones.
- La rigidez del montaje y de los componentes del intercambiador. Al formar una estructura rígida no hay acomodamiento pasivo suficiente como para simplificar el intercambio.

Las bajas tolerancias y el mínimo acomodamiento pasivo hacen que algunas etapas desemboquen en la detención del manipulador por supervisión de fuerzas máximas, como resultado de las incertezas iniciales. Queda claro que el proceso necesita algún tipo de asistencia sensorial. Dentro de las capacidades de la celda disponible, una de las posibilidades es utilizar visión. Pero un sistema de visión no es suficiente: la precisión máxima depende de su calibración y es del orden de *1mm*, con lo que no alcanza para detectar las tolerancias de ajuste del intercambiador. Además, por la geometría del intercambiador resultante un sistema de visión simple no podría inspeccionar todas las etapas.
La opción sensorial más adecuada y más natural es a través de las fuerzas que se originan en el contacto y su realimentación en un sistema de control de fuerzas. La opción implementada, además, permite monitorear gráficamente en tiempo real la evolución de las fuerzas que se producen **durante** las etapas de intercambio, por lo que resulta también una herramienta muy útil en momento de desarrollo del dispositivo para corregir el diseño mecánico.
Un tema importante que merece resaltarse es que el particular diseño mecánico hace el intercambio dificultoso incluso en forma manual, y aquí un desafío singular: la mayor cantidad de experimentación en control de fuerzas es sobre tareas que son fácilmente realizables por humanos [9].

4.1. Introducción al control de fuerzas.

Las aplicaciones que requieren controlar fuerzas de contacto se especifican sin ambigüedades utilizando un sistema de referencia o *terna de acomodamiento* (TF). Esta terna está ligada a las *restricciones naturales*(RN) que son condiciones de contorno impuestas por la geometría del vínculo. La especificación se completa al elegir los objetivos de control o *restricciones artificiales* (RA). La elección óptima de TF es aquella en donde se logran desacoplar direcciones complementarias de objetivos de (i) control de fuerzas y (ii) control de posición [10]. Aun con sus limitaciones, este formalismo permite especificar tareas sumamente complejas como secuencias de operaciones elementales o *etapas* [11]. Cada etapa termina al ocurrir una *condición de terminación* (CT) motivada por cambio en los vínculos.

4.1.1. La implementación del controlador de fuerzas.

En trabajos anteriores del Laboratorio se desarrolló una plataforma de control de fuerzas para darle *acomodamiento activo* al manipulador durante la tarea. Esto se logra creando un lazo de control de fuerzas que modifica la trayectoria deseada original a través de correcciones en tiempo real de las referencias de movimiento [12]. Esta plataforma modular e integrada, corre totalmente en el controlador del robot y proporciona al usuario un conjunto de nuevos comandos para control de fuerzas [13]. Se obtiene así una herramienta de software de muy simple incorporación en programas de usuario. Particularmente el sistema diseñado es un lazo de control de fuerzas/posiciones híbrido [14] configurable en las direcciones de la terna de acomodamiento. Las direcciones elegidas para controlar posición son resueltas por el control de posición original del manipulador, mientras que para las controladas por fuerzas se programó un control de tipo rigidez [15]. Esta estructura aprovecha y conserva el desacoplamiento de la definición de la tarea y simplifica la elección de los parámetros de control.
Para especificar una tarea se incorporó un comando básico muy general, que puede usarse en gran cantidad de movimientos elementales de control de fuerzas. El comando en cuestión es `MoverL_CF` y sus argumentos principales definen (i) los parámetros del formalismo descripto en 4.1 y (ii) los del controlador de fuerzas. La principal limitación del sistema de control de fuerzas es la baja frecuencia posible de correcciones (*~2 Hz*) debido al elevado retardo de movimientos del robot. Por esta razón, las velocidades de los movimientos tienen que ser lo suficientemente bajas para lograr una performance adecuada del control de fuerzas.

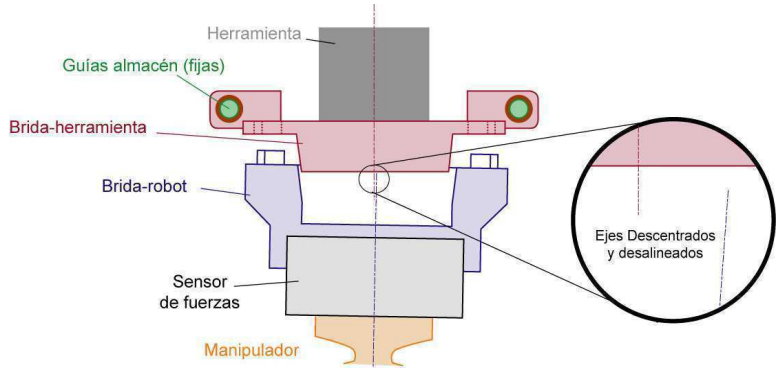


Figura 6 *Acercamiento entre bridas: sin contacto.*

4.2. Secuencia de intercambio automático.

Se parte de la *hipótesis inicial* de que existe un conocimiento aproximado de cada una de las posiciones en que se ubican las bridas-herramientas sobre el almacén (*+-1mm y +- 2º*). Esa información se obtiene del modelo CAD, o bien por inspección previa de la celda.

Dos son las tareas básicas necesarias para el intercambio: (1) Tomar y (2) Depositar, que a su vez se subdividen en etapas asociadas a la evolución de las condiciones de vínculo. Esta subdivisión es un procedimiento común en tareas con control de fuerzas y se asemeja al que emplean los humanos para resolver estos casos.

4.2.1 TOMAR una herramienta del almacén requiere las siguientes etapas:

(i) Acercamiento. Luego de elegir la herramienta a utilizar (selección del programa de usuario), el manipulador es llevado a una posición cercana a la brida que contiene esa herramienta. Esa posición es tal que garantiza (con las incertezas iniciales) que no haya contacto entre bridas, por lo tanto el control de posición es suficiente. La Figura 6 muestra un corte de las bridas en esta operación.

(ii) Centrado e inserción hasta contacto. Aprovechando la sección de encastre cónica de las bridas, se realiza el centrado de los ejes de simetría de ambas (etapa (ii)a). Para eso se insertan levemente las bridas con un movimiento con control de fuerzas. Si se origina contacto durante esa primera inserción se detecta una situación de error que implica que la hipótesis inicial (conocimiento aproximado de posiciones) no se cumple y puede corregirse mediante un programa "ad hoc" y observación visual. Suponiendo que esa condición no ocurre, ya con las bridas levemente insertadas en su sección cónica, se realizan movimientos radiales que utilizan la capacidad de sensado de fuerzas, para detectar el punto de contacto en tres direcciones radiales.

Esa información posicional permite calcular un nuevo centrado, ahora con errores del orden de *.1mm* como se muestra en la Figura 7(izq). Esta condición simplifica sustancialmente la inserción posterior de las partes cónicas, ya que al ser de un diámetro casi un orden mayor a su altura tenderían a trabarse si el centrado es menos preciso.

Luego se procede con la inserción cónica girando la brida-robot sobre su eje un ángulo α e insertándola en la brida-herramienta con un movimiento con control de fuerzas (etapa (ii)b). La etapa finaliza al detectar contacto entre los topes de torsión y la superficie de brida-herramienta, como se muestra en la Figura 7 (der.).

*(iii) Corrección de orientación **x y***. La condición de contacto encontrada al finalizar (ii) es útil para corregir parcialmente el error de orientación inicial. Un movimiento con control de fuerzas con objetivos en la terna de acomodamiento (TF), fija a la brida-robot, para

- conservar el contacto en ***z***
- anular los torques en ***x y***

logra alinear las normales de los planos de acople de las bridas. Se obtiene así un error de orientación (en ***x y***) del orden de .5º. La Figura 8(izq.) denota la especificación para el control de fuerzas usando las RA como objetivos de control. Posteriormente se desacopla levemente la brida-robot del contacto y se la gira -α, de manera de estar en condiciones de insertar los topes de torsión.

(iv) Inserción de topes de torsión. La inserción de los topes de torsión en las ranuras de encastre es

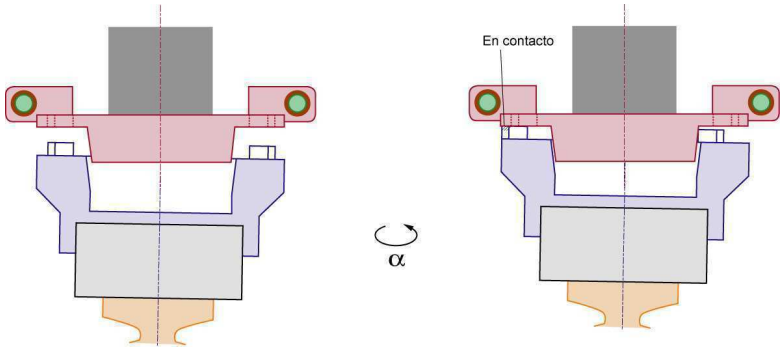


Figura 7 *Centrado (izq.), rotación α e inserción hasta contacto con los topes de torsión (der.).*

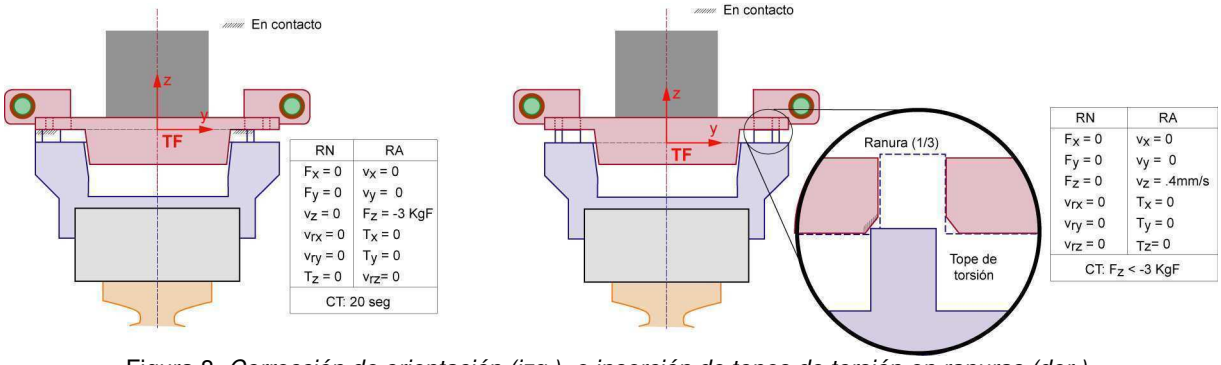


Figura 8 *Corrección de orientación (izq.), e inserción de topes de torsión en ranuras (der.).*

asistida por los biseles y el control de fuerzas configurado para

- anular las fuerzas en ***x y***, que podrían aparecer por errores de centrado aun presentes,
- anular los torques en ***z*** que se producen por el contacto de los biseles y también en ***x y*** por posibles errores de orientación aún presentes,

mientras se inserta en la dirección ***z*** de TF (Figura 8(der.)). Esta etapa concluye al detectar la CT debida al contacto entre los planos de acople de las bridas.

(v) Acople de bridas. Conservando ambas bridas presionadas entre sí (Fz^d=-4Kgf) para asegurar que la conectividad accesoria de la herramienta pueda establecerse, se actúan los pernos de bloqueo (Figura 9). Esta operación acopla firmemente las bridas. Para verificar el bloqueo y acople seguro, se utiliza sensado de fuerzas: tiene que aparecer una reacción (en ***z***) al intentar separar las bridas.

(vi) Retirar herramienta del almacén. Deslizando (v_x) las bridas sobre las guías del almacén con movimiento con control de fuerzas en TF, buscando:

- anular los torques en ***x y z***
- anular las fuerzas en ***y z***,

se retiran las bridas del almacén (Figura 10).

Finaliza así el proceso de tomar una herramienta, que queda lista para ser empleada por el usuario en producción.

4.2.2. DEPOSITAR en el almacén una herramienta ya empleada, requiere las siguientes etapas:

(i) Acercamiento a guías de depósito. Se acerca el manipulador con la brida-herramienta acoplada, a un depósito vacío del almacén sin entrar en contacto con él. Esta posición fue "aprendida" por el sistema de intercambio cuando se retiró la herramienta.

(ii) Inserción en guías. Si bien la dirección de las guías también fue "aprendida" al retirar la herramienta, las bajas tolerancias de ajuste de bujes y guías, el hecho que la herramienta puede haber sido sometida a esfuerzos exigentes durante el uso y por lo tanto tener pequeñas variaciones posicionales respecto al momento en que se acopló, hacen que la etapa tenga que realizarse con control de fuerzas. El control de fuerzas permite corregir los pequeños cambios de orientación y traslación entre

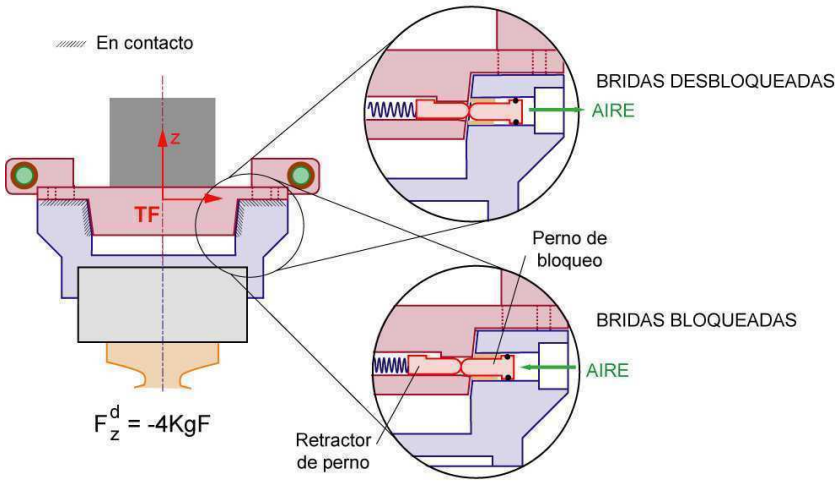


Figura 9 *Acople y bloqueo de bridas.*

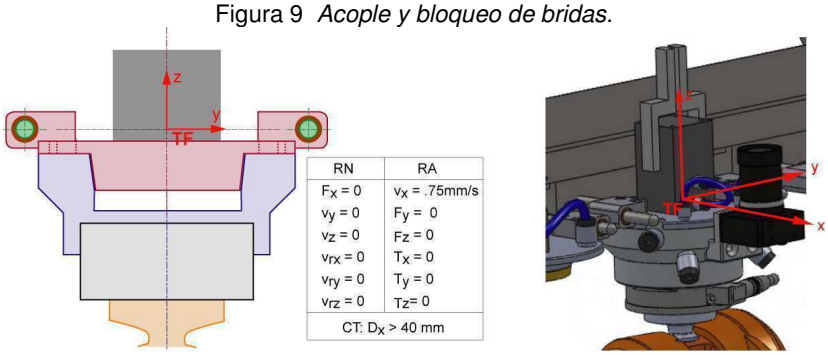


Figura 10 *Retirando la herramienta del almacén: vista en corte y perspectiva de la etapa.*

las bridas y el almacén, por lo que las RA son tales que buscan

- anular los torques en ***x y z***
- anular las fuerzas en ***y z***

tal como ocurría en la etapa (vi) en 4.2.1, pero ahora deslizando sobre las guías en sentido x opuesto (v_x=-.5mm/seg). La ubicación de TF es la que se muestra en la Figura 10 pero ahora la CT ocurre al detectar el tope del depósito (F_x>3 Kgf).

(iii) Desacople de bridas. Se presionan las bridas recurriendo a un movimiento con control de fuerzas hasta lograr la compresión de la conectividad y evitar que interfiera en el desbloqueo. En estas condiciones (F_z<-4Kgf) se desactúan los pernos de bloqueo, desacoplando de esa manera las bridas (Figura 9). Para verificar el desacople se realiza un pequeño movimiento en ***-z*** sensando fuerza (en ***z***), previo a intentar la separación. Se evita así la detención del robot por supervisión de choques ante una posible falla en la operación de desbloqueo.

(iv) Separación de bridas. Se retorna la brida-robot con movimientos controlados por posición a una ubicación de reposo a la espera de la orden de tomar una nueva herramienta.

Nota. Todas la etapas en las que se emplea control de fuerzas (o movimientos sensando fuerzas) fueron implementados usando únicamente el comando `MoverL_CF`, lo que valida su versatilidad.

5. ENSAYOS Y RESULTADOS.

La Figura 11 incluye fotos de la celda con el intercambiador construido, y de varias etapas del proceso de intercambio. La Figura 12 muestra las fuerzas de contacto monitoreadas durante cada una de las etapas de una secuencia inicial de tomar y depositar respectivamente. Puede verse que las magnitudes de fuerzas involucradas están dentro del rango del manipulador y logran evitar detenciones o interrupciones por supervisión. El tiempo que demanda la operación de intercambio inicial de tomar y depositar es aproximadamente *4* minutos.

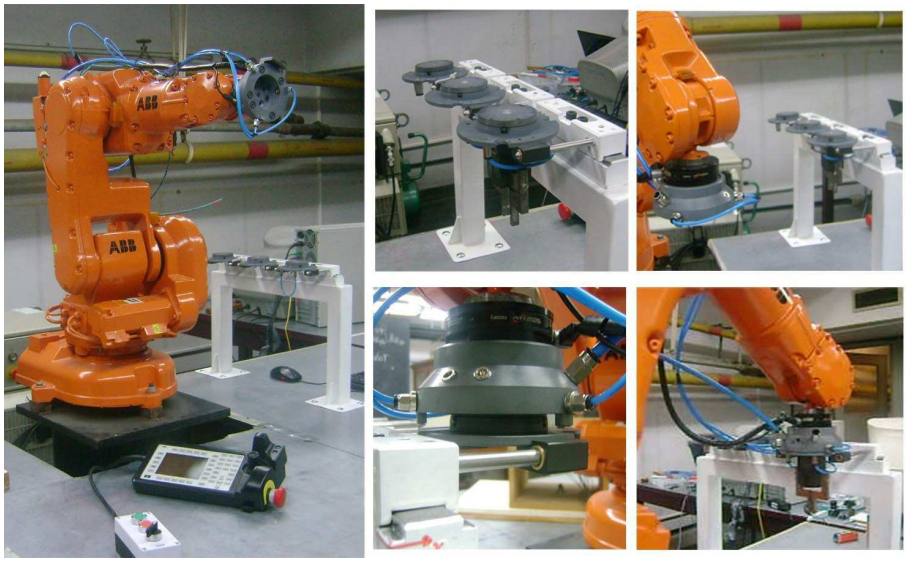


Figura 11 *La celda, el intercambiador y parte del proceso de tomar una herramienta.*

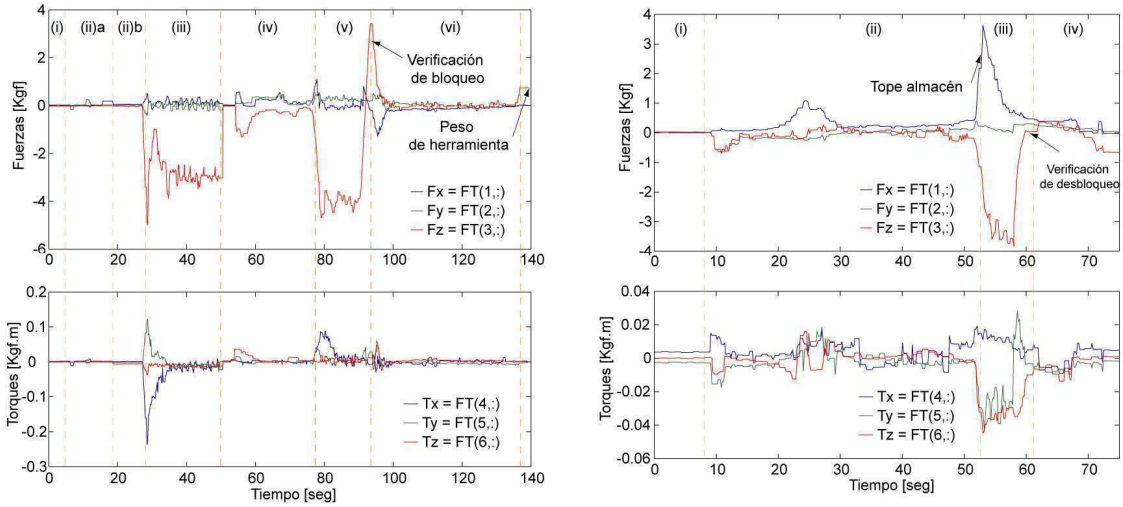


Figura 12 *Tomar (izq.) y depositar (der.) una herramienta de almacén: evolución de fuerzas y etapas.*

5.1. Ajustes del diseño durante la automatización.

Si bien el diseño del intercambiador siempre contempló el proceso de automatización, el desarrollo y ensayo del programa de automatización motivó modificaciones y mejoras en la estructura mecánica. Una es la altura de los topes de torsión, que tuvo que aumentarse para evitar detecciones erráticas durante la etapa de inserción hasta el contacto (4.2.1 etapa (ii)). Ocurría que los retractores de los pernos de bloqueo, dependiendo de los errores de orientación inicial, interferían en la detección del contacto entre topes de torsión y la superficie de la brida-herramienta: la altura de los topes coincidía con la ubicación del sistema de bloqueo. La modificación fue también útil para la operación manual del intercambiador y muestra, como es sabido, que la actividad de diseño es un proceso iterativo, que por ejemplo en este caso promovió mejoras al ensayar los componentes reales, aun cuando se había analizado previamente el dispositivo en simulaciones CAD.

5.2. Velocidad del intercambio automático.

Al realizar la automatización del armado por primera vez, se parte de incertezas de posicionamiento altas. Pero al retirar la herramienta del almacén y durante cada una de las etapas de 4.2 se incrementa el conocimiento posicional de los componentes del medio. Grabar y reutilizar esa información posi-

cional posibilita repetir el intercambio con menores incertezas en cada repetición (*~.1 mm y .1º*). En estas nuevas condiciones, la exigencia de control (tanto de posición como de fuerzas) disminuye, puede aumentarse la velocidad del proceso y se espera poder reducir el tiempo de intercambio en forma significativa.

6. CONCLUSIONES.

Se presentó y resolvió un problema de diseño mecatrónico cercano al ámbito industrial.
Se mostró una aplicación robótica consistente en el encastre de piezas (entre bridas, y entre bridas y almacén). La complejidad se origina por las bajas tolerancias permitidas y la alta rigidez de las piezas. Utilizando capacidad de sensado y control de fuerzas en un robot industrial, se logra completar la tarea exitosamente. El sistema de intercambio desarrollado resuelve automáticamente las incertezas de posicionamiento en cada repetición y evita detención por bloqueo del manipulador y posibles daños en las partes.
Un aspecto singular de este proyecto, es que se logró realizar en forma automática una tarea compleja, que presenta también dificultades para ser realizada manualmente. Tanto el formalismo, como el sistema de control de fuerzas empleado demuestran ser herramientas versátiles y robustas aplicables a problemas industriales.
Si bien los tiempos de intercambio son relativamente altos, por las limitaciones en velocidad del control de fuerzas, los resultados de la integración realizada son igualmente compatibles con gran parte de las aplicaciones industriales.

6. REFERENCIAS.

[1] Little, R. (2003). "Tool changers enhance robot versatility". *Industrial Robot: An International Journal* Vol 30, Nº4 - Pág. 306-309.
[2] Liste, V. y M. Anigstein (2007). "Influencia de la rigidez del sistema y la frecuencia de correcciones en el control de fuerzas de robots industriales". *RIAI, Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial*.
[3] Cartelli, C.J., A. Zanini y M. Anigstein (2010). "Análisis de estabilidad de un sistema de control de fuerzas para robots industriales". *VI Jornadas Argentinas de Robótica - JAR 2010*.
[4] González, P.S. y M. Anigstein (2007). "Sobre un sistema de visión monocular integrado a un robot". *XII Reunión de Procesamiento de la Información y Control - RPIC'2007.*
[5] Brumovsky, A.F., P.S. González, L. Perfumo y M. Anigstein (2009). "Visión en 3d con un robot cámara en mano". *XIII Reunión de Procesamiento de la Información y Control - RPIC'2009*.
[6] Schupbach, D., S. Tempone y P. González (2011). "Desarrollo e integración de un servo gripper y un sistema de visión en una celda de trabajo robotizada". *XIV Reunión de Procesamiento de la Información y Control - RPIC'2011 estudiantil.*
[7] Dally, J.W. y W.F. Riley (2005). *Experimental stress analysis*. 4th ed. McGraw Hill. NY, USA.
[8] Durelli, A.J. (1967). *Applied Stress Analysis*. Prentice-Hall, Inc.
[9] Mason, M. T. (1982). *Compliant Motion*. Chap. 5. Robot Motion Planning and Control. The MIT Press. Cambridge, Mass.
[10] De Schutter, J. and H. Van Brussel (1988). "Compliant robot motion i. a formalism for specifying compliant motion tasks". *International Journal of Robotics Research* 7, 3-17.
[11] Bruyninckx, H. and J. De Schutter (1996). "Specification of force-controlled actions in the task frame formalism - a synthesis". *IEEE Transactions on Robotics and Automation* 12, 581-589.
[12] Cartelli, C.J. y M. Anigstein (2010). "Sobre la incorporación de nuevas estrategias de control en robots con control de posición. *VI Jornadas Argentinas de Robótica - JAR 2010*.
[13] Cartelli, C.J., L. Perfumo and M. Anigstein (2009). "Jogging sensible a fuerza-torque para programación de robots". *XIII Reunión de Procesamiento de la Información y Control -RPIC'2009*.
[14] Whitney, D. E. (1987). "Historical perspective and state of the art in robot force control". *International Journal of Robotics Research 6, 3-14.*
[15] Salisbury, J. (1980). "Active stiffness control of a manipulator in cartesian coordinates". *19th IEEE Conference on Decision and Control*.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

Automatización de una llave hidráulica para la optimización en la operación de enroscado de varillas de bombeo

Sergei Sidorenko, Kolodka Pedro Daniel, Temptan Martín, Gerónimo Pacho
Universidad Nacional de la Patagonia, Facultad de ingeniería.
Ciudad universitaria, Km 4
danielkolodka2010@gmail.com
Universidad Técnica de Krivoy Rog, Ucrania. S.sidorenko@hotmail.com
ITBA. martinthemptham@hotmail.com
UNPSJB. jdpacho@hotmail.com

RESUMEN.

El presente trabajo consistió en diseñar e implementar un lazo de control automático, a una llave hidráulica de enroscado de varillas para bombeo mecánico petrolero.

En la operación tradicional se unen las varillas a través de una cupla roscada, y finalizada la operación, se mide con una plantilla estándar, el desplazamiento relativo de enrosque entre estos elementos. Esto se realiza regulando la presión del circuito hidráulico de la llave.

Debido a las distintas condiciones existentes en los elementos de la unión, como ser, geometría, material, grado de contaminación con posible presencia de líquidos o lubricantes, etc. el desplazamiento entre dichos elementos, presenta mucha dispersión, que resulta en algunas uniones con un apriete excesivo, al punto tal de producir deformaciones plásticas en las roscas, y en otras, apriete insuficiente.

Dado que las varillas están sometidas a trabajo cíclico de tracción, en las uniones deficientes, se desarrolla un mecanismo de falla por fatiga acelerada en la zona de rosca deformada plásticamente, que acorta la vida útil de las varillas.

El automatismo implementado que opera sobre la llave, tiene como principal objetivo, detener la rotación de la llave en el preciso momento que se alcanzó el desplazamiento relativo entre los espejos de rosca. Dicho desplazamiento se puede prefijar a través de una interfase “HMI” vinculada con un controlador digital. De esta forma la dispersión antes mencionada, se mantiene controlada dentro de una banda más reducida, resultando en la desaceleración del proceso de fatiga. Además cada operación queda registrada en la memoria del controlador y posteriormente se analiza en una PC con un software de visualización y reporte hecho a medida.

Palabras Claves: Automatización, Llave hidráulica, varillas de bombeo.

UTN.BA
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO DOCENTE DEL AREA MECANICA DE LAS INGENIERIAS
FoDAMI

1. INTRODUCCIÓN

La principal causa de fallas de las varillas de bombeo, se da por ensamble (make-up) defectuoso. Dicho ensamble consiste en unir las roscas de las puntas de varilla (pines) con una cupla. En el proceso convencional de enroscado de varillas a la cupla, se emplea una herramienta hidráulica como la que se muestra en la Figura 1.

Esta llave hidráulica normalmente opera con una presión aproximadamente constante y no posee absolutamente ningún sistema de retroalimentación que permita detener el proceso de enroscado, por toque máximo o desplazamiento relativo entre los espejos del pin y la cupla.

Dado que el sobretorqueo, lleva al marcado de los espejos y la correspondiente plastificación de los primeros filetes de rosca, con la posterior falla prematura por fatiga de pin, se decidió diseñar e implementar un sistema de control a lazo cerrado, que automáticamente mida y detenga la operación de torqueo, cuando el conjunto cupla-pin alcanza un determinado desplazamiento relativo entre los espejos respectivos.



Figura 1. Llave hidráulica operando en un pozo

2. SISTEMA DE CONTROL

Se compone de los siguientes elementos y subsistemas:

2.1 Actuador final de proceso: constituido por un llave hidráulica tipo “Parker” con mordaza especial giratoria (carro) y llave de contra torque fija. Este conjunto se instrumentó específicamente con un sensor del tipo celda de carga y un transductor de pulsos para generar las dos mediciones necesarias en la implementación del lazo cerrado de control, a saber: torque y desplazamiento del carro mordaza respecto de la llave de contra.

2.1 Sensor de desplazamiento: encargado de medir el desplazamiento relativo del carro mordaza de la llave, utilizando un sensor de proximidad tipo inductivo, con una salida de pulsos. La precisión en la determinación del arco de giro de la mordaza móvil por este método de medida, es de (0,10mm).

2.2 Sensor de Torque: utilizado para medir el torque absoluto que ejerce la mordaza móvil en el estado de apriete del conjunto cupla y varilla de bombeo. Se empleó un sensor del tipo celda de carga que mide específicamente la fuerza que hace la llave fija de contra y luego se traduce en el software del controlador a la unidad de torque especifica, considerando el brazo de palanca constante en la disposición obtenida.

2.3 Cuadro de maniobra y control hidráulico: Formado por una serie de válvulas de accionamiento manual para determinar la operación en modo automático o manual de la llave hidráulica (ver esquema de la hidráulica). También esta conformado por una válvula electrohidráulica del tipo "on-off", la que se emplea para detener en forma automática la operación de "torqueo" cuando el controlador determina que se alcanzo el desplazamiento preestablecido como valor de referencia. Además permite operar la llave por intermedio del operador habitual, sin ninguna diferencia, salvo por el corte automático decidido por el controlador cuando este esta en modo automático.



Figura 2. Cuadro de maniobra hidráulico.

2.4 Controlador de lazo y registrador digital: Este es el corazón del sistema de control implementado. Está conformado por un computador industrial, una pantalla de visualización y configuración táctil (HMI) y todos los elementos de maniobra y alimentación eléctrica necesarios para operar el sistema en campo. El computador industrial alberga en su memoria de programa, el algoritmo de control automático y los programas de almacenamiento de las curvas de medidas, como así también las rutinas de comunicación con un servidor remoto enlazado por un puerto de red tipo Ethernet. Este controlador recibe como entradas la señal de pulsos proveniente del sensor de desplazamiento y la señal analógica de la celda de carga. El software, mide y controla en tiempo real, a una tasa de muestreo de una milésima de segundo, las señales de entrada, y decide el momento exacto de detener el "torqueo", actuando sobre la electroválvula hidráulica una vez que el valor medido de desplazamiento alcanzó al valor ingresado por panel. Cabe mencionar que para realizar esta tarea, el controlador incorpora una serie de parámetros fijos y otros variables, como ser el tiempo de retardo propio de la electroválvula, el error en la medida de desplazamiento por deformación elástica de los dientes del carrito, umbrales estáticos y dinámicos de torque para iniciar

el proceso de medición, etc, etc. En la Figura 3, se puede observar el esquema completo del sistema implementado.

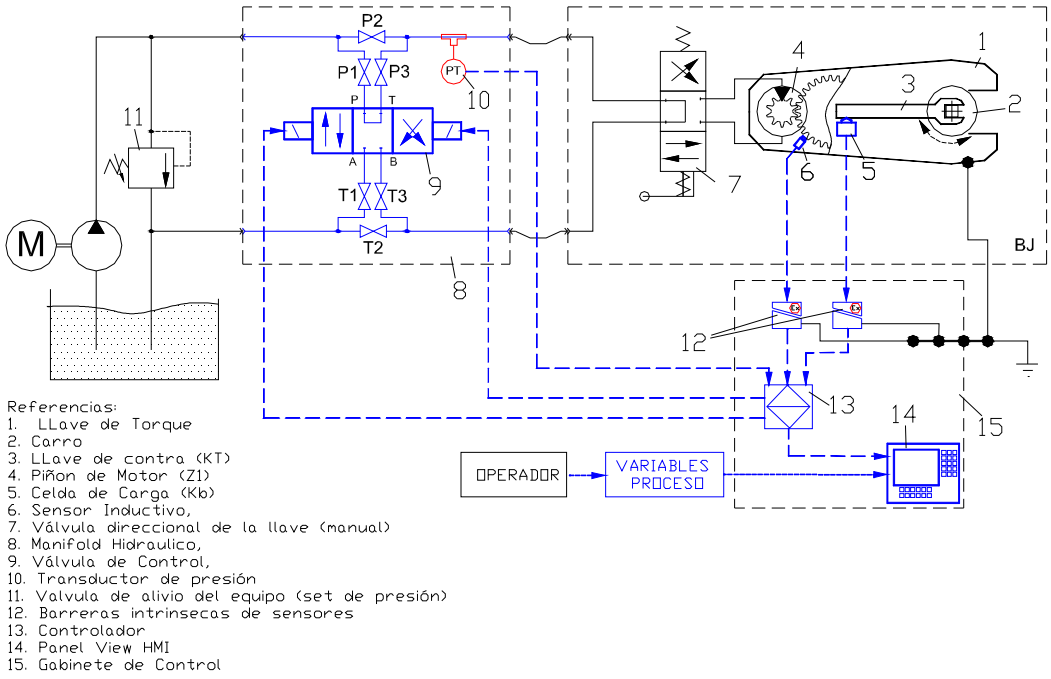


Figura 3. Esquema de la llave hidráulica automatizada.



Figura 4. Interfase Hombre-Máquina (HMI). Configuración sistema de control.

3. CURVAS DE DISPERSION MEDIDAS

Con la llave operando en modo manual, o sea a lazo abierto, las estadísticas obtenidas en mediciones de campo para los desplazamientos angulares conseguidos, se ajustan a una distribución normal, centrada en el valor de desplazamiento angular deseado y desvío estándar variable.
Para el caso de la operación manual a lazo abierto de la llave, algo menos del 30% de las cuplas queda dentro del intervalo de tolerancia admitido, Figura 4. Mientras que para las cuplas "toqueadas" con la llave en modo automático, la dispersión fue mucho menor, ya que el 78% de las uniones quedaron dentro del intervalo de aceptación, Figura 5. Esto representó una mejora muy significativa en la estadística de uniones con el desplazamiento adecuado, utilizando la llave con el automatismo implementado.

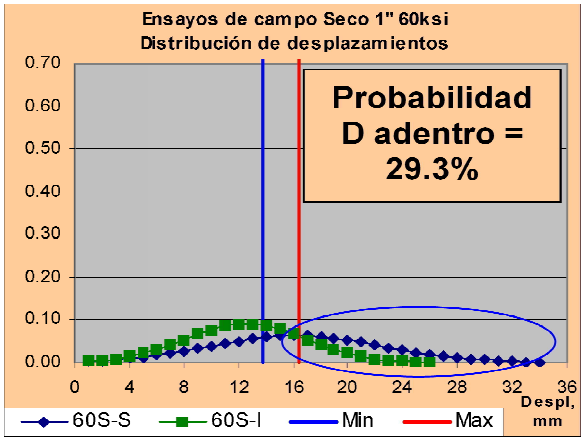


Figura 4.

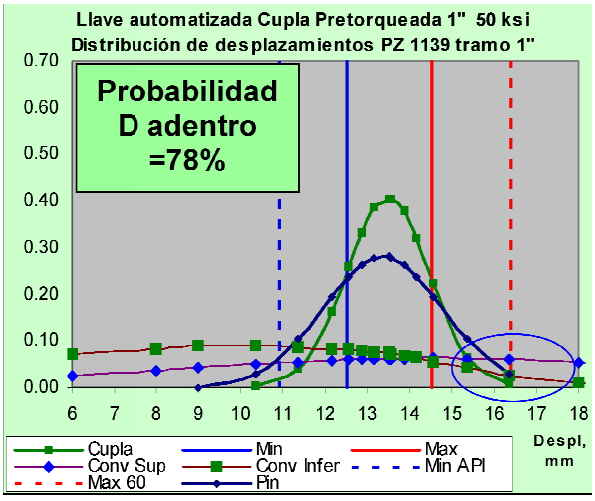


Figura 5.

4. PRUEBAS DE CAMPO

Las siguientes curvas fueran registradas por el sistema implementado, con la llave operando en modo automático, enroscando el conjunto cupla-varilla de bombeo. La curva azul representa la presión hidráulica en el motor de la llave. La roja es el toque instantáneo medido y la verde muestra el desplazamiento relativo en milímetros una vez que los espejos de las roscas se enfrentaron y comienza a subir el torque. Como se puede observar toda la operación de enroscado no demora mas de 3 décimas de segundo, de aquí que el sistema digital de control tuvo que diseñarse con hardware y software operando en tiempo real (no se pudo emplear un PLC convencional).
La línea vertical violeta, muestra el instante exacto en que la válvula de control recibe la orden de corte para detener el motor hidráulico de la llave.

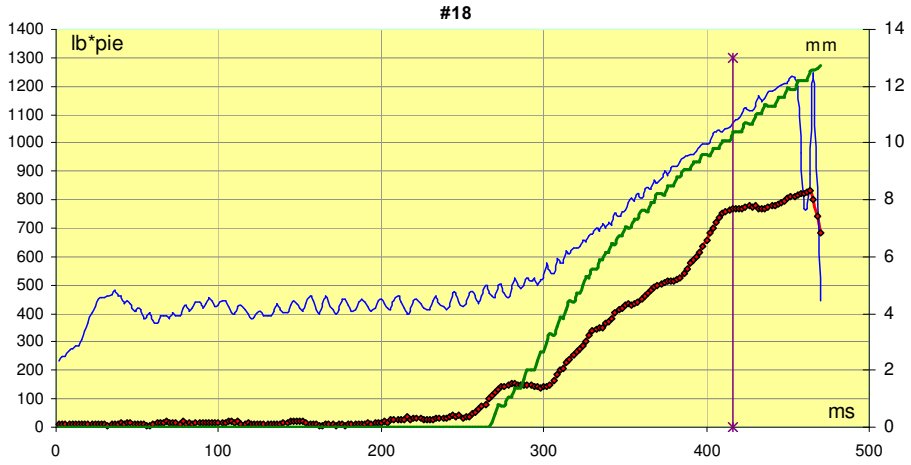


Figura 6. Registro de las curvas torque-presión-desplazamiento

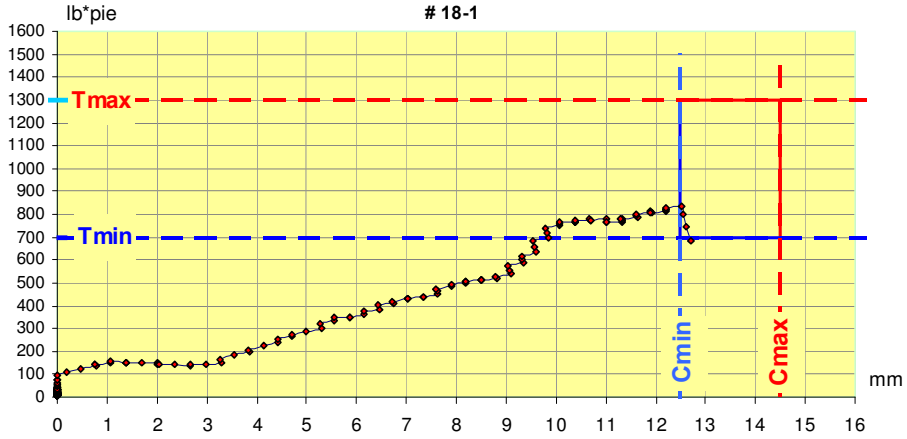


Figura 7. Curva de aceptación Cupla-Desplazamiento

5. CONCLUSIONES.

A partir de mediciones de campo para la operación de "make-up", se pudo demostrar que la principal causa para la falla recurrente en las sartas de varillas fue el deficiente ensamble que se produce con la llave hidráulica operando a lazo abierto. A partir de esta determinación, y a través de la integración de un grupo multidisciplinario de ingenieros mecánicos y electrónicos, se pudo desarrollar e implementar un control automático para la llave, como así también demostrar en la operación de campo, la mejora significativa en la tarea requerida, reduciendo por consiguiente las recurrentes fallas que se producen en las sartas de varillas en pozos de bombeo mecánico.

6. REFERENCIAS.

[1] James M. Gere, Stephen P. Timoshenko. *Resistencia de los Materiales.*

[2] Normas API apartado 11B. 2005.

[3] Manuales de programación controladores digitales *ICP-DAS y PanelView Rockwell*. 2009.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

Sistema digital portátil, para el diagnóstico preventivo por vibraciones torsionales, aplicado a motores de combustión interna industriales

Kolodka Pedro Daniel, Barilá Daniel, Cristoff Germán

Facultad de ingeniería, Universidad Nacional de la Patagonia San Juan Bosco.
Ciudad universitaria Km 4.
danielkolodka2010@gmail.com

RESUMEN.

El presente trabajo consistió en diseñar e implementar un sistema completo para la medición y análisis de vibraciones torsionales basado en un software y hardware desarrollado a medida, destinado principalmente a prevenir fallas en grandes motores industriales por rotura de cigüeñales o causas relacionadas con el aumento excesivo de dichas vibraciones.

Las tareas que se efectuaron a través del grupo multidisciplinario, consistieron en: Implementación de un captor digital del tipo codificador rotativo destinado a medir la irregularidad de rotación por medio de un vínculo mecánico de fricción. Diseño de los acondicionadores de señal con aislación galvánica, utilizados para ingresar a una placa de adquisición de datos para la captura de los pulsos a través de una PC. Programación de un software especial para registrar y analizar en el tiempo y en la frecuencia, las señales de vibración torsional obtenidas.

Durante varios años, se llevaron a cabo pruebas en motores industriales de generación, pudiéndose relevar una amplia base de datos con mediciones periódicas a numerosos motores (que continua desarrollándose actualmente), y a permitido dar aviso temprano, por el momento, de aumentos relevantes en las componentes de frecuencias más sensibles de cada motor en particular, como así también, en algunos casos, realizar ensayos de resonancia sobre motores a los que se le puede variar la velocidad de marcha bajo carga, o en vacio.

Palabras Claves: Vibraciones Torsionales, cigüeñales, tiempo real.

1. INTRODUCCIÓN

Con el objetivo de poder diagnosticar a través de mediciones periódicas, la vibración torsional en cigüeñales, o árboles y ejes de grandes motores industriales de combustión interna, se diseño un instrumento capaz de medir dichos efectos, basándose en un circuito medidor de irregularidades de rotación que emplea, como elementos de sensado, codificadores angulares de posición de tecnología optoelectrónica.

Los ejes de grandes máquinas, o los cigüeñales de motores de combustión interna, durante su funcionamiento, están sometidos a grandes cargas dinámicas producidas por el empuje alternativo que ejercen los cilindros a través del mecanismo de biela-manivela. Dicha solicitación se traduce sobre el elemento rotante como un torque de característica pulsante en el tiempo o en los 360 o 720 grados de giro del mismo. Esta acción genera que entre las puntas del cigüeñal se produzca un desfasaje angular, variable en tiempo, que se reconoce como una vibración torsional natural del cigüeñal.

2. OBJETIVOS

Es de mucho interés que las componentes de frecuencia de esta vibración torsional estén los más alejadas posibles de las frecuencias consideradas como críticas para el cigüeñal. Dichas frecuencias críticas corresponden a valores de resonancia que en motores de gran potencia se consideran prohibitivas ya que si alguno de estos modos es excitado en forma permanente por alguna componente de la vibración torsional, la probabilidad de que ocurra la rotura del cigüeñal es muy alta, o casi inminente. Por lo tanto se desarrolló una técnica que a través de mediciones periódicas de las vibraciones torsionales, permita dar un diagnóstico basado en la medición de dichas vibraciones.

3. TECNICA DE MEDICION

Los desafíos que presenta esta técnica de diagnóstico predictiva son numerosos. Por empezar, resulta muy complejo medir en forma directa el torque pulsante que actúa sobre las puntas de eje, existen técnicas basadas en la colocación de celdas de carga que permitirían medir directamente las deformaciones elásticas del eje que se traducirían al esfuerzo de torsión al que está sometido el eje en esa zona; el inconveniente de este método principalmente radica en que se debe instalar, con motor detenido, un sensor inalámbrico (o basado en anillos rozantes) que trasmita las deformaciones o las pulsaciones del torque, lo que resulta, además de costoso, muy complicado de instalar, especialmente en motores donde el acceso a los extremos del cigüeñal resulta muy difícil de lograr por estar acoplado a numerosos mecanismos. Por estos motivos se decidió emplear una técnica indirecta que consiste en medir lo que se conoce como irregularidades de rotación.

La medición de la irregularidad de rotación se basa en determinar por algún método directo las velocidades angulares instantáneas, y al menos lograr un registro de medición completo cada 2 vueltas del motor en cada extremo del cigüeñal.

Dado que el torque es proporcional a la aceleración angular instantánea y ésta última a su vez es la derivada de la velocidad angular, resulta posible entonces por este último método de medición, determinar las vibraciones torsionales.

4. INSTRUMENTO DESARROLADO

Para medir las irregularidades de rotación se diseño y construyó un sistema electrónico capaz de medir, a partir de la salida de pulsos de los codificadores rotativos, el período instantáneo de cada pulso y traducirlo por software a valores de velocidad angular instantánea. Como cada codificador

proporciona una señal de salida digital de N pulsos por vuelta. Este último valor coincide con la resolución medida en cantidad de muestras o puntos de la curva de irregularidad. Si tenemos en cuenta que esta curva es periódica cada 2 vueltas de motor de 4 tiempos, en realidad se obtienen (2.N) puntos.

Cada sensor envía una cierta cantidad de pulsos eléctricos por cada vuelta, al equipo electrónico de adquisición de datos que las procesa y almacena como un registro de velocidad angular instantánea en función del tiempo.
Este tipo de registro puede ser utilizado como material de análisis. Filtrando el valor medio de velocidad e integrando la señal puede calcularse el ángulo de "torsión" del extremo libre del cigüeñal en función del tiempo.
La forma típica de análisis es a través de la inspección del espectro de amplitudes angulares (medidas en grados pico a pico). Conceptualmente, este espectro muestra las amplitudes de las componentes armónicas del desarrollo en series de Fourier del registro de ángulos de torsión obtenido mediante integración de la señal de irregularidad de rotación.

Se construyó un soporte especial para los codificadores rotativos, que permite fijarlos a un punto del bloque y a través de un mecanismo retráctil, acercar la ruedita de fricción al amortiguador tipo damper del motor analizado. Figura 1.



Figura 1 Disposición del "encoder" sobre el dámper.

5. RESULTADOS DE LOS PRIMEROS ENSAYOS

Se presentan algunas mediciones obtenidas con el sistema diseñado. Se realizaron empleando un codificador angular de 1000 pulsos por vuelta sobre el extremo libre del cigüeñal de un motor de 4 cilindros en banco de prueba.
Las curvas que se muestran a continuación, representan la señal de referencia del punto muerto superior, la curva de irregularidad de rotación medida en la condición de arrastre del motor y su correspondiente derivada (torque pulsante), todas en función del tiempo. Figura 3.

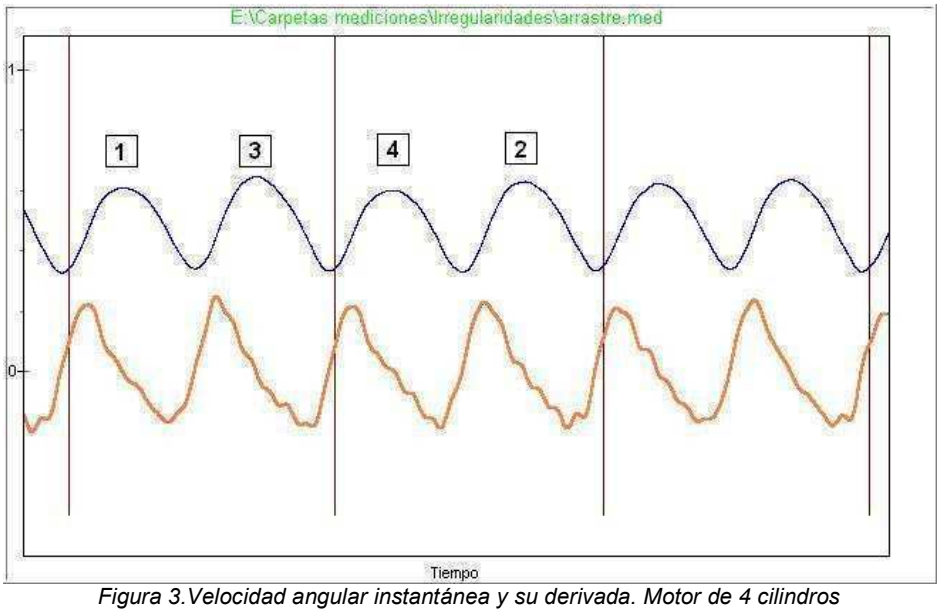


Figura 3.Velocidad angular instantánea y su derivada. Motor de 4 cilindros

El siguiente ensayo se realizó con el motor del banco de pruebas, operando a 1400 RPM, en 3 cilindros y con carga. La curva naranja representa las pulsaciones instantáneas del torque, obtenidas a partir del procesamiento matemático de la curva de irregularidad de rotación. Figura 4.

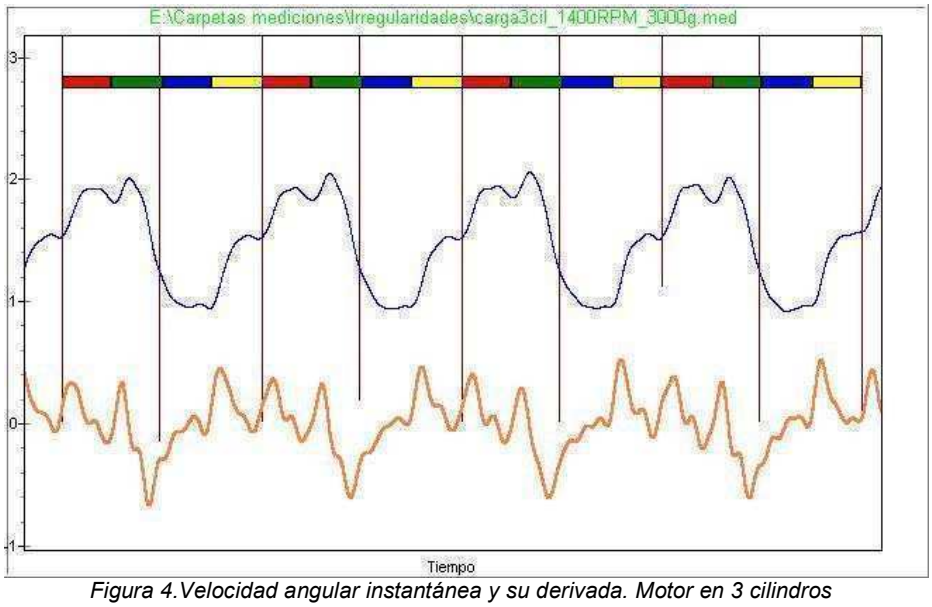


Figura 4.Velocidad angular instantánea y su derivada. Motor en 3 cilindros

El equipo también permite medir las irregularidades de rotación entre puntas del cigüeñal, a través del empleo de dos codificadores rotativos (curva roja y amarilla de la Figura 5). Luego por medio del procesamiento matemático de dichas señales, permite determinar la torsión instantánea entre los extremos del cigüeñal. Curva verde de la Figura 5. El motor de este ensayo fue uno de 4 cilindros, de 850cm^3, del banco de pruebas de la Universidad Nacional de la Patagonia.

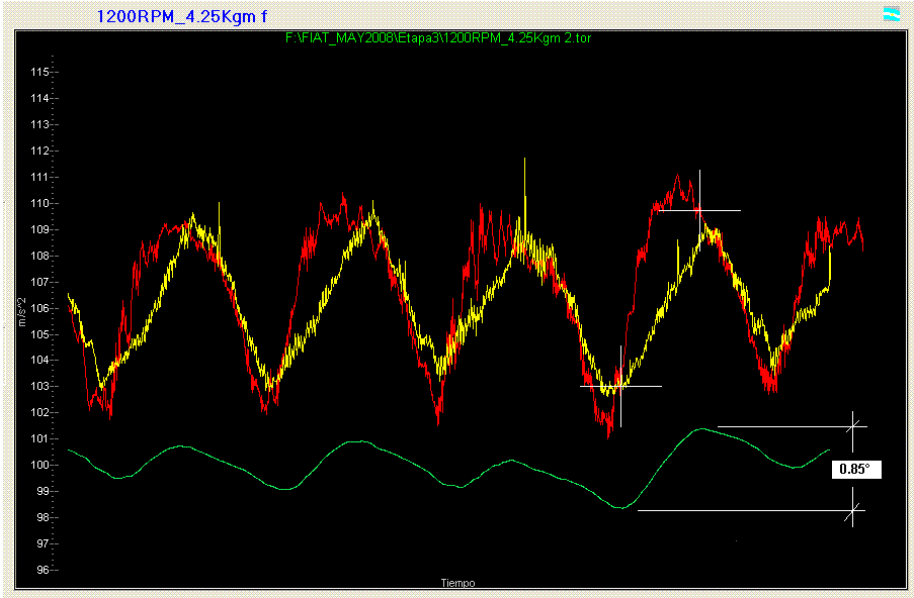


Figura 5. Torsión instantánea entre extremos de un cigueñal

6. MEDICIONES PERIODICAS EN MOTORES INDUSTRIALES

La medición de irregularidad de rotación, tomada en el extremo libre del cigüeñal de un motor industrial, puede ser utilizada como material de análisis. Filtrando el valor medio de velocidad e integrando la señal puede calcularse el ángulo de "torsión" del extremo libre del cigüeñal en función del tiempo.
La forma típica de análisis es a través de la inspección del espectro de amplitudes angulares (medidas en grados pico a pico). Conceptualmente, este espectro muestra las amplitudes de las componentes armónicas del desarrollo en series de Fourier del registro de ángulos de torsión obtenido mediante integración de la señal de irregularidad de rotación.

En la Figura 6, se muestra la medición de irregularidad de rotación, en el extremo libre de un cigüeñal de un motor a gas, de 12 cilindros y 800KW, como el utilizado en usinas de generación eléctrica o estaciones de bombeo. La Figura 7, representa el espectro de frecuencia para la señal de irregularidad, en el cual las componentes múltiplos de la velocidad de rotación: 0.5X, 1X, 1.5X, 2X, 2,5X, etc. se muestran con amplitudes significativas por encima del piso de ruido, dada la naturaleza poco armónica de la señal de irregularidad de rotación.

En los motores industriales a los que se les puede variar las revoluciones en operación, ya sea en vacio o bajo carga, es posible con el equipamiento desarrollado, realizar un análisis de resonancia. El mismo consiste en ir variando la RPM de marcha y simultáneamente ir midiendo los espectros de la señal de velocidad angular instantánea, para luego al componer todas las mediciones en un gráfico,

poder determinar las velocidades críticas de operación, donde el cigüeñal en definitiva, presenta mayores riesgos de romperse por el fenómeno conocido de resonancia mecánica y fatiga combinados. La Figura 8, muestra un ensayo de este tipo, realizado sobre un motor a gas de 6 cilindros y 1200HP, como los utilizados en servicios de compresión de gas.

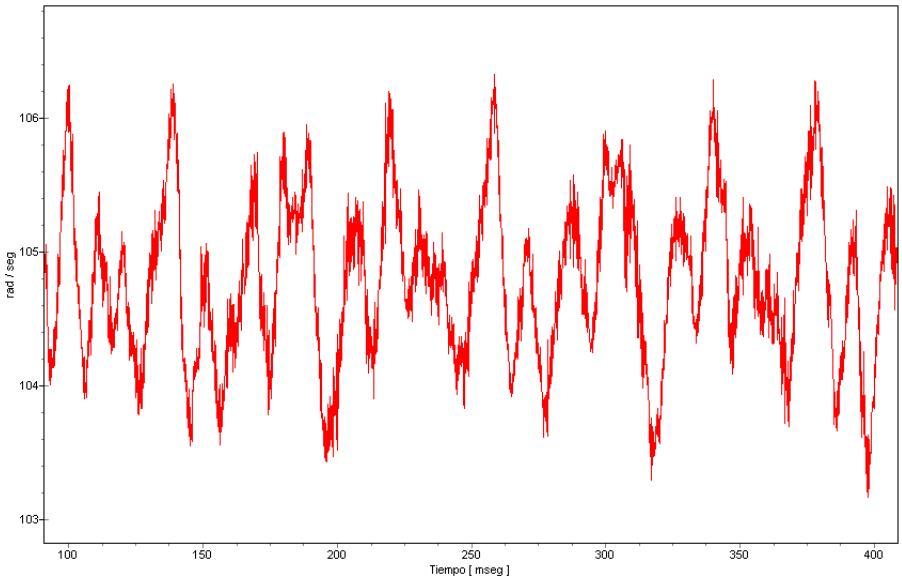


Figura 6. Irregularidad de rotación

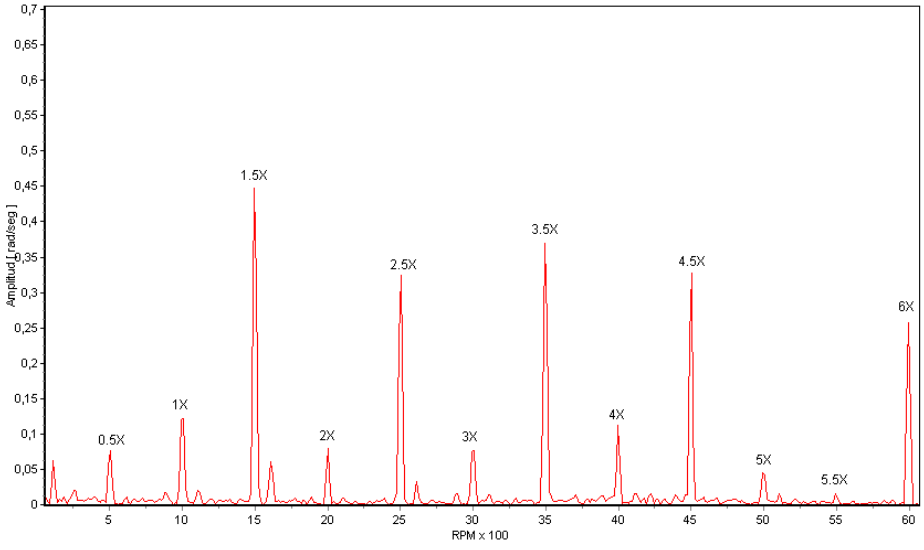


Figura 7.Espectro de la velocidad angular instantánea

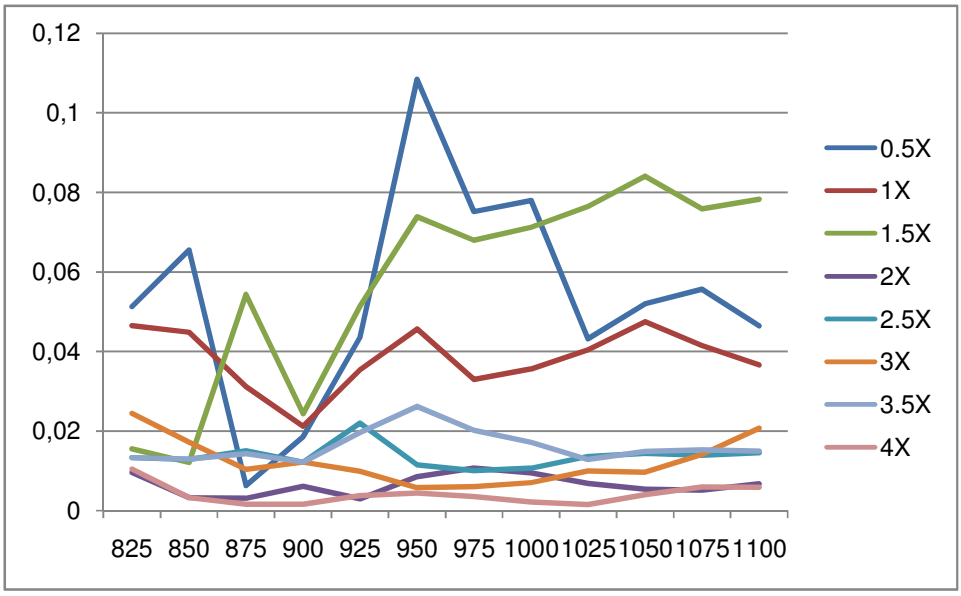


Figura 8. Curvas de irregularidades de rotación, a distintas RPM

7. MEJORAS A FUTURO

Se ha estado experimentando con la tecnología de un medidor de vibraciones torsionales basado en un LASER. Dicho instrumento es indispensable para medir donde no es posible montar un transductor del tipo codificador angular, sobre el eje o árbol rotante.

Básicamente este instrumento consiste en un registrador digital y un cabezal óptico láser de doble haz, el cual permite determinar cambios en la velocidad angular instantánea, la que luego, por integración, es convertida a desplazamiento angular de los componentes rotantes. Todo esto es posible gracias al procesamiento de las frecuencias de desplazamiento Doppler, portadas por las señales ópticas reflejadas.

Por lo tanto, la medición de irregularidad de rotación, se realiza sin ningún contacto con la superficie rotante, por lo que resulta en la habilidad de poder realizar las mediciones en forma rápida, segura y simple, al no requerir del montaje mecánico de sensores de velocidad angular instantánea.

7.1 Principio de funcionamiento

La Figura 9, muestra la disposición de los componentes ópticos y electrónicos de este instrumento.
El corazón del sistema es un Láser, de baja potencia. El haz de Láser se divide en dos haces paralelos de igual intensidad, separados por una distancia, 'd' (Ecuación 1). Los haces inciden sobre la superficie de un eje en los puntos A y B, donde las velocidades tangenciales son 'V_A' y 'V_B' respectivamente (Ecuación 2 y 3). El cabezal óptico, recibe y procesa solo la luz reflejada en la dirección del eje del mismo, o sea X, en este caso.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

CONSIDERACIONES PARA EL DESARROLLO DE UN MOLINETE HIDROGRÁFICO DE PRECISIÓN DE BAJO COSTO

González, Gustavo J.[1-4], Cova, Walter J. D.[4-5], Jazni, Jorge E.[1-4] , Salomone, Javier E.[3], Olmedo, Sergio D.[1], Farchetto, Sergio J.(*) [1], Carrara Sergio D.[1], Gutiérrez, Francisco G. [1], Weber, Juan F. [2]

[1] *CUDAR - Centro Universitario de Desarrollo en Automación y Robótica*
Universidad Tecnológica Nacional - Facultad Regional Córdoba.
Maestro M. López esq. Cruz Roja Argentina, Ciudad Universitaria,
CP (X5016ZAA) – Córdoba – Argentina.
gczerwin@hotmail.com
ggonzalez@scdt.frc.utn.edu.ar
[2] *Laboratorio de Hidráulica, Departamento de Ingeniería Civil, Facultad Regional Córdoba, UTN*
[3] *Departamento de Ingeniería Mecánica, Facultad Regional Córdoba, UTN*
[4] *Dpto. Sist. Electromecánicos, Centro de Invest. Aplicadas, Instituto Universitario Aeronáutico.*
[5] *Departamento de Ingeniería Electrónica, Facultad Regional La Rioja, UTN*

RESUMEN.

Este trabajo contempla como objetivo presentar los conceptos utilizados para el desarrollo de un molinete hidrográfico (o correntímetro) de precisión de bajo costo con indicación digital, atendiendo las necesidades planteadas por el Laboratorio de Hidráulica de la Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Córdoba. De acuerdo al estudio de antecedentes realizado de los diferentes esquemas utilizados [1] y a la tecnología disponible, se decidió encarar una investigación de tipo aplicada consistente en el desarrollo de un instrumento mecánico-electrónico para atender a las especificaciones requeridas, especialmente en lo que refiere a aspectos técnicos de minimización de cuplas de rozamiento y a costos.
Se formula un modelo físico-matemático [2], con el que se dedujeron las relaciones constructivas y operativas que constituyeron hipótesis de funcionamiento que fueron contrastadas una vez construido el modelo de laboratorio del instrumento.
El dispositivo consiste de un molinete de dos palas planas opuestas y caladas según un ángulo determinado con respecto al eje de rotación y fijas a un cuerpo fusiforme. El conjunto, completamente metálico, se estabiliza vía dos bujes de acero inoxidable que absorben cargas radiales y un cojinete del tipo pivote - rubí que soporta las cargas axiales. Las cargas radiales se minimizan al estar el conjunto diseñado de manera de conseguir un equilibrio colineal del empuje arquimediano.
El sistema de adquisición electrónico de mediciones está formado por un dispositivo portátil, con una memoria no volátil donde se almacenan los datos de las mediciones realizadas; permitiendo el mismo mediante un enlace RS232, descargar la información en una PC.
Finalmente se presentan y analizan los resultados de la calibración donde se corrobora que el molinete cubre adecuadamente las necesidades de trabajo planteadas. mostrando un desempeño de calidad, contemplando alcanzar una transferencia de los conocimientos al medio industrial.

Palabras Claves: molinete, rozamiento, costos, equilibrio, datos.

1. INTRODUCCIÓN

En función de necesidades de prestación planteadas en el Laboratorio de Hidráulica del Depto. de Ingeniería Civil de la UTN-FRC, se detecta la carencia de instrumentación económica para medición de bajas velocidades de corrientes de agua y caudales en canales abiertos.

Si bien estos equipos se consiguen en el país, siendo de procedencia nacional o importados, su elevado costo hace que la adquisición se vea dificultada por los bajos presupuestos disponibles en las instituciones públicas donde resultan necesarios. El alto costo de estos equipos está relacionado tanto con la utilización de dispositivos que manejan una tecnología sofisticada de adquisición y procesamiento de datos o el empleo de componentes mecánicos sujetos a elevados requerimientos de precisión para vincular partes móviles y fijas; especialmente cuando la minimización de rozamientos es un requerimiento insoslayable para sensar velocidades de flujo de rango reducido.

La medición de velocidades de corrientes de agua y caudales en canales abiertos (aforometría) constituye una rama altamente desarrollada de los ensayos hidrológicos. Los instrumentos utilizados y en especial aquellos destinados a la medición de bajas velocidades de corriente resultan onerosos, ya que emplean tecnologías especiales destinadas a minimizar los errores de medición y a maximizar su confiabilidad.

El objetivo del presente trabajo es presentar los criterios utilizados en el desarrollo de un elemento portátil que cumpla las funciones de sensor y dispositivo final de lectura digital, que asegure resultados precisos con rapidez y sencillez operativa y sea utilizable en la medición de velocidades de corrientes en aguas poco profundas (hasta 3 m) como lo son las de canales, lagos o esteros, que se encuentren en el rango comprendido entre 0,1 m/s a 3 m/s. Asimismo se intenta que pueda ser utilizado en laboratorios de hidráulica, tanto para aplicaciones académicas como para la prestación de servicios.

En la Sección 2, se realizan consideraciones atinentes al diseño de los subsistemas mecánico y electrónico que integran el instrumento. Por su parte la Sección 3 presenta la formulación de un modelo matemático del funcionamiento del dispositivo; mientras que, finalmente, en la Sección 4 se analiza su funcionamiento y las conclusiones.

2. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

2.1. Sensor primario.

El estado del arte indica que se utilizan diferentes tipos tales como: sensores acústicos o Doppler, tubos de Pitot, el sensor basado en la inclinación de un elemento de arrastre, el molinete con rotor a eje vertical respecto del campo de flujo (o rotor Savonius) y el molinete con rotor a hélice axial (paralelo al campo del flujo), entre otros. Cada uno de ellos con sus relativas ventajas y desventajas dependiendo del medio de utilización. Es así que el sensor basado en señales acústicas es usado preferentemente en la medición de las corrientes marítimas. El de tubos de Pitot, requiere el cambio de estos tubos en función de la profundidad y de la velocidad de las corrientes de agua a medir (Gallego–Huidobro, 1984). El sensor basado en la inclinación de un elemento de arrastre, si bien es bastante económico, en la medición influyen aspectos tales como la determinación del coeficiente de resistencia del elemento sensor, donde se debe considerar el número de Reynolds como función de la velocidad del flujo, el tamaño y la forma del objeto (Hernández-Walls et al., 2004). El rotor de Savonius mide el valor de la velocidad con alguna imprecisión al no poderse establecer con exactitud la dirección del flujo de agua. Por su parte, el sensor con rotor axial puede tener inconvenientes en la medición cuando se encuentre influido por oleajes importantes.

En el presente trabajo se considera que el sensor de rotor a hélice axial es el más apropiado para el uso al que está destinado según requerimientos ya que, las olas que se pueden encontrar son ínfimas y no inducirán errores al momento de medir. Al mismo tiempo es uno de los sensores primarios que requieren menor atención previa a su utilización operativa. Además la tecnología que requiere su construcción no presenta grandes inconvenientes por ser casi todas sus piezas prácticamente (exceptuando la hélice) sólidos de revolución.

Se mostrarán a continuación las partes esenciales del instrumento, abordándose en primer término la mecánica del sensor con su transductor a señal eléctrica-electrónica, posteriormente, el dispositivo electrónico final de visualización y almacenamiento de datos.

2.2. Partes mecánicas.

El molinete fue concebido como un elemento conformado por diferentes piezas metálicas mecanizadas, que brindan la posibilidad de armarlo fácilmente. Asimismo, sus partes poseen un diseño y disposición tal, que permiten acercarse con precisión suficiente al equilibrio hidrostático del molinete sumergido. Esto se realiza con el fin de minimizar la generación de fuerzas capaces de producir rozamientos que desvirtúen la medición y que además, puedan provocar un desgaste acelerado de las superficies en contacto relativas al movimiento.

Básicamente al molinete se lo puede considerar como dos partes, una fija y otra móvil que posee dos palas. Estas partes se vinculan a través de dos bujes de acero inoxidable, capaces de absorber las cargas radiales, tomados a las tapas laterales de la parte móvil. El extremo anterior cuenta con un cojinete del tipo pivote-rubí destinado a soportar las cargas axiales que produce el movimiento de la masa fluídica. Los bujes tienen como vínculo un eje de acero inoxidable, el cual termina con una punta que hace de pivote y por el otro extremo toma la forma necesaria para configurar el soporte por donde se toma el conjunto para que realice su trabajo.

La Figura 1 muestra en corte (sin las palas) al conjunto móvil (negro) y el fijo (blanco), habiéndose identificado con un rayado los cojinetes. Cabe destacar que para solucionar la situación de equilibrio, no sólo se debe contemplar la igualdad entre el peso del cuerpo y el empuje producido por el líquido, sino que además estas fuerzas deben trabajar de manera colineal; a fin de neutralizar las cuplas de rozamiento; o sea, el centro de empuje debe estar sobre el mismo eje vertical que el del centro de gravedad del molinete, considerando al dispositivo sumergido. Evidentemente al ser mayoritariamente un sólido de revolución, ambos centros (empuje y gravedad) se encontrarán sobre el mismo eje horizontal. Las palas, al estar dispuestas simétricamente con respecto al eje de giro, también contribuyen a que el centro de gravedad del conjunto se encuentre sobre ese mismo eje.

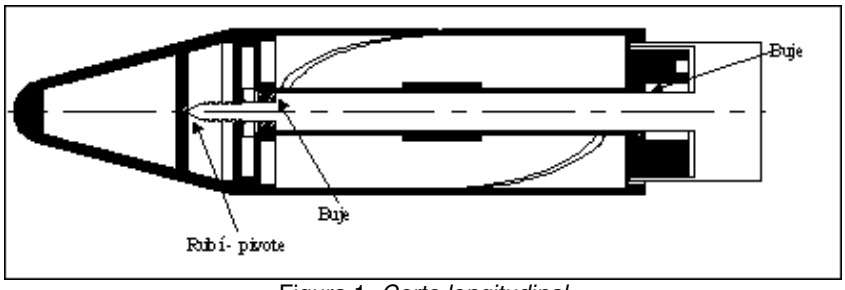


Figura 1 *Corte longitudinal*

Para lograr este requerimiento se realizó el diseño del molinete con un software de CAD, planteando cada una de sus partes como modelo sólido, verificando así que los volúmenes de los materiales utilizados afectados por su densidad másica respectiva, se correspondieran o equilibraran al empuje producido por el volumen de la cámara de flotación, cotejándose al mismo tiempo la posición del centro de gravedad. Esta tarea fue posible realizarla fácilmente, ya que este utilitario de diseño permitió observar rápidamente la situación de pesos y centros de empuje y gravedad a través de su comando de “propiedades másicas”.

En la Figura 2 se destaca en corte (sin las palas) con color negro la zona donde se ubicaron cámaras de flotación y en rayado las piezas extremas que se fueron modificando hasta lograr el equilibrio mencionado anteriormente. Como se observa, estas piezas contemplan la posibilidad de modificar fácilmente su forma alargándolas o acortándolas para variar su peso y posición del centro de masas sobre el eje de giro.

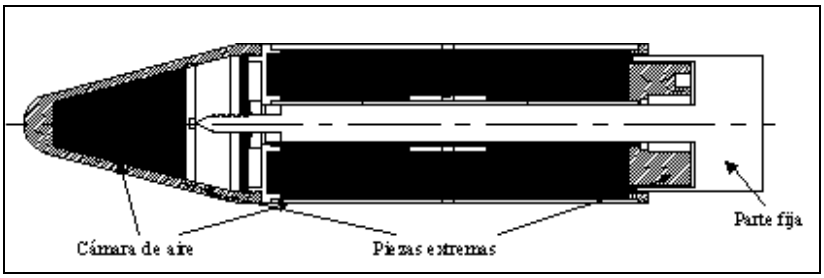


Figura 2 *Ubicación de cámaras de flotación*

Una vez obtenidos los requerimientos mencionados, se aprovechó el volumen de la pieza posterior para albergar una de las partes del dispositivo sensor. Su forma es tal que se complementa con la parte fija del molinete creando un laberinto que imposibilita el ingreso de partículas que puedan afectar su funcionamiento.
La Figura 3 permite apreciar la zona que se encuentra en contacto con líquido el cual ha sido destacado con color negro.

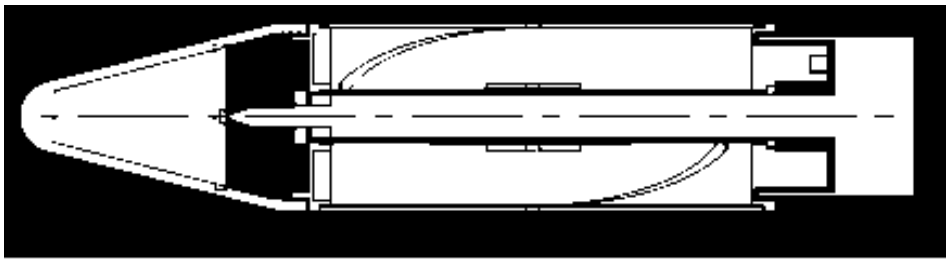


Figura 3 *Zona ocupada por el fluido*

Siendo los molinetes elementos mecánicos de elaboración compleja, se aspira al abaratamiento de los costos de fabricación. En este sentido se debe considerar que el maquinado helicoidal de las palas de la hélice es uno de los aspectos de fundamental incidencia en el costo. Además, normalmente se encuentra que las palas forman parte del cuerpo principal móvil, conformados a partir de una única masa de material en bruto. Si bien esta pieza puede ser metálica y maquinada mediante una fresa por CNC, o bien de plástico inyectado en matrices previamente conformadas, los costos de fabricación son de alta incidencia en el valor final del instrumento.
Con el objeto de reducir costos es que se han considerado dos palas planas, que se encuentran insertadas a través de caladuras en el cuerpo principal, introduciéndose en la cámara interior hasta hacer tope con una pieza fija al eje móvil, quien posee otra caladura coincidente con la anterior y sirve a modo de guía para la posterior fijación de la pala con técnicas de pegado o soldado.
Las palas se encuentran decaladas a 25º con respecto al eje de giro. Este ángulo surge como consecuencia de adecuar la velocidad de rotación que adquiere el instrumento con las velocidades lineales a medir del fluido y la fricción axial que produce la fuerza generada sobre las superficie de las mismas. En la Figura 4 se puede observar un corte del dispositivo y la disposición de las palas, como así también una fotografía del mismo.
En cuanto a la conversión del giro de la pieza móvil en señal, entre los distintos transductores analizados, el más simple y el que mejor se adapta a la aplicación es el interruptor eléctrico activado a través de un campo magnético (reed switch). Para su utilización se fijaron dos imanes a la parte móvil y el interruptor a la parte fija (soporte) del molinete.

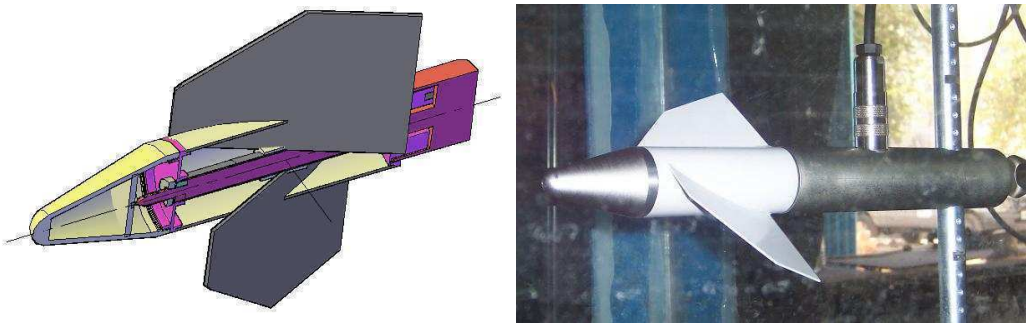


Figura 4 *Corte 3D y fotografía*

2.3. Subsistema electrónico

En la figura 5 se muestra un esquema general de la electrónica encargada de sensar y almacenar los datos que entrega el molinete. En la misma, podemos diferenciar tres elementos fundamentales: el sensor de rotación, el controlador y el dispositivo de visualización y procesamiento final, en este caso una PC. A continuación se describirá el funcionamiento y relación de cada uno de ellos.

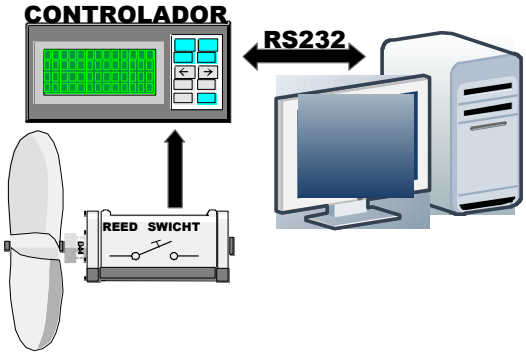


Figura 5 *Esquema general*

2.3.1. Sensor de rotación.

Este elemento se encarga de sensar el desplazamiento rotacional del molinete, mediando de interfaz entre el rotor y la electrónica encargada de registrar dicho movimiento. El sensor de rotación está constituido por dos imanes de alto rendimiento, los cuales se disponen en la parte móvil del molinete, y de un "reed switch" que cierra un circuito eléctrico cada vez que el campo magnético de los imanes pasa sobre él. La salida del sensor de rotación es una señal eléctrica, de onda cuadrada, cuya resolución permite discriminar el movimiento de media vuelta del molinete. Es importante mencionar que esta parte del sistema opera sumergida, razón por la cual el conector del cable que lleva la señal eléctrica proveniente del sensor, se ha implementado cumpliendo con la norma IEC529 estándar IP67, de tolerancia a la inmersión en agua. En la Figura 6. se muestra una fotografía del conector en cuestión.



Figura 6 *Conector*

2.3.2. Controlador.

El controlador toma la señal que entrega el sensor rotación y permite almacenar y visualizar la cantidad de rotaciones que efectúa el molinete, dentro de una ventana de tiempo de ensayo previamente configurada desde 1 a 99 segundos. Luego de finalizado el tiempo de ensayo, se puede observar en un display LCD la cantidad de vueltas que realizó el molinete en la ventana de tiempo seleccionada. Esta información se puede almacenar en una memoria interna (no volátil), hasta un máximo de veinte ensayos. En la Figura 7 se muestra el diagrama de bloques de la constitución interna del controlador.

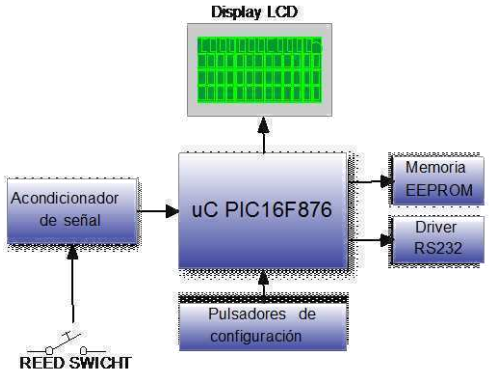


Figura 7 *Diagrama en bloques*

El núcleo del dispositivo se encuentra constituido por un microcontrolador PIC16F876, de la empresa MICROCHIP. El mismo muestra la cantidad de vueltas por segundo en un display LCD de 16x2 caracteres, almacena las mediciones en una memoria interna y envía los datos de las mediciones almacenadas a una PC mediante una conexión RS232. Esto se lleva a cabo en función de la configuración previamente ajustada mediante pulsadores externos, los cuales son de tipo membrana debido a que son los que mejor performance tienen ante usos intensivos, por lo que son los más confiables en aplicaciones industriales. En la Figura 8 se puede observar el gabinete contenedor de la electrónica con sus pulsadores.



Figura 8 *Gabinete de la electrónica*

Un menú permite decidir si guardar o no un ensayo, como así también brinda la posibilidad de borrar toda la información almacenada. A cada ensayo almacenado se le asigna un número, la ventana de tiempo en que se realizó y la cantidad de revoluciones realizadas por el molinete.
También se cuenta con una señal sonora que, con diferentes tonos, indica: el pulsado de una tecla, la finalización del tiempo de ensayo, saturación de capacidad de almacenamiento, entre otros. Esto forma parte de la interacción del sistema con el usuario.
Ya que el sistema debe ser portátil, se alimenta el mismo a través de una batería recargable de 9V. La información relevada por el controlador no se pierde al retirar las baterías ya que la memoria interna donde se almacena es no volátil (EEPROM). El microcontrolador programa dicha memoria mediante el protocolo I2C.

3. MODELO FÍSICO-MATEMÁTICO

El modelo físico matemático que describe la dinámica del correntímetro [2] empleado en la etapa de diseño es el siguiente:

$$J\frac{d\omega}{dt}+\delta V A r_{rms}^2\omega=\delta V A r_{rms}^2\omega_i-F_{dt}r_m-T_p \tag{1}$$

$$\omega_i=V\tan(\beta)/r_{rms} \tag{2}$$

$$F_{dt}=\frac{0.074}{2}\delta V^2 R_e^{-0.2} SN\sin(\beta) \tag{3}$$

$$R_e=V\frac{a_p}{\nu} \tag{4}$$

Donde:

J: Momento de inercia axial del rotor
ω: Velocidad angular del rotor
δ: Densidad másica del fluido
F_{dt}: Componente tangencial de la fuerza de fricción del fluido
A: Área de pasaje
r_{rms}: Valor medio cuadrático del radio
T_p: Cupla resistente parásita
a_p: Cuerda media de las palas
V: Velocidad del fluido
r_m: Radio medio
ω_i: Velocidad de rotación ideal
β: Ángulo entre los planos de las palas y el eje
S: Área de las palas
N: Número total de palas del rotor
R_e: Número de Reynolds basado en la cuerda de las palas
ν : Viscosidad cinemática del fluido

Del modelo matemático surgieron relaciones constructivas que debieron ser respetadas para obtener una buena la linealidad de operación. El desempeño hidráulico del modelo de laboratorio realizado no exhibió efectos no lineales dentro de los rangos de medición ensayados.

4. DESEMPEÑO HIDRÁULICO

4.1.Tareas de calibración

La calibración de un molinete exige medir un número suficiente de pares de valores (velocidad de giro *N*; velocidad de la corriente *V* que permita establecer una relación funcional de la forma *V = f(N)*, En este sentido, se destacan dos métodos experimentales:

- Aguas quietas y aparato en movimiento. Es el método más confiable. Sin embargo, requiere una infraestructura experimental consistente en un canal de aguas quietas y un carro sobre el que se monta el molinete y que se desplaza a velocidad conocida, pudiéndose variar dicha velocidad. La longitud de canal necesaria es de varias decenas de metros.
- Aparato quieto y aguas en movimiento. Es el método más común, requiere contar con un canal experimental equipado de un sistema de bombeo y de una longitud suficiente para atenuar olas y turbulencias.

Este último método fue el empleado, en un canal de laboratorio de 50 cm de ancho, 14 m de longitud con una bomba que permite recircular un caudal máximo de 1200 l/s.
Además se contó con un Velocímetro Acústico Doppler (ADV) que fue utilizado como instrumento patrón de calibración. Este aparato permite medir y registrar (con frecuencias de muestreo de hasta 50 Hz) las tres componentes de la velocidad en un volumen de control del orden de 1 cm^3 con un alto grado de confiabilidad. En el estudio presente sólo fue necesario considerar la componente principal (longitudinal) la cual se utilizó como velocidad de referencia en la calibración.



Figura 9 *Setup experimental*

Se midió la velocidad del flujo con el ADV y a una cierta distancia aguas abajo se midió la velocidad de giro del molinete de modo que, intentando minimizar la influencia mutua de los equipos, se garantizara la correspondencia de velocidades. En la Figura 9 se puede apreciar el setup experimental montado.
Se varió tanto el caudal (con la válvula de retorno del sistema de bombeo) como el nivel de restitución del canal (por medio de una compuerta ubicada aguas abajo) para lograr un rango de velocidades entre los 10 y los 75 cm/s. Velocidades menores a 10 cm/s no hubieran permitido mantener el molinete completamente sumergido, mientras que no fue posible alcanzar en este canal velocidades superiores al límite indicado. Se realizaron en total 89 observaciones experimentales.
Con el objeto de ampliar el rango de validez de la ecuación empírica que relacionara V versus N, se realizó una campaña de medición en el dique denominado Mal Paso, localidad de Dumesnil (Provincia de Córdoba). En este sitio se realizaron 40 observaciones experimentales. Como instrumento patrón se utilizó un molinete calibrado, modelo SIAP nº 15428, hélice no. 3. La curva de calibración de este molinete fue contrastada y se garantiza su correlación para el rango de velocidades entre 0.05 y 1.75 m/s. En la Figura 10 pueden apreciarse las tareas de campaña.



Figura 10 *Tareas de campaña*

4.2. Resultados
En la Tabla 1 se muestran los coeficientes de correlación lineal entre los valores de velocidad obtenidos en los dos puntos mencionados.

Tabla 1 *Coeficientes de correlación de cada serie*

Sitio	R^2
Laboratorio	0,9991
Canal de campaña	0,9780

La figura 11 muestra las velocidades de la corriente en función del número de vueltas por minuto de giro del molinete, conjuntamente con la recta de regresión obtenida. Puede observarse en general la alta calidad de la correlación, lo cual es un indicador de la calidad del instrumento calibrado.

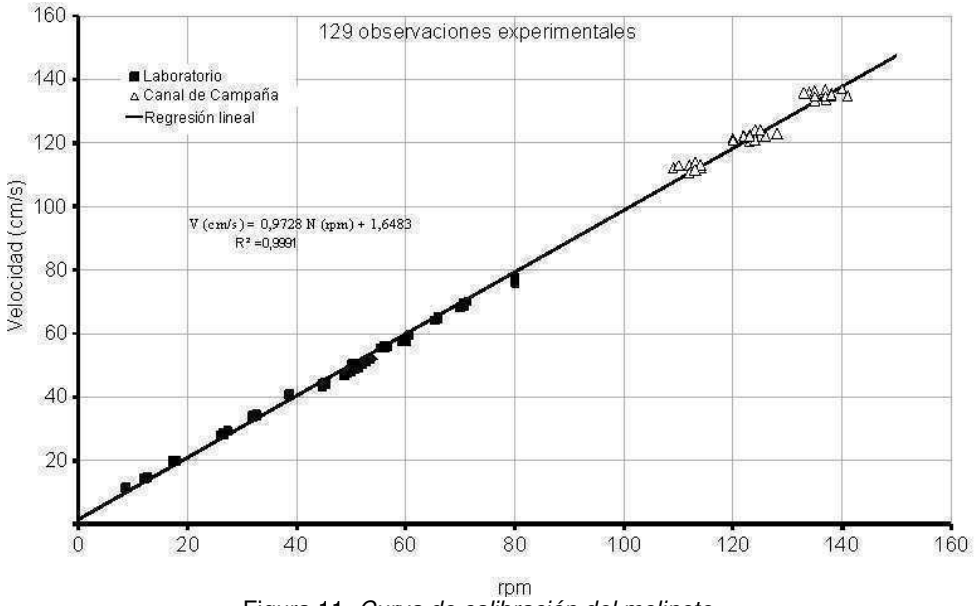


Figura 11 *Curva de calibración del molinete*

La recta de regresión obtenida responde a la ecuación:

$$V(\mathrm{cm/s}) = 0{,}9728\ N(\mathrm{rpm}) + 1{,}6483 \tag{5}$$

válida para

$$10\ \mathrm{cm/s} < V < 140\ \mathrm{cm/s} \tag{6}$$

con un coeficiente de determinación R^2 = 0,9991. Puede verse que a pesar de lo atípico del diseño de su hélice, el molinete bajo estudio responde a la curva universal del molinete:

$$V = aN + b \tag{7}$$

El término independiente *b* de esta ecuación representa el *umbral*: velocidad teórica en la cual el molinete se encuentra en estado incipiente de movimiento, es decir, con velocidades de flujo por debajo de *b* la acción dinámica transmitida por el flujo a las palas se equilibra con la fricción, permaneciendo en reposo; por encima, se produce el movimiento. Esto no ha sido corroborado experimentalmente, ya que no fue posible armar el setup experimental necesario para alcanzar dicha velocidad de umbral. Sin embargo, se pudo observar que las menores velocidades registradas (del orden de 10 cm/s) transmitían movimiento al rotor en forma regular. A los fines prácticos, un umbral *b* de esta magnitud es totalmente compatible con las velocidades que se esperan medir en la etapa de explotación del equipo en cauces naturales.
Un parámetro que caracteriza la calidad de las estimaciones de velocidad a realizar con el molinete en estudio es el desvío estándar de las estimaciones, dado por:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} (V_i - V_i')^2}{n}} \quad (8)$$

donde V_i, V'_i representan los pares de velocidades medidas y calculadas con la Ecuación (5), respectivamente. Este estadístico resultó para la serie en cuestión:

$$\sigma_e = 1{,}721 \ \ \mathrm{cm/s} \quad (9)$$

Por otro lado, asumiendo un error de lectura de ± ½ vuelta, y reemplazando en la Ecuación (5), se tiene una error de lectura de ± 2,135 cm/s; esto lleva a concluir que en buena parte de los casos la incertidumbre en la estimación estará entre 2 y 3 cm/s; valores que son porcentualmente compatibles con mediciones por encima de 30 cm/s, aunque resultan pobres en velocidades menores.
Por todo lo indicado, se concluye que el molinete en estudio cubre adecuadamente las necesidades de trabajo del Laboratorio de Hidráulica, mostrando un desempeño de calidad comparable a otros equipos del mercado.

5. IMÁGENES DE PROTOTIPOS A ESCALA SEMIINDUSTRIAL

Se realizó la transferencia del desarrollo mecánico a la empresa HOKUN quien realizó los prototipos que se observan en las siguientes figuras:



Figura 12 Modelo de desarrollo de laboratorio



Figura 13 Prototipos funcionales

6. REFERENCIAS

[1] Hernández-Walls R., Luna-Hernández J. R., Rojas-Mayoral E., 2004: Dispositivo electrónico, de fácil construcción, para medir la velocidad de un fluido. Ingeniería hidráulica en México , vol.XIX, núm.4, pp.121-128. México

[2] González G. J., Cova W. J. D., Jazni J. E., Olmedo S. D., Farchetto S. J., Carrara S. D., Weber J. F., Salomone J. E., 2010: Definición conceptual de un correntímetro de precisión de bajo costo para estudios hidrográficos - AADECA 2010 –XXIIº Congreso Argentino de Control Automático. Buenos Aires - Argentina

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

PLATAFORMA PARA DISEÑO VIRTUAL DE UN EJE DE POSICIONAMIENTO DE UNA MAQUINA HERRAMIENTA

Vicente, Diego[1], *Hecker, Rogelio*[1,2], *Flores, Gustavo*[1]

[1] Universidad Nacional de la Pampa, Facultad de Ingeniería.
Calle 110 y 9, (6360) General Pico, La Pampa, Argentina.
e-mail: vicente@ing.unlpam.edu.ar
[2] CONICET. e-mail: hecker@ing.unlpam.edu.ar

RESUMEN.

Las máquinas herramientas modernas son sistemas mecatrónicos complejos cuyo desempeño depende, en gran medida, de la interacción entre el controlador y la dinámica estructural. La exactitud de posicionamiento a alta velocidad depende del ancho de banda del lazo de control, el cual está severamente limitado por los modos resonantes del sistema mecánico, los que a su vez dependen en mayor o menor mediada de las condiciones de operación.
De esta manera, para alcanzar especificaciones de alta velocidad y exactitud de posicionamiento se requiere de un proceso de diseño integrado en donde se considere en forma simultánea la interacción del controlador, los componentes eléctricos y la estructura mecánica. Al mismo tiempo, para asegurar que el prototipo real cumplirá de la mejor manera posible con las especificaciones impuestas, se requiere que cada paso de diseño sea previamente evaluado y simulado sobre un prototipo virtual.
Este trabajo presenta los lineamientos fundamentales para la implementación de una plataforma virtual flexible para la simulación de un eje de posicionamiento de una máquina herramienta real. En este caso dicha plataforma se presenta como una herramienta de asistencia en la evaluación de diferentes estrategias de control y sintonización preliminar del controlador. La plataforma permite simular el comportamiento del sistema mecánico considerando la interacción conjunta de la dinámica estructural, la acción de las fuerzas de fricción y fuerzas externas, la dinámica del actuador y los sensores, así como también la acción del controlador.
A modo de ejemplo se presentan dos aplicaciones: una en la que se utiliza la plataforma para la evaluación del desempeño de una técnica de control y otra en la que se la utiliza para obtener la sintonización preliminar del controlador de un sistema real.

Palabras Claves: Diseño virtual, Máquinas herramientas, Eje de posicionamiento.

1. INTRODUCCIÓN

El proceso de diseño de las máquinas herramientas modernas utiliza el concepto de "prototipo virtual" con el objetivo de obtener un producto que satisfaga las especificaciones y los requerimientos de diseño, reduciendo el tiempo y los costos de este proceso.

El prototipo virtual es un modelo computacional de simulación capaz de reproducir el comportamiento dinámico real del prototipo correspondiente al producto que se diseña. El prototipo virtual puede ser utilizado como si fuera una máquina real para el testeo y evaluación de un gran número de alternativas de diseño y detectar fallas en una primera etapa. De esta manera, el tiempo y el costo asociados a los procesos de diseño tradicionales con prototipos reales se reduce notablemente [1].

Jönsson et al. [2] presentó un concepto de máquina virtual sobre la base de una máquina de corte por chorro de agua. El concepto permite la simulación total del sistema incluyendo la dinámica de los subsistemas eléctrico, mecánico y de control, facilitando la evaluación de alternativas de diseño en una primera etapa del desarrollo. En este trabajo se apuntó a la simulación en tiempo real, esto es, se utiliza las señales de un controlador real aplicadas sobre una máquina virtual.

La simulación en tiempo real tiene la dificultad de que requiere cierto hardware específico para su implementación y además el ciclo de simulación debe ser menor o igual al periodo de muestreo del controlador. Con el objeto de obtener la eficiencia computacional necesaria, el modelo dinámico del sistema debe ser suficientemente reducido, por lo que podría resultar poco representativo del comportamiento de la máquina real.

Por otro lado Dumur et al. [3] presentó la metodología general para el desarrollo de un entorno virtual que emula el comportamiento de un eje de una máquina herramienta real. El desarrollo de esta plataforma incluyó la fase de modelado, considerando los modos resonantes, el fenómeno de fricción, el servomotor, su amplificador y un controlador en cascada.

El entorno propuesto en [3] está orientado a la asistencia durante el montaje y puesta a punto de la máquina, así como también al diagnóstico periódico de la misma. Si se considera que el prototipo virtual refleja el comportamiento nominal derivado de las especificaciones de la máquina, es posible detectar anomalías comparando el desempeño nominal con el medido.

En este trabajo se presenta la arquitectura de una plataforma para el diseño virtual de un eje posicionamiento de una máquina herramienta, fundamentalmente orientado a la evaluación de la interacción entre el servo eje y diferentes estrategias de control.

Primeramente se describe la arquitectura general del concepto, la cual se puede dividir en dos fases fundamentales: el modelado y análisis dinámico del sistema mecánico por un lado y la fase de simulación conjunta de los componentes mecánicos, eléctricos y de control, por otro. Seguidamente se describen cada uno de los componentes de la plataforma y finalmente se presenta, a modo de ejemplo, la utilización de la plataforma en dos aplicaciones diferentes.

2. ARQUITECTURA DEL CONCEPTO

En la Figura 1 se muestra en forma esquemática la estructura general de la plataforma de diseño virtual que se presenta. Como se puede ver se distinguen dos bloques fundamentales: el de modelado, por un lado y el de simulación por otro.

El procedimiento de diseño y evaluación comienza con el bloque de modelado, el cual se basa fundamentalmente en un modelo matemático del sistema mecánico que abarca la dinámica de alta frecuencia. El usuario selecciona el valor de los parámetros físicos del sistema mecánico (Tabla 1), los cuales sirven como entradas del modelo general, del cual se derivan las soluciones modales del sistema. A partir de dichas soluciones se puede analizar la dinámica natural del sistema (frecuencia y forma de los modos, dependencia de la dinámica de los parámetros mecánicos, etc).

Además de este bloque también se obtienen las funciones de transferencia que se utilizan durante la simulación del sistema completo. Si se dispone del prototipo real es posible ajustar el modelo a partir de la medición experimental de la dinámica del mismo, como se indica en la Figura 1.

En el bloque de simulación se integran la dinámica del sistema mecánico, derivada del modelo general, junto con la dinámica del lazo de corriente del servomotor, el efecto de la fricción, la resolución del conversor digital a analógico (DAC) y los encoders de realimentación, para obtener un modelo completo. Este modelo, en combinación con un controlador y un generador del comando de referencia constituyen el servo prototipo virtual.

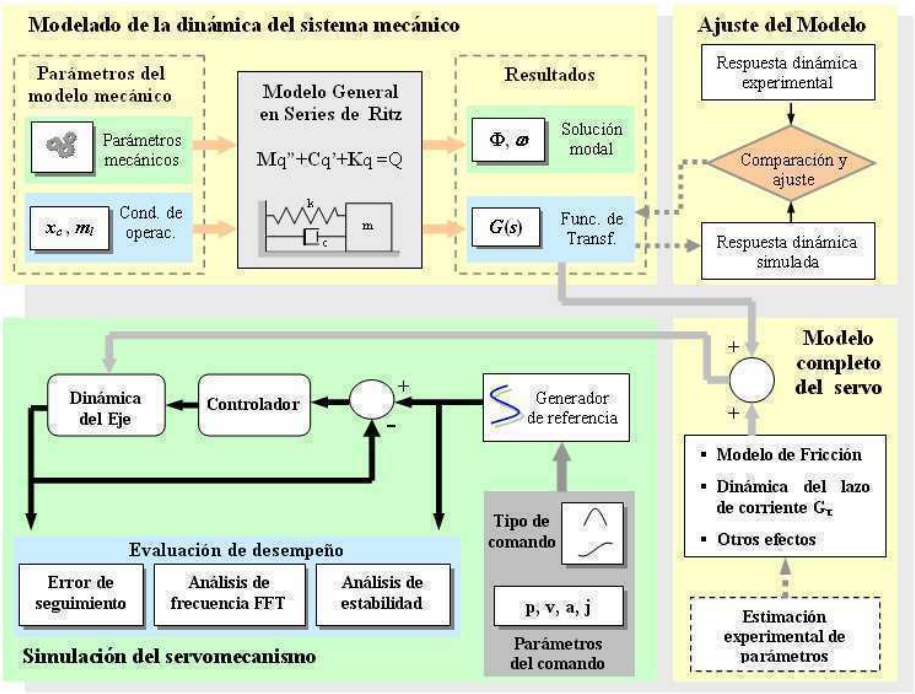
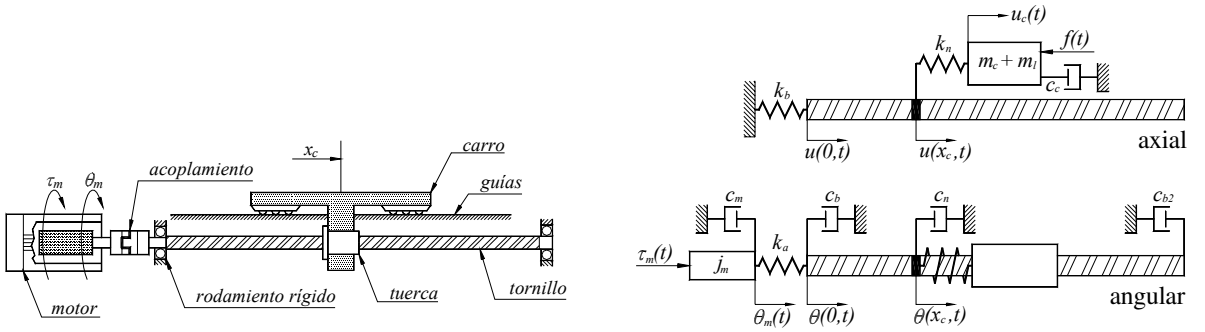


Figura 1 *Arquitectura general del concepto*

Adicionalmente, si así se requiere, también se puede considerar el efecto de perturbaciones como las fuerzas de maquinado, la expansión térmica del tornillo, etc.
Al ejecutar la simulación, el generador del comando de referencia provee la señal al controlador el cual produce la señal de control de acuerdo a la respuesta dinámica del eje, la que dependerá de la resolución del DAC y los encoders de realimentación, de la dinámica del servomotor, del sistema mecánico y del efecto de la fricción.
Finalmente como resultado de la simulación, una serie de parámetros son procesados y presentados para la evaluación del desempeño del sistema. Entre estos se puede mencionar el error de seguimiento de posición y la señal de control con sus correspondientes transformadas rápidas de Fourier (FFT), diagramas de análisis de estabilidad del lazo de control como Nyquist, Bode, etc.

2.1. Modelado del sistema mecánico

En la Figura 2a se muestra un servomecanismo típico utilizado en máquinas herramientas, mientras que en la Figura 2b se muestra en forma esquemática el modelo considerado.
El modelo mecánico debe reproducir, de la manera más exacta posible, el comportamiento dinámico real en un amplio rango de frecuencias. Este comportamiento puede ser sumamente sensible a las condiciones de operación [4] y por lo tanto el modelo debe capturar estos efectos.
El modelo dinámico implementado en la plataforma es un modelo desarrollado en trabajos previos [4,5], en el cual el tornillo es el único elemento considerado como un sistema continuo de parámetros distribuidos, mientras que el resto de los componentes se consideran con parámetros concentrados. En la Tabla 1 se enumeran los parámetros correspondientes al subsistema continuo (el tornillo) y los correspondientes a los elementos considerados en forma concentrada.
El tornillo, considerado como una barra, puede experimentar tres tipos de deformación: deformación axial por tracción o compresión, deformación angular por torsión, y deformación por flexión. Sin embargo sólo se considera la deformación axial y angular asumiendo que el tornillo está adecuadamente montado sobre la base de la máquina y por lo tanto se minimiza el pandeo, el cual también se considera durante la selección del tornillo.
Las deformaciones axiales y angulares se representan mediante funciones de campo $u(x,t)$ y $\theta(x,t)$. Además, como se ve en la Figura 2b, se consideran dos coordenadas generalizadas adicionales, una para describir la posición del carro u_c y otra para describir la posición angular del rotor del motor θ_m.



a) Servomecanismo típico de una máquina Herramienta b) Esquema del modelo utilizado

Figura 2 *Servomecanismo de posicionamiento con tornillo de bolas recirculantes*

2.1.1 Ecuaciones de movimiento y formulación del modelo

Una manera conveniente de obtener las ecuaciones de movimiento en un sistema multicuerpo es a través de las ecuaciones de energía. A continuación se presentan los cómputos de la energía cinética y la energía potencial ya que de estos resultan los coeficientes de las matrices de inercia y elasticidad, que determinan la dinámica natural del sistema. No obstante la formulación completa requiere expresiones para la potencia que ingresa y egresa del sistema, que aquí no se presentan pero se pueden ver en [4,5].

De acuerdo al esquema de la Figura 2b la energía cinética del sistema resulta:

$$T = \frac{1}{2}\left[m_c\, \dot{u}_c(t)^2 + J_m\, \dot{\theta}_m(t)^2 + J_a\left(\frac{\dot{\theta}_m(t)+\dot{\theta}(0,t)}{2}\right)^2 + \rho J_t \int_0^L \dot{\theta}(x,t)^2\, dx + \rho A \int_0^L \dot{u}(x,t)^2 dx \right] \quad (1)$$

El primer y el segundo termino representan la contribución de la masa del carro y la inercia del rotor del motor, el tercer término es la energía del acoplamiento flexible, para el cual se ha considerado una velocidad promedio entre la velocidad del motor y la velocidad en $x=0$. Los términos cuarto y quinto representan la energía asociada a la inercia distribuida.

De manera similar, la energía potencial almacenada en la elasticidad del sistema resulta:

$$V = \frac{1}{2}\left[k_b\, u(0,t)^2 + k_a\left[\theta_m(t) - \theta(0,t)\right]^2 + k_n \delta_n{}^2 + J_t G \int_0^L \left(\frac{d\theta(x,t)}{dx}\right)^2 dx + EA \int_0^L \left(\frac{du(x,t)}{dx}\right)^2 dx \right] \quad (2)$$

con $\delta_n = u_c(t) - \left(u(x_c,t) + \theta(x_c,t)\, l\right)$

donde δ_n es la deformación axial de la tuerca. Los primeros tres términos corresponden a la energía almacenada en el rodamiento, el acoplamiento y la tuerca respectivamente. Mientras que los términos cuarto y quinto representan la energía potencial almacenada en la porción continua del sistema, el tornillo.

Para representar las deformaciones axial y angular en el tornillo se utilizaron las mismas funciones de campo, las cuales se presentan a continuación:

$$u(x,t) = \sum_{j_u=1}^{N_u} \cos\left(\alpha \frac{x}{L}\right) q_{j_u}(t) \qquad \theta(x,t) = \sum_{j_\theta=1}^{N_\theta} \cos\left(\alpha \frac{x}{L}\right) q_{j_\theta}(t) \quad (3)$$

$$\text{con } \alpha = \left(j_{u/\theta} - 1\right)\pi$$

El número de términos en las series se obtiene a partir de un análisis de convergencia como se explica en [4]; en este caso $N_u = N_\theta = 3$.

Combinando las expresiones para la energía con las series de Ritz y aplicando el procedimiento de Lagrange se pueden obtener las ecuaciones de movimiento en forma matricial:

$$\mathbf{M}\{\ddot{q}\}+\mathbf{C}\{\dot{q}\}+\mathbf{K}\{q\}=\{Q\} \tag{4}$$

donde **M**, **C** y **K** son las matrices de inercia, viscosidad y elasticidad respectivamente y los vectores q y Q son las coordenadas y fuerzas generalizadas respectivamente.
Dado que se consideran dos coordenadas generalizadas adicionales u_c y θ_m resulta un modelo de N grados de libertad con $N = N_u + N_\theta + 2$.

Tabla 1 *Parámetros del modelo mecánico*

ρ	Densidad del material de del tornillo	[kg/m^3]	Parámetros del subsistema continuo (tornillo)
E	Módulo de Young del material del tornillo	[N/m^2]	
G	Módulo de Poisson del material del tornillo	[N/m^2]	
A	Sección media transversal del tornillo	[m^2]	
J_t	Momento de inercia del tornillo	[m^4]	
L	Longitud del tornillo	[m]	
r_x	Relación de transmisión del tornillo	[m/rad]	
J_a	Momento de inercia del acoplamiento flexible	[kg m^2]	Parámetros de los elementos concentrados
J_m	Momento de inercia del rotor del motor	[kg m^2]	
m_c	Masa del carro	[kg]	
k_n	Rigidez axial de la tuerca	[N/m]	
k_b	Rigidez axial del rodamiento rígido	[N/m]	
k_a	Rigidez del acoplamiento flexible	[Nm/rad]	
x_c	Distancia del carro al rodamiento rígido (posición lineal)	[m]	Condiciones de operación
m_l	Masa de la carga	[kg]	

2.1.2 *Productos del modelo dinámico*

A partir de la solución modal asociada a la Ecuación (4) se obtienen la frecuencia y la forma de los modos de vibración del mecanismo. En la Figura 3a se muestra, a modo de ejemplo, las componentes axial y angular de la forma de los dos primeros modos de vibración de un sistema típico.
Además de este modelo también se derivan las funciones de transferencia FT que se utilizan durante la simulación del sistema completo. Las FT disponibles son: la FT del torque motor τ_m a la posición angular θ_m y a la posición lineal x_c, $G_\theta(s)$ y $G_x(s)$ respectivamente, correspondientes a la dinámica de cuerpo rígido del sistema, las que se pueden expresar de la siguiente manera:

$$G_\theta(s)=\frac{1}{Js^2+Bs} \qquad G_x(s)=\frac{r_x}{Js^2+Bs} \tag{5}$$

donde J es el momento de inercia equivalente y B es el coeficiente de fricción viscosa.
Por otro lado también se dispone de las mismas FT pero que contienen además el comportamiento dinámico de alta frecuencia, en general incluyendo los primeros dos modos de vibración. De esta manera la función de transferencia del torque motor a la posición angular resulta:

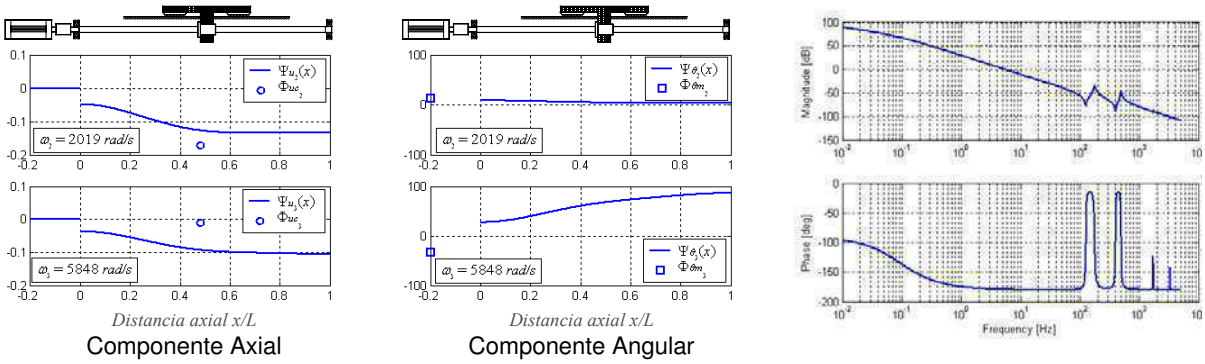
$$G_\theta(s)=\frac{\left(s^2+2\zeta_{01}\omega_{01}s+\omega_{01}^2\right)\left(s^2+2\zeta_{02}\omega_{02}s+\omega_{02}^2\right)p\omega_{n1}^2\omega_{n2}^2}{s\left(s+p\right)\left(s^2+2\zeta_{n1}\omega_{n1}s+\omega_{n1}^2\right)\left(s^2+2\zeta_{n2}\omega_{n2}s+\omega_{n2}^2\right)\omega_{01}^2\omega_{02}^2} \tag{6}$$

donde $p=B/J$ es el polo real, los subíndices 0 y n se refieren a los ceros y polos complejos conjugados respectivamente. En la Figura 3b se muestra la respuesta en frecuencia de $G_\theta(s)$ de un sistema típico.

Aunque usualmente se considera que la FT entre la posición angular θ_m y la posición lineal x_c es la relación de transmisión r_x, esto supone un comportamiento rígido del tornillo. Cuando se considera el comportamiento de alta frecuencia, la FT de θ_m a x_c se puede representar de la forma siguiente:

$$G_{rx}(s) = \frac{r_x \omega_{01}^2 \omega_{02}^2}{\left(s^2 + 2\zeta_{01}\omega_{01}s + \omega_{01}^2\right)\left(s^2 + 2\zeta_{02}\omega_{02}s + \omega_{02}^2\right)} \tag{7}$$

Los polos complejos conjugados de G_{rx} coinciden con los ceros complejos conjugados de G_θ de modo que la función de transferencia del torque motor a la posición lineal resulta $G_x(s) = G_\theta(s) \cdot G_{rx}(s)$.
En una primera etapa del diseño los valores de los parámetros mecánicos corresponden a los valores indicados por los fabricantes. Sin embargo es especialmente dificultoso predecir correctamente los parámetros de amortiguamiento, de acuerdo a la información provista por estos. Esto se debe a la escasa información que se provee en este sentido, pero fundamentalmente a la alta dependencia de estos parámetros de factores como la temperatura, condiciones de ensamblado, etc. Por este motivo en una etapa más avanzada del diseño, cuando ya se cuenta con el prototipo real, se puede hacer un ajuste del modelo mediante ensayos dinámicos experimentales que permiten obtener las frecuencias naturales y los coeficientes de amortiguamiento.



a) Formas del primer y segundo modo de vibración b) Respuesta en frecuencia de $G_\theta(s)$

Figura 3 *Productos del modelo dinámico: Solución modal y Funciones de transferencia*

2.2. Modelo de la dinámica del amplificador y el motor

Las máquinas herramientas modernas utilizan motores "brushless" también denominados motores síncronos de imán permanente [6]. Generalmente el conjunto amplificador motor se utiliza en modo control de corriente, es decir la señal de control es el torque aplicado el cual es directamente proporcional a la corriente de armadura del motor. La FT del conjunto amplificador motor en modo control de corriente se puede representar mediante un primer orden como sigue:

$$G_\tau(s) = \frac{K_{AM}}{\tau_e s + 1} \tag{8}$$

donde τ_e es la constante de tiempo asociada a la dinámica del lazo de corriente, la cual puede se puede obtener experimentalmente o es provista por el fabricante y K_{AM} es la ganancia del conjunto.

2.3 Modelo de fricción, fuerzas externas y otras perturbaciones

Un modelo simple pero descriptivo del efecto de la fricción, consiste en representar el torque de fricción en función de la velocidad angular ω a través de una función discontinua en $\omega = 0$ [3, 7].
En este caso se utiliza la siguiente función para describir el torque de fricción en función de la velocidad angular del tornillo:

$$T_f(\omega) = T_{din} + \left(T_{stat} - T_{din}\right) e^{-\omega/\omega_1} + T_{visc}\omega \tag{9}$$

donde T_{sat} es el torque de fricción estático, esto es antes de que se produzca el movimiento, T_{din} es la componente de fricción de Coulomb y $T_{visc} = B$ es el coeficiente equivalente de fricción viscosa.
En ocasiones se requiere además considerar los efectos de las fuerzas de maquinado y otro tipo de perturbaciones como pueden ser errores geométricos, la expansión térmica del tornillo, etc.
Generalmente el efecto de las fuerzas externas, al igual que el de las fuerzas de fricción se considera como una perturbación $\Delta\tau$ que modifica la señal de control, esto se puede ver en [3, 7]. Sin embargo en estos trabajos no se considera el error debido a la deformación elástica que producen estas fuerzas. La deformación elástica global Δx_f, causado por las fuerzas externas f_{ext}, depende de la rigidez estática equivalente del sistema k_{eq} y se puede calcular como sigue:

$$\Delta x_f = \frac{f_{ext}}{k_{eq}} \quad \text{con} \quad \frac{1}{k_{eq}} = \frac{1}{k_n} + \frac{1}{k_b} + \frac{x_c}{E\,A} + r_x^2 \left(\frac{1}{k_a} + \frac{x_c}{G\,J_t} \right) \tag{10}$$

En la Figura 4 se puede ver el doble efecto de las fuerzas externas: debilitando la señal de control a través del $\Delta\tau$ y contribuyendo con la deformación global Δx.

2.4 Error de cuantización y saturación del actuador
El comando digital de control u_c generado por el controlador es convertido a un comando analógico a través del DAC. El error de cuantización depende de la resolución δ_u del DAC.
La señal de control, considerando este error, se puede expresar de la siguiente manera [7]:

$$u_s(k) = u_c(k) + \delta_u(k) \tag{11}$$

La distribución de este error es uniforme y acotada entre $\pm\delta_u/2$, con media cero y varianza $R = (\delta_u)^2/12$.
De manera similar se puede representar el error en las mediciones de posición angular θ_{med} y posición lineal x_{med}, el cual dependerá en este caso de la resolución del encoder.
Finalmente el efecto de la saturación del actuador se considera de siguiente manera [7]:

$$u = \begin{cases} u_{\min}; & u_s(k) < u_{\min} \\ u_s; & u_{\min} \le u_s(k) \le u_{\max} \\ u_{\max}; & u_s(k) > u_{\max} \end{cases} \tag{12}$$

donde u es la señal de control a la salida del bloque actuador. Los límites de saturación máximos y mínimos están representados por u_{max} y u_{min} respectivamente y en términos de torque motor representan el torque máximo que el motor eléctrico puede producir en uno u otro sentido.

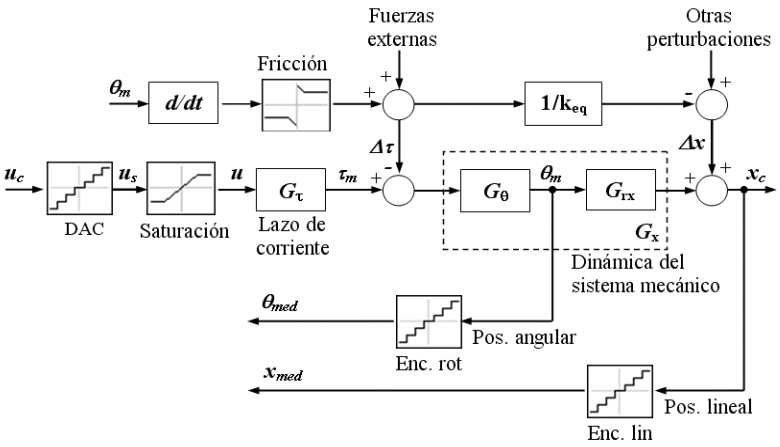


Figura 4 *Modelo completo del eje de posicionamiento*

En la Figura 4 se muestra el modelo completo del eje de posicionamiento considerando la dinámica del conjunto amplificador motor, el sistema mecánico, el efecto de la fricción, fuerzas externas y otras perturbaciones. También se consideran los efectos relacionados al error de cuantización en los encoders, el DAC y la saturación del actuador.

2.5. Generador de referencia

Los comandos de movimiento constituyen una de las fuentes de vibraciones más importantes. Un comando con alto contenido en frecuencia excita la estructura de la máquina causando vibraciones transitorias indeseadas. Los sistemas CNC actuales utilizan comandos de posicionamiento con ''jerk'' (derivada de la aceleración respecto del tiempo) limitado, de modo de reducir el contenido en frecuencia en la señal de referencia [6].
En la presente plataforma se ha implementado un generador del comando de posición con jerk limitado, producto de una aceleración con perfil trapezoidal. El generador puede producir dos tipos de referencia: una referencia tipo escalón como el de la Figura 5, o una referencia tipo senoidal como se ve en la Figura 12.
Una vez seleccionados el tipo de referencia y el valor de los parámetros de jerk, aceleración, velocidad máxima y posición o amplitud, el generador identifica automáticamente la distancia a recorrer y la divide en segmentos de aceleración, velocidad constante y desaceleración.

2.6. Esquema de Control

En general los esquemas de control poseen una componente “feedforward”, que procesa el comando de posicionamiento y una componente “feedback” que procesa las variables medidas, generalmente posición o posición y velocidad, para estabilizar la dinámica del lazo que se controla.
Las técnicas de control convencionales incluyen control P-PI, PID, red de adelanto-atraso. Las técnicas más sofisticadas incluyen “Pole Placement Control” (PPC), “Zero Phase Error Tracking Controller” (ZPETC), “Sliding Mode Control” (SMC), etc [6].
Dos esquemas de control han sido implementados hasta el momento en la plataforma y se encuentran disponibles para su utilización (Figura 6). A continuación se describen cada uno de ellos.

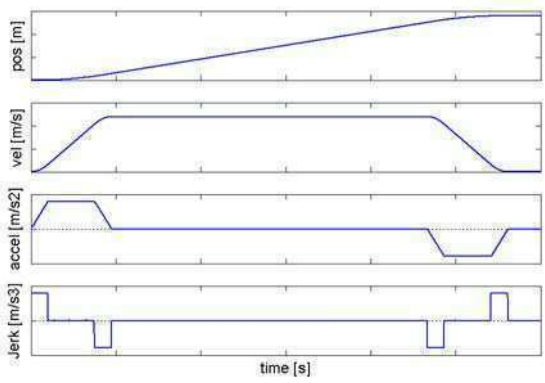


Figura 5 *Comando tipo escalón con jerk limitado*

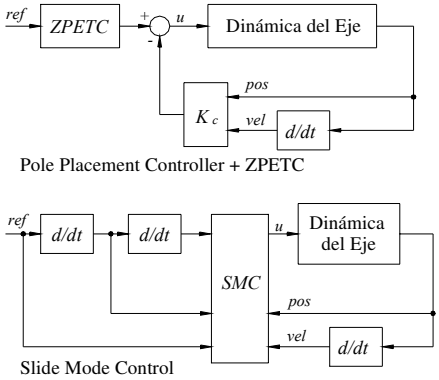


Figura 6 *Esquemas de control implementados*

2.6.1 Esquema PPC + ZPETC

El primer esquema combina un controlador por realimentación de estados y un prefiltro ZPETC. El diseño del controlador de estados se realiza a partir de la dinámica de cuerpo rígido Ecuación (5), utilizándose $G_\theta(s)$ o $G_x(s)$ según se trate de control colocado o no colocado respectivamente. Se debe destacar que en el diseño de este esquema de control no se consideran la dinámica de alta frecuencia ni la dinámica del lazo de corriente por lo que resulta un sistema con dos polos.
La k-esima instancia de la ley control en forma discretizada se puede expresar como sigue:

$$u_c(k) = x_{rz}(k) - \mathbf{K_c} \begin{Bmatrix} x_m(k) \\ \dot{x}_m(k) \end{Bmatrix} \tag{13}$$

donde u_c es la señal producida por la ley de control, x_{rz} es la referencia de posición a la salida del filtro ZPETC, x_m es la posición medida y $\mathbf{K_c}$ es el vector de ganancias de realimentación. La posición medida x_m representa la posición angular del rotor del motor θ_{med}, si se utiliza control colocado, o la posición del carro x_{med} si se utiliza control no colocado.
El vector $\mathbf{K_c}$ se obtiene automáticamente a partir de la ubicación deseada de los polos en términos de la frecuencia de ancho banda f_n [Hz] y el coeficiente amortiguamiento ζ_n del lazo de posición.
Definida la dinámica del lazo de posición, el controlador ZPETC se sintoniza automáticamente de modo de compensar la dinámica estable del lazo de control. El comando de referencia es procesado por el filtro ZPETC de la siguiente manera:

$$x_{rz}(z) = G_{ZPETC}(z)\, x_r(z) \tag{14}$$

2.6.2 Esquema Slide Mode Control SMC

La estructura SMC implementada es la que se presenta en [8]. La misma se basa en el modelo rígido del sistema y la ley de control se puede expresar de la siguiente manera:

$$\begin{cases} u_c(k) = J\left[\lambda\left(\dot{x}_r(k) - \dot{x}_m(k)\right) + \ddot{x}(k)\right] + B\dot{x}_m(k) + K_S S(k) + \hat{d}(k) \\ S(k) = \lambda\left[\dot{x}_r(k) - \dot{x}_m(k)\right] + \left[\dot{x}_r(k) - \dot{x}_m(k)\right] \end{cases} \tag{15}$$

donde $S(k)$ es la superficie de deslizamiento, λ [rad/s] es el ancho de banda del servomecanismo, $K_s > 0$ es la ganancia de realimentación y d es la perturbación externa ($d = \Delta\tau$). La variación en la perturbación causada por la acción de fuerzas externas se considera constante y contenida entre los límites superior e inferior d^+ y d^- respectivamente. Por lo tanto la perturbación se estimada a partir del siguiente observador:

$$\hat{d}(k) = \hat{d}(k-1) + \rho\kappa ST \qquad \text{con } \kappa = \begin{cases} 0 & si\ \ \hat{d}(k) \le d^-\ y\ \ S \le 0 \\ 0 & si\ \ \hat{d}(k) \ge d^+\ y\ \ S \ge 0 \\ 1 & \text{de otro modo} \end{cases} \tag{16}$$

donde ρ es la adaptación de ganancia, T [s] es el período de muestreo y κ impone limites la acción integral de control frente a las perturbaciones.

3. RESULTADOS

En esta sección se presentan los resultados obtenidos en la plataforma de simulación, durante su utilización en dos aplicaciones diferentes. En la primera aplicación se muestran los resultados de la evaluación de la técnica LDC "Linear Deviation Compensation" propuesta en [9], mientras que en la segunda aplicación la plataforma se utiliza para obtener la sintonización preliminar del controlador de un sistema real, mediante una evaluación de estabilidad en diferentes condiciones de operación.

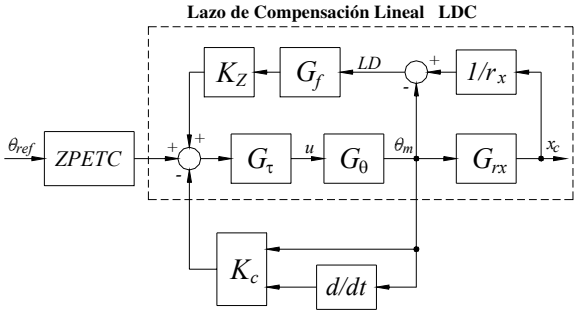


Figura 7 *Esquema PPC + ZPETC + LDC*

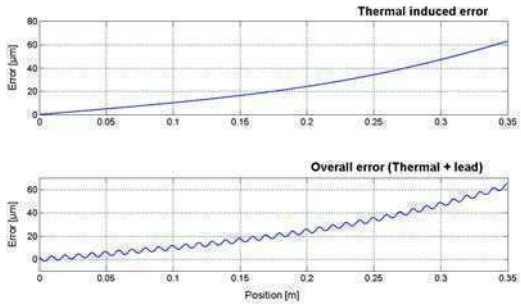


Figura 8 *Perturbación simulada para evaluar el LDC*

3.1 Evaluación de la técnica LDC

Tradicionalmente la posición del carro se controlada de manera indirecta por medio de la posición angular del motor asumiendo movimiento de cuerpo rígido, por lo que resulta $x_c = r_x\theta_m$.

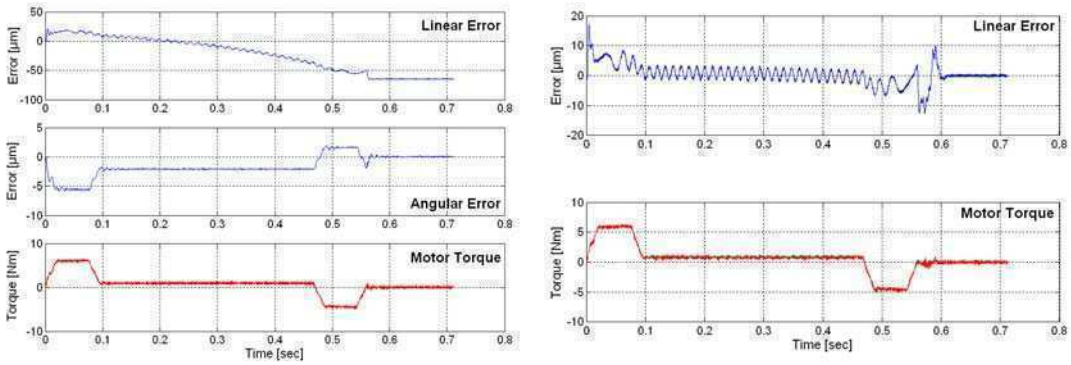
Esta forma de control colocado permite alcanzar gran ancho de banda, pero la performance puede ser severamente deteriorada por factores como: la deformación elástica, "backlash" en la tuerca y la expansión térmica del tornillo. Por otro lado una estructura de control que utiliza directamente la posición lineal como señal de realimentación está en mejores condiciones de compensar estos efectos, pero el ancho de banda alcanzable está muy limitado por el primer modo resonante.

Con el objeto de alcanzar gran ancho de banda en lazo de posición y a su vez compensar las desviaciones en la posición lineal, Vicente et. al [9] propuso la combinación de una estructura de control colocado por realimentación de estados, como la descripta en el apartado 2.6.1 y un lazo positivo que compara la posición lineal con la posición teórica, como se muestra en la Figura 7.

En la Figura 7 se ve que la posición lineal teórica $r_x\theta_m$ se compara con la posición real x_c para computar la señal error LD, la cual es filtrada y amplificada convenientemente por el filtro pasa bajos G_f y la ganacia K_z respectivamente. Luego esta señal es adicionada al error del lazo de posición angular. Una explicación más detallada se puede ver en [9].

Para evaluar la eficiencia de la estrategia LDC frente a perturbaciones que degradan la posición lineal se consideró un modelo de perturbación externa que combina la expansión térmica del tornillo junto con el error de paso del mismo. La distribución del error introducido por la combinación de ambas perturbaciones se muestra en la Figura 8.

Para comparar las respuestas, se aplicó un comando de posicionamiento tipo escalón y de alta velocidad sobre el sistema sin compensación LDC y con compensación LDC. Los parámetros del comando de posicionamiento se sintonizaron de la siguiente manera: posición = 0,35 m, velocidad máxima = 0.75 m/s, aceleración máxima = 10 m/s^2, Jerk = 50 m/s^3.



a) Respuesta sin LDC b) Respuesta con LDC

Figura 9 *Comparación de las respuestas del sistema con y sin LDC*

La Figura 9a muestra la respuesta del sistema sin compensación LDC. Se puede ver que aunque el error en la posición angular es bajo, gracias al gran ancho de banda del lazo, la posición lineal se ve severamente degradada por la superposición del error de paso y la expansión térmica del tornillo. Como se podía esperar, el error en la posición final es mayor de 60 µm lo cual es consistente con el error total introducido por la combinación de las perturbaciones en la posición final 0,35m.

Por otro lado la Figura 9b muestra la respuesta homóloga del sistema con compensación LDC. Se puede ver que el error de posición lineal mejora notablemente gracias a la acción LDC arribando a la posición final sin error. El error máximo ocurre durante los periodos de aceleración y desaceleración del comando, debido al incremento del error angular en esos períodos, pero fundamentalmente debido a que la acción LDC no puede compensar inmediatamente el efecto de la fricción. Además no puede cancelar el error de paso el cual aparece como una oscilación en el error lineal.

La evaluación de la técnica LDC en la plataforma de simulación permite concluir que esta técnica produce mejoras notables en el error de posición lineal. Aunque la técnica no puede cancelar los efectos dinámicos, como el error de paso, o la acción de la fricción al iniciar y finalizar el movimiento, elimina completamente las perturbaciones cuasi-estáticas como la expansión térmica del tornillo.

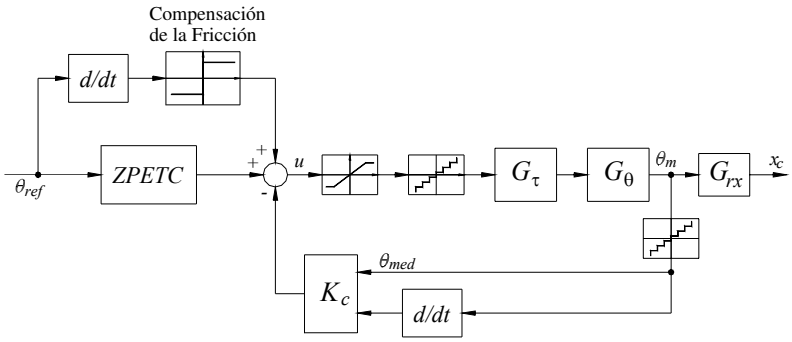


Figura 10 *Esquema del controlador sintonizado*

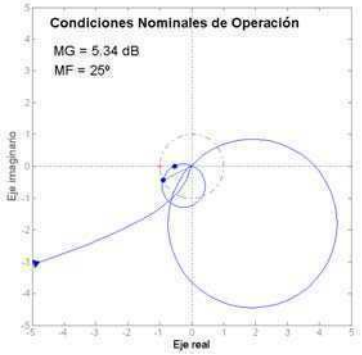


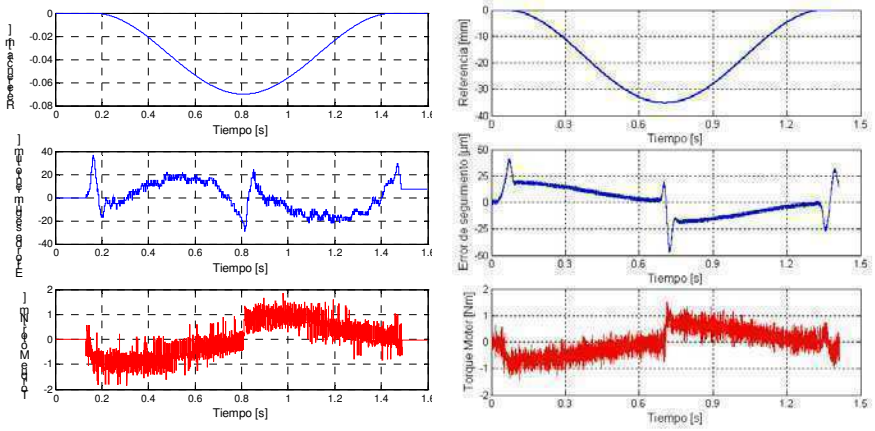
Figura 11 *Diagrama de Nyquist*

Sintonización preliminar del controlador de un sistema real

Casquero et. al [11] presentó la sintonización del controlador de un sistema real a partir de un análisis de estabilidad para diferentes condiciones de operación, sobre un prototipo virtual que considera la dinámica de alta frecuencia. En la Figura 10 se muestra el esquema utilizado el cual se compone un controlador por realimentación de estados y un filtro ZPETC, como se describe en la sección 2.6.1. Adicionalmente se utiliza un compensador para la fricción de Coulomb.

Con el objeto de obtener mayor exactitud en los parámetros del prototipo se realizó una identificación, mediante mínimos cuadrados, del modelo rígido junto con un modelo de fricción que tiene en cuenta la parte dinámica de la fricción de Coulomb, como se describe en [11]. El modelo de fricción se utilizó principalmente para disminuir la desviación de los valores identificados de B y J, respecto de su valor real como se explica en [7]. Al mismo tiempo se pudo obtener un valor aproximado de la fricción de Coulomb en ambas direcciones, T_{din}.

Experimentalmente se verificó la ubicación del primer modo de vibración para ajustar la función de transferencia de alta frecuencia. Los detalles de esta experimentación se pueden ver en [11].



a) Respuesta del sistema real b) Respuesta simulada

Figura 12 *Comparación de las respuestas del sistema real y la simulada*

Los parámetros f_n y ζ_n que determinan la dinámica deseada de lazo cerrado se seleccionaron mediante un análisis de estabilidad utilizando el modelo de alta frecuencia del sistema. El desempeño del lazo de control se evaluó para diferentes frecuencias de corte f_n en diferentes condiciones de operación; encontrándose que una f_n = 15 Hz con un ζ_n = 0,707 proveen un aceptable compromiso entre estabilidad y ancho de banda. Como se muestra en el diagrama de Nyquist de la Figura 11, en condiciones nominales de operación (x_c = 0,5L y m_l = 0) el margen de ganancia resulta MG = 5,34 dB mientras que el margen de fase es MF = 25º. No obstante estos márgenes se reducen en forma considerable para la condición de operación extrema, que resulta de la combinación de una posición del carro alejada del motor (x_c = 0,85L) y una carga de 100 kg (m_l = 100 kg), dando como resultado un MG = 2,73 dB y un MF = 10º.

En la Figura 12 se muestra el comportamiento dinámico del sistema real y el simulado, como respuesta a un comando de posición tipo senoidal con los siguientes parámetros: amplitud = 35 mm, velocidad máxima = 170 mm/s, aceleración máxima = 2 m/s^2 y Jerk = 50 m/s^3.
Como se puede ver el error máximo en ambas respuestas coincide notablemente, el cual se mantiene por debajo de los 40 μm en el sistema real, resultando un valor apropiado para máquinas herramientas modernas.

4. CONCLUSIONES.

El diseño virtual de máquinas herramientas permite lograr un producto que satisface las especificaciones y los requerimientos, reduciendo los costos y el tiempo de diseño. Para ello se requiere un prototipo virtual capaz de simular el comportamiento dinámico real de la máquina que se diseña.
En este trabajo se presentó la arquitectura general de una plataforma para el diseño virtual de un eje de posicionamiento de una máquina herramienta. Se describió cada uno de los modelos individuales que conforman el prototipo virtual, así como también la manera que se vinculan entre si.
La flexibilidad del sistema permite la sintonización de los principales parámetros de cada uno de los modelos, antes del proceso de simulación y además se pueden agregar nuevos modelos a los ya implementados, los que también quedarán disponibles para futuras simulaciones.
El concepto presentado permite la simulación completa del sistema incluyendo los componentes mecánicos, eléctricos y el controlador, al mismo tiempo que considera el efecto de la fricción, las fuerzas externas y otras perturbaciones propias de estos sistemas.
La plataforma de diseño virtual permite visualizar la interacción entre el controlador y la dinámica del sistema electromecánico, facilitando la evaluación del desempeño del conjunto. De esta manera resulta de gran utilidad en la primera etapa del proceso de diseño, ya que permite obtener conclusiones que luego se pueden volcar al prototipo real.
Aplicaciones concretas en las que la plataforma ha sido utilizada con éxito incluyen la sintonización preliminar del controlador de un sistema real, el desarrollo de nuevas técnicas de control y el análisis de la dinámica natural un eje de posicionamiento.

5. REFERENCIAS

[1] Altintas, Y.; Brecher, C.; Weck, M.; Witt, S. (2005). "Virtual Machine Tool". *Annals of the CIRP. vol. 54, 2, 115-138*.
[2] Jönsson, Anders; Wall, Johan; Broman, Göran. (2005). "A virtual machine concept for real-time simulation of machine tool dynamics". *Machine Tools and Manufacture. vol. 45, 795-801*.
[3] Dumur, D.; Pujadas, E.; Aouchiche, K; Marty, A. (2008). "Design of a virtual environment as a tool for diagnosis and monitoring". *CIRP Manufacturing Science and Technology. 1, 108-113*.
[4] Vicente, Diego; Hecker, Rogelio; Villegas, Fernando; Flores Gustavo. (2012). "Modeling and Vibration Modes Analysis of a Ball Screw Drive". *Int. Journal of advanced manufacture. vol 58, 257-265.*
[5] Vicente, Diego; Hecker, Rogelio; Flores, Gustavo. (2007). "Dynamic Modeling of Lead Screw Drives using Ritz Series". *RPIC 2007.* Río Gallegos, Argentina.
[6] Altintas, Y.; Verl, A.; Brecher, C.; Uriarte, L.; Pritschow, G. (2011). "Machine Tools Feed Drives". *Annals of the CIRP, Manufacturing Technology. vol. 60, 779-796*.
[7] Erkorkmaz, K.; Altintas, Y. (2001). "High Speed CNC system design. Part II". *International Journal of Machine Tools and Manufacture. Vol. 41, 10, 1487-1509*.
[8] Altintas, Y.; Erkorkmaz, K.; Zhu, W.-H. (2000). "Sliding mode controller design for high speed drives". *Annals of the CIRP. vol. 49, 1, 265-270*.
[9] Vicente, Diego; Hecker, Rogelio; Flores, Gustavo. (2011). "Linear Deviation Compensation in ball screw drives". *RPIC 2011.* Oro verde, Argentina.
[10] Casquero, Agustín; Hecker, Rogelio; Vicente, Diego; Flores, Gustavo. (2011). "Sintonización de un controlador para un posicionador lineal usando la dinámica de alta frecuencia del sistema". *Revista Iberoamericana de ingeniería mecánica. RI-11_001026.*
[11] Casquero, Agustín; Hecker, Rogelio; Vicente, Diego; Flores, Gustavo. (2010). "Parameter Identification of a Feed Drive for High Speed Machine Tools". *ABCM Symposium Series in Mechatronics. vol. 4, ISBN 978-85-85769-38-3*

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

Sistema robotizado para seguimiento solar de paneles fotovoltaicos en lugares de alta latitud

Labriola, Carlos[1], Avila, Marcelo[1], Toppi, Daniel[1],García, Celeste[1], Caseb, Nicolás[1],Ibáñez. Andrea[1]

[1] Universidad Nacional del Comahue, Facultad de Ingeniería, Grupo Energía y Sustentabilidad.
Buenos aires 1400 (8300) Neuquén.
carloslabriola54@yahoo.com.ar

RESUMEN.

En el ámbito de la Cátedra de Energía Renovable y Medio Ambiente, asignatura optativa para todas las carreras de la FIUNCo, se está desarrollando un sistema electromecánico robotizado para seguimiento solar de paneles fotovoltaicos a ser usados en zonas de alta latitud patagónica [1] como es Caleta Olivia en Santa Cruz. Para poder optimizar el sistema, se comenzó mediante un modelo de prueba con un panel de reducidas dimensiones disponible en la cátedra. De esta manera se ha podido optimizar el diseño mecánico combinando la sencillez con la robusticidad. La robotización se basa en sensores de luz tipo LDR sensarán y compararán los niveles de luz en los extremos del panel, indicándole a los servomotores un movimiento de giro horizontal o vertical. Se comenzó a desarrollar una base con movimiento de cabeceo en los cuatro puntos cardinales demasiado robusta para los motores disponibles y por lo tanto se cambió el diseño de la misma a algo mas sencillo con dos sistemas uno de movimiento Este-Oeste sobre el cual se monta el movimiento Norte-Sur.
Las características de los elementos de la parte eléctrica son [2]: panel solar de 10V y 1.2 Apico. 1 batería de 9V, 4 sensores de luz LDR, 2 servomotores de 2Nm y 7v, 1 Microcontrolador PIC18f4620, una placa de potencia, que se encarga de la alimentación de los elementos, y la placa de control, donde se encuentra el micro. El microcontrolador se encarga de sensar los LDR, para así mandarles a los motores la señal correspondiente de movimiento, recordando que los motores, son servomotores, estos se controlan a través de Control de Ancho de Pulso (PWM). El micro también puede comunicarse con un software en una PC en caso de relevamiento de datos mediante protocolo conveniente.
Este modelo se utilizara para el diseño final de un sistema de Fuente Ininterrumpible de Energía (UPS) [3], para la Unidad Académica de Caleta Olivia de la Universidad Nacional de la Patagonia Austral. Esta UPS constará de un sistema fotovoltaico de 5KW para mantener alimentado el Cluster Informático disponible y que los procesos puedan continuar ejecutándose a pesar de las contigencias de la red local de BT.

Palabras Claves: Fotovoltaico, robotizado, solar, renovable, seguidor.

1. INTRODUCCIÓN.

Ante necesidades de instalación de un sistema ininterrumpible de alimentación (UPS) de 5kW, para un Cluster Informático a instalarse en la Unidad Académica Caleta Olivia de la Universidad Nacional de la Patagonia Austral (UACO-UNPA), el Grupo de Energía y Sustentabilidad (GES) de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional del comahue, ha desarrollado con sus alumnos un modelo de sistema de optimización para paneles solares fotovoltaicos (FV) con seguimiento geocéntrico robotizado [4].

Los paneles solares permiten captar parte de la energía irradiada por el sol. Si estos se dejan en una única posición, la energía absorbida por el mismo es menor a toda la energía disponible en forma perpendicular al panel, ya que a lo largo del día no siempre el sol incide de forma óptima en el panel. Una opción alternativa es incorporar un sistema de seguimiento solar para que la energía absorbida por el panel sea semejante a la disponible durante el día [1].

Los objetivos para el desarrollo de este modelo fueron:

- Censar cambios de posición solar con sensores LDR.
- Orientar panel, moviendo los motores en base a los datos medidos.
- Poder acceder en cualquier momento a la información de tensión, corriente y potencia absorbida por el panel.

Este consta de:

- Hardware de movimiento: consta de dos servo-motores, que le dan los grados de libertad al soporte del panel, para que éste pueda orientar al panel según la trayectoria del sol
- Electrónica asociada:
    - Circuito de control y comando, que posee un microcontrolador [1].
    - Circuito de potencia para alimentación de los servo-motores.
    - Circuito de medición de luz solar compuesta por sensores resistivos sensibles a la luz (LDR).
    - Circuito de medición de corriente, tensión y potencia entregados por el panel a su carga.

La confección de este modelo permitirá establecer una metodología de diseño para un sistema mayor, ya que la carga del Cluster Informático de la UACO-UNPA es de 5kW. Es de notar que se hacen necesarias optimizaciones con seguimiento y/o apantallamiento dada la alta latitud Sur (47ºS) de Caleta Olivia, lo que permitirá un mayor rendimiento del conjunto [4].

2. FUNCIONAMIENTO Y PARTES.

El modelo desarrollado posee diez sensores LDR distribuidos en el contorno del panel fotovoltaico testigo, cambiando el valor de sus resistencias internas con la intensidad de luz a la que estén expuestos. Con la información de estos sensores, a través de una estructura de decisión implementada en el microcontrolador, se puede saber cual es la trayectoria del sol y ordenar a los motores a que la sigan.

La placa de comando o placa madre posee un reloj de tiempo real, una memoria y un conector USART. Al medir la potencia entregada por el panel, se almacena este valor en la memoria junto con el horario en el cual se tomó la medición. Luego, en cualquier momento que se lo desee, se pueden relevar los datos medidos a través del conector USART que se conecta al puerto USB de la PC.

Para el relevamiento de datos se desarrolló un software que se comunica con el microprocesador de la placa madre permitiendo la obtención de datos fácilmente sin la necesidad de saber cómo funciona un microcontrolador. Esto nos dá la posibilidad construir graficas de potencia vs tiempo y acumuladas con mucha precisión. Si se lo desea se pueden exportar los datos desde el software desarrollado a una planilla de EXCEL con una herramienta que fue incorporada al desarrollo de la electrónica del modelo.

2. DESARROLLO.

2.1.Pautas de diseño y componentes.

Los sistemas de seguimiento solar son sistemas que orientan el panel solar de tal forma que el ángulo de incidencia de los rayos solares sobre éste sea óptimo. Esta posición óptima se da cuando el ángulo de incidencia es lo mas perpendicular posible a la superficie del panel.
Los sensores de luz LDR son resistencias que alteran su valor con la intensidad de luz que incide sobre ellos. Su apariencia es la siguiente:



Figura1 LDR convencional

Los servo-motores se controlan por una señal con Modulación de Ancho de Pulso (PWM), en la que el período es fijo y la porción del periodo en la que la señal está en "1" les dice a qué ángulo deben girar. Esto se puede ver en la siguiente figura:

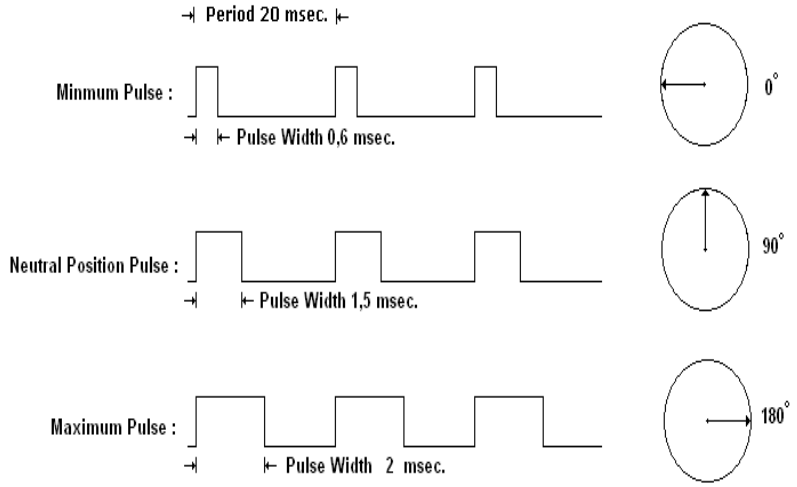


Figura 2 *Control de ancho del Pulso (PWM)*

Un microcontrolador es un circuito integrado programable, capaz de ejecutar las órdenes grabadas en su memoria. Está compuesto de varios bloques funcionales, los cuales cumplen una tarea específica. Un microcontrolador incluye en su interior las tres principales unidades funcionales de una computadora: unidad central de procesamiento, memoria y periféricos de entrada/salida. Los periféricos de entrada y salida se utilizan tanto para tomar mediciones de datos como para dar órdenes de distintos tipos.
La interfaz gráfica de usuario es un software que tiene múltiples aplicaciones, pero en todas ellas reina la sencillez con la que puede ser utilizada por el usuario y que además este debe tener pocos conocimientos previos para emplearla. En nuestro caso se utilizó una interfaz gráfica que hacer el relevamiento de datos desde la memoria anexada al microcontrolador de forma sencilla y automatizada y para que lo pueda hacer una persona que no sepa de qué se trata un microcontrolador.

2.2. Implementación.

Como se comentó antes, el sistema consiste en un modelo que posee dos grados de libertad accionada por servo-motores que a su vez son comandados por una placa madre. La placa madre esta compuesta por un microcontrolador PIC18f4620 [6], una memoria, un reloj de tiempo real y un

conector USART. Esta placa esta conectada físicamente a una placa de medición que posee los sensores de luz LDR, a una placa de medición de corriente, tensión y potencia que tiene un shunt y divisores resistivos, y a los motores con el fin de dirigirlos mediante una señal de control PWM.
Los LDR están dispuestos en el contorno del panel, como se muestra a continuación con puntos rojos en la Figura 3:

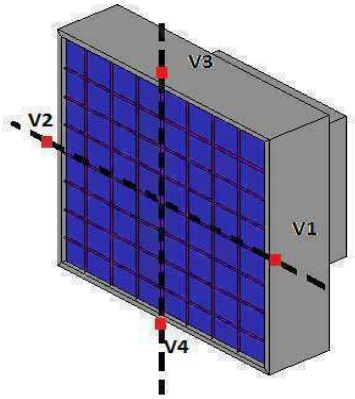


Figura 3 *Ubicación de los LDR*

Se designan los LDR con V1, V2, V3 y V4, ya que al implementarlos en un circuito se mide un nivel de tensión equivalente entre sus bornes.
El microcontrolador ejecuta algoritmos para poder llevar a cabo su tarea. A modo de simplificación se explicaran las estructuras con sólo cuatro sensores de luz LDR en vez de diez ya que de esta forma se brinda el concepto utilizado sin demasiadas complicaciones. En la práctica se usan diez LDR ya que permiten conocer con más precisión la trayectoria del sol. Se utilizaron varios algoritmos, uno central y dos complementarios que se desprenden de él.

2.2.1. Algoritmo central:

El diagrama de flujo de la Figura 4, explica el orden y la forma en la que el microprocesador ejecuta sus tareas [6], [7], [8]. Comienza por la configuración de periféricos que utiliza:

- Conversión analógica digital, que se utiliza para la medición.
- Comunicación con la memoria y la PC.
- Interrupciones de generación PWM, etc.

Los cuadros escritos en negrita indican que en son otros algoritmos dependientes de este algoritmo. La búsqueda de trayecto del sol y el movimiento de motores se explicaran a continuación mediante otros algoritmos.
El microcontrolador, al tener la posición inicial del panel FV, mide la potencia entregada por él, almacena los datos medidos y lee nuevamente los sensores LDR para saber a dónde dirigir los motores. Luego pregunta si se requiere la comunicación con la PC, enviando los datos relevados en caso afirmativo o volviendo a medir la potencia entregada a la carga. Este bucle lo realiza indefinidamente.
El sistema también prevé la posibilidad de una sobrecarga, por lo que si los valores medidos exceden un límite previamente fijado, se activa un relé que abre el circuito protegiendo tanto la carga como el sistema.

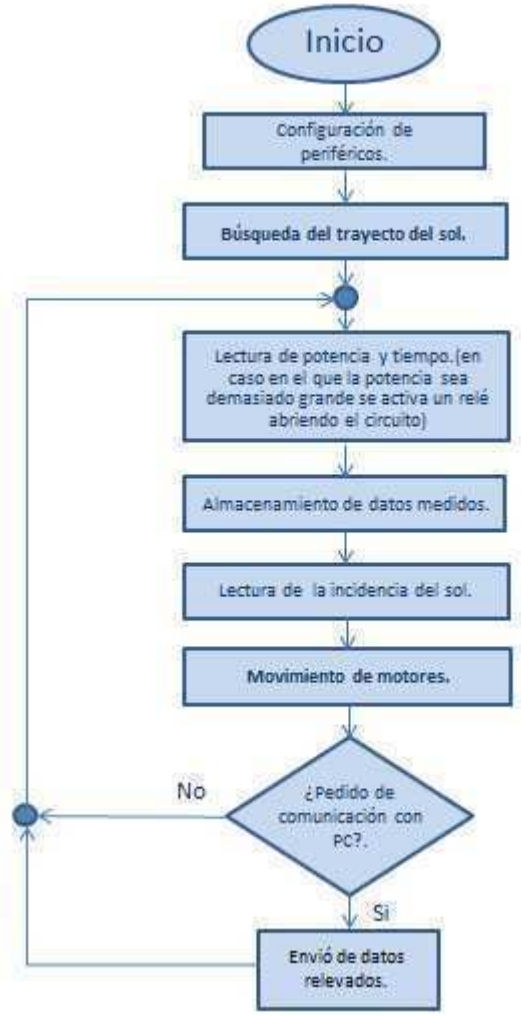


Figura 4 *Algoritmo principal*.

2.2.2. Búsqueda del trayecto del sol

Esta rutina mostrada en Figura 5, rastrea la trayectoria del sol a través del escaneo de la zona, para obtener la posición inicial en la que el sistema comenzará el seguimiento de dicha trayectoria.
Para ello, al iniciar fija la posición para dar un ángulo zenital de la placa FV de 45ª, indicado como ángulo M2 en Figura 6, y se mueve M1 de a pequeños pasos midiendo la incidencia de la luz en cada posición.
Una vez hallada la posición inicial de M1 (incidencia de luz máxima) se lo lleva a dicha posición y comienza el escaneo con M2 para optimizar el ángulo zenital.
Finalmente se obtienen posiciones óptimas tanto para M1 como para M2, las cuales son sus puntos de partida en el seguimiento de la trayectoria.
Esta etapa sólo se realiza una vez cuando se enciende el sistema, y sólo lo volverá a hacer cuando se reinicie el mismo manualmente a través de su botón de reset dispuesto en la placa madre.

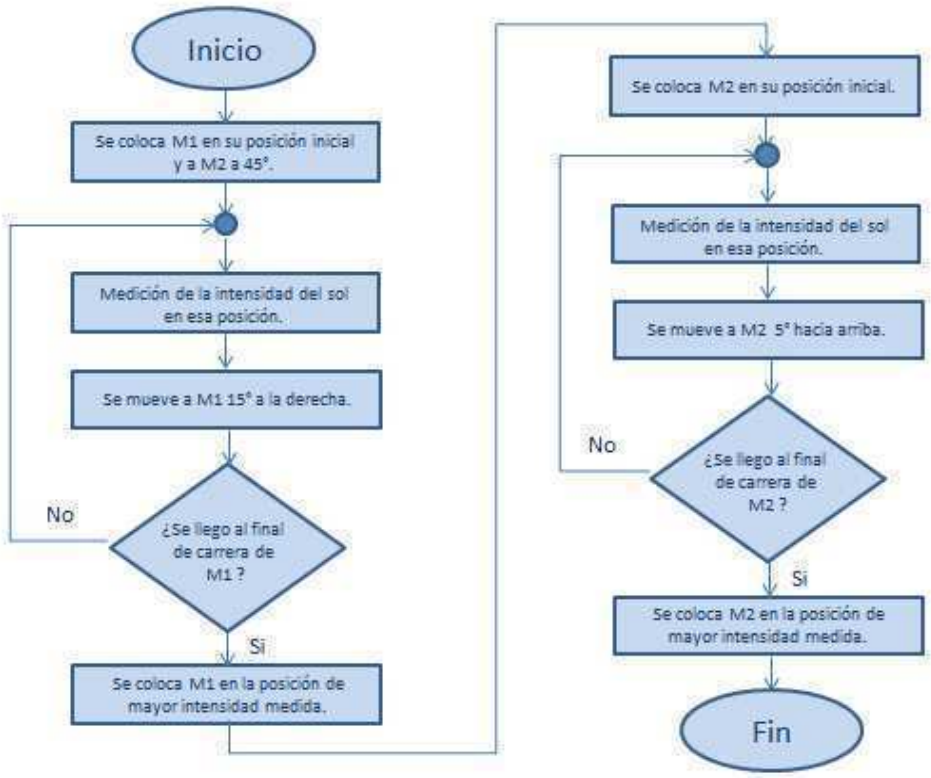


Figura 5 *Posición Inicial con M1 y M2*

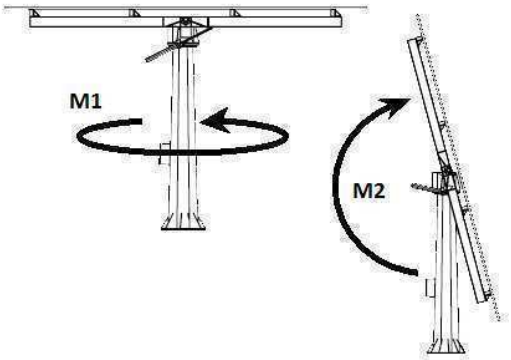


Figura 6 *Ángulos M1 y M2*

2.2.3. Movimiento de motores.

Inicialmente calcula la diferencia y el valor absoluto de las tensiones horizontales y verticales entregas por los LDR al microcontrolador como se muestreó en la Figura 3.
Si estas diferencias son menores a una tolerancia fijada, que indica un cierto nivel a partir del cual es significativo el movimiento de motores para seguir la trayectoria del sol o no lo es, se decide mover los motores o bien dejarlos en la posición en la que estaban.
Si la tensión V1 es mayor que la tensión V2, quiere decir que el ángulo de incidencia del sol sobre el LDR1 es mejor que el ángulo de incidencia en el LDR2. Por ello se mueve el motor M1 (cambio de

M1 de Figura 6) un ángulo pequeño hacia el lado de LDR1, en caso contrario se mueve hacia el lado en el que esta ubicado el LDR2.
Algo semejante ocurre con el movimiento azimutal, en el que se mueve M2 hacia arriba o hacia abajo. Durante la noche no hay energía por absorber, razón por la cual paradójicamente se manda a "dormir" al microcontrolador, es decir, se pone en un modo de consumo mínimo en el que dejan de operar los motores y de medir la placa madre. Luego se lo despierta cada cierto tiempo, medido por el reloj de tiempo real que queda encendido gracias a una pila que se le anexa, para que mida si la intensidad de luz existente es suficiente como para empezar nuevamente su recorrido diario. Cuando está amaneciendo, el sistema dirige los motores a la posición inicial a la que comenzó el día anterior y realiza un mínimo rastreo en una zona pequeña en torno a esta posición inicial para encontrar la óptima nuevamente.

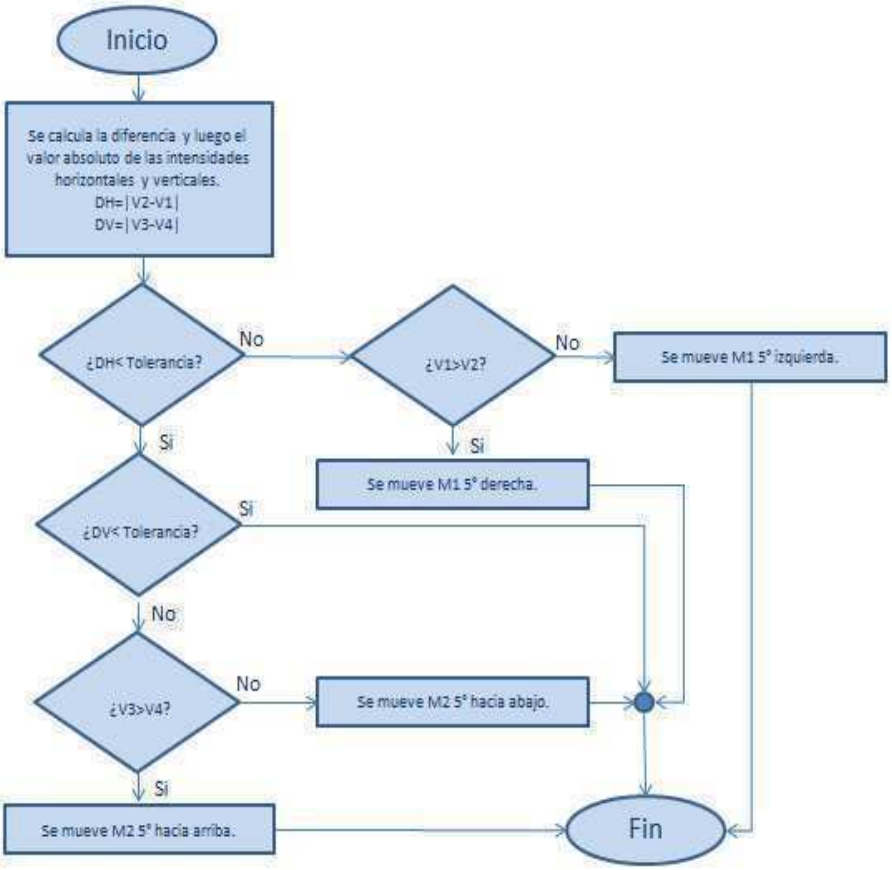


Figura 7 *Movimiento de M1 y M2 a partir de posición inicial*

El conector USART que posee la placa madre sirve para poder comunicarse con un software (interfaz gráfica de usuario desarrollada en MATLAB) que se ejecuta en una computadora con el fin de poder relevar los datos medidos por el microcontrolador. Esta interfaz esta hecha de forma que la comprensión del usuario sea rápida e intuitiva, de todas formas posee una ayuda para el usuario en la que se puede consultar cualquier cuestión del funcionamiento de la interfaz. La cara de dicha interfaz es la siguiente:

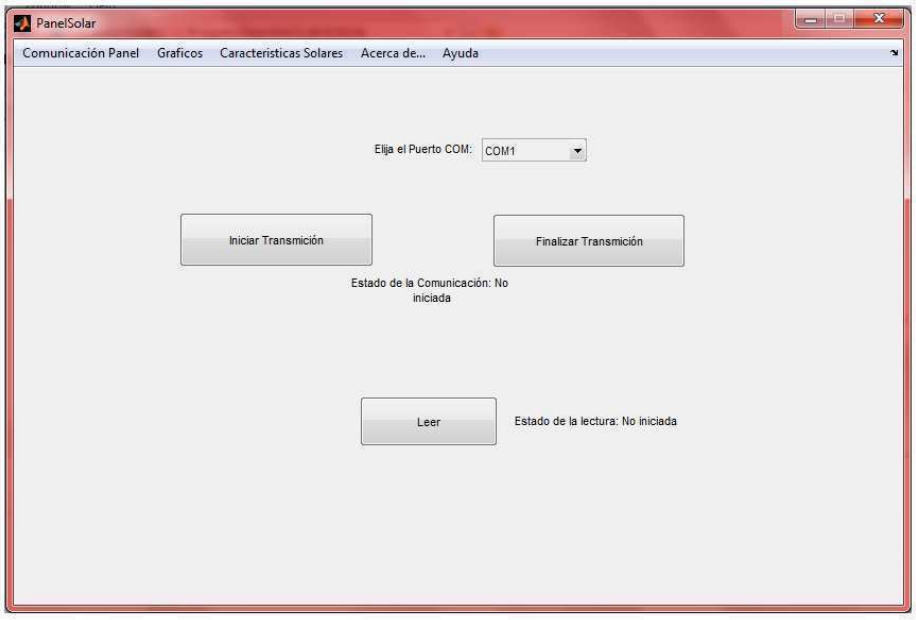


Figura 8 *Pantalla inicial de interfaz gráfica.*

El programa permite obtener las gráficas de potencia vs tiempo y una gráfica acumulada de la misma. También, si se lo desea, se pueden exportar las tablas de datos aportadas por el microcontrolador a un archivo de Excel para hacer algún otro tipo de tratamiento de la información.

3. ENSAYOS DEL SOFTWARE Y HARDWRE DESARROLLADO.

Se realizaron varios ensayos parciales de cada bloque del sistema por separado y un ensayo del sistema total con el fin de ir comprobando el buen funcionamiento de cada etapa del proceso y del proceso general. Los ensayos parciales son

- **1. Prueba de la placa de potencia que alimenta los motores:** El ensayo consiste en verificar que la tensión entregada por la placa para distintas cargas conectadas a ella mantuviera cierta variabilidad aceptable. Se utiliza a la entrada una batería de 12V con un voltímetro conectado entre sus bornes para medir la tensión real que entrega y a la salida se conecta un voltímetro, un amperímetro y un osciloscopio.
- **2. Prueba de movimiento de motores en la maqueta:** El ensayo consiste en verificar que el torque que proveen los motores es suficiente para mover el modelo y mantenerla en posición frente a perturbaciones que podría tener que afrontar en el exterior.
- **3. Prueba de los sensores de luz LDR:** El ensayo consiste en construir una tabla de resistencia vs lux para corroborar una amplia variación de resistencia frente a cambios de luz a la cual se expone el LDR.
- **4. Prueba de la etapa "movimiento de motores":** El ensayo consiste en la prueba del diagrama de flujo de la etapa que lleva este nombre, es decir, que los motores respondan como se espera frente a cambios de luz.
- **5. Prueba del sensado de tensión, corriente y potencia:** El ensayo consiste en colocar una fuente variable, medir la corriente y su tensión con la placa desarrollada y luego contrastar los resultados obtenidos con los medidos por un voltímetro y un amperímetro. Esto se realiza para varios valores de la tensión de entrada.
- **6. Prueba del almacenamiento de datos en la memoria:** El ensayo consiste en guardar en la memoria una serie de tramas en la memoria y verificar que al momento de intentar leer se lee efectivamente lo que se guardó.

- **7 .Prueba de comunicación con la PC:** El ensayo consiste en la verificación del buen funcionamiento de la comunicación enviando datos de un lado y ver que del otro lado llegue el dato correcto y viceversa.

Ensayo general del sistema: El ensayo consiste en poner en marcha el sistema completo por un cierto periodo de tiempo en días llevando un relevamiento intensivo de los datos e ir verificando que los componentes del sistema respondan como se esperaba. En Figura 9 se muestra el conjunto de panel, soporte y circuitos durante el ensayo general del sistema.



Figura 9 *Detalle del conjunto durante ensayo general*

3. CONCLUSIONES.

Realizados los ensayos se pudo apreciar un comportamiento satisfactorio de cada prueba parcial y del ensayo integral, para lo cual hubo que hacer mínimos ajustes.

La gran ventaja es que esta metodología permite realizar un sistema de control para funcionamiento autónomo o robotizado del sistema de seguimiento solar para paneles fotovoltaicos, con una programación muy amigable con el usuario no solo en el comando y supervisión sino también en la obtención de gráficos y curvas parciales y globales del abastecimiento de energía a la UPS.

Respecto del armado de los circuitos, la mayor dificultad que se tuvo fue disponer las partes para confeccionar el modelo ya que el mercado electrónico-eléctrico de piezas y componentes está muy restringido por las condiciones económicas del país. Las partes mecánicas de gran porte para sostén del panel FV se han realizado de fibrofácil para evitar peso.

En el caso del diseño, la mayor dificultad fue la de la placa madre la cual se realizó tres veces hasta conseguir una con una distribución óptima de componentes con pistas claras y sin interrupciones.

4. REFERENCIAS.

[1] Ross, M, Royer, J.; (1999). *Photovoltaics in Cold Climates.* James&James – Science Publisher. Reino Unido.

[2] EPEN, 1996; *Manual de instalación de Sistemas Fotovoltaicos para sitios aislados*, Ente Provincial ed Energía de la Provincia del Neuquén, COPADE.

[3] Labriola, Carlos V.M. ;(2010). *Energía Solar Fotovoltaica.* Texto de la asignatura de Energía Renovable y Medio Ambiente, Grupo Energía y Sustentabilidad, facultad de Ingeniería, Universidad Nacional del Comahue.

[4] Antony, F.; Dürchner, C.; Remmers, K.," *Fotovoltaica para profesionales"*. Trad. R. Hernandez, 1ª edición, 2005.

[5] www.download,micon.com/pdf/education/lessonplans/electro.

[6] Datasheetdel microcontrolador PIC18f4620.

[7] www.matpic.com, librerías PIC.

[8] Librerías MC18 Microchip, librerías de PIC serie 18.

Agradecimientos

Los docentes queremos destacar el esfuerzo desarrollado por los alumnos Celeste García, Nicolás Caseb y Andrea Ibáñez en la realización de este proyecto.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

MFI-MR, ROBOT AUTÓNOMO ESPECIAL DE 22 GRADOS DE LIBERTAD PARA TAREAS DE METROLOGÍA AUTÓNOMA EN PLANTA.

Bauer, Jorge[1], *Ferradás, Eugenio*[2], *Riepl, David*[3], *Laguyás, Hernán*[4],
[1] Universidad Tecnológica Nacional – Facultad Regional Buenos Aires, Argentina
Medrano 950 C.A.B.A.
Vienna University of Technology/ Interchangeable Manufacturing and Metrology, Vienna, Austria
jbauer@doc.frba.utn.edu.ar

[2]Universidad Tecnológica Nacional – Facultad Regional Buenos Aires, Argentina.
eugenio_011@hotmail.com
[3]Vienna University of Technology/ Interchangeable Manufacturing and Metrology, Vienna, Austria.
yodave@gmx.net
[4] Universidad Tecnológica Nacional – Facultad Regional Buenos Aires, Argentina.
herjlagu@gmail.com

RESUMEN

El robot MFI-MR [1] (Multifunction Intelligent-Measure Robot) es una unidad autónoma capaz de moverse por si misma trasladándose en un entorno fabril de una máquina de producción a otra, tomar una pieza de la línea, chequear las principales características constructivas y transferir los resultados de las medidas y su evaluación al sistema de aseguramiento de calidad. Está compuesto por un brazo robótico de seis grados y medio de libertad con cambio automático de pinzas-gripper, de forma de poder manipular las diversas piezas de producción generadas y los distintos instrumentos de metrológicos.

El desarrollo del MFI-MR bajo un enfoque MECA-Mecatrónico implica resolver en forma integrada los problemas de estructura, masa inercial, modificación de la altura para adaptarse a las situaciones de traslado, entre muchos otros [2]. También implica la utilización de servo-accionamientos con actuadores especiales, mediante mecanismos de innovación desarrollados específicamente para este proyecto (objeto de solicitudes de patente en Argentina y Europa).
La metodología utilizada en esta fase consiste en potenciar la interacción y el complemento de tecnologías CAE (Computer Aided Engineering/Ingeniería asistida por computadora), CAM (Computer Aided Manufacturing/Manufactura asistida por computadora,) y otras del tipo CAx, específicamente la simulación por computadora [3], de forma de obtener el diseño de las piezas y conjuntos en forma eficaz y más eficiente.
En el entorno virtual citado el robot en su conjunto se encuentra completamente funcional. Los servomecanismos especiales se encuentran en distintas etapas de prototipado o construcción.
El objetivo de este trabajo es presentar el desarrollo como un todo y en particular la experiencia concreta de la interacción dinámica en el uso de las tecnologías CAx, en especial en su complemento con la simulación computacional al realizar aplicaciones mecatrónicas.

Palabras Clave: mecatrónica - transdisciplinaridad - simulación - servomecanismos - CAx

1. INTRODUCCIÓN

El MFI-MR Robot está concebido como robot autónomo focalizado para tareas metrologicas y de aseguramiento de calidad, recolección de datos y evaluación de resultados en el marco de teleoperacion y tele-presencia en empresas del tipo Multifunction Integrated Factories, PyMEs de base tecnológica y/o áreas calientes (hot áreas). MFI-MRobot es un concepto de unidad autónoma, capaz de moverse en forma independiente de una maquina a otra máquina (o punto metrologico a próxima zona de inspección), tomar una pieza, chequear sus variables principales y transferir los resultados de la medición al sistema de QA (Quality Assurance).

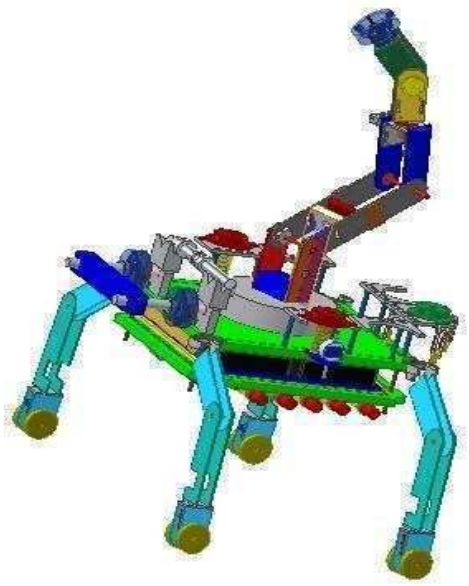


Figura 1 *MFI-MR dibujado en entorno CAM paramétrico.*

El tiempo necesario para tarea metrológica sobre las distintas variables de control en la pieza fabricada, en términos normales es significativamente menor que el tiempo para la mecanización. El concepto propuesto con el proyecto MFI-MR, es generar una herramienta robotizada para la aplicación de un control capaz de capturar la información relevante de varias máquinas, procesarlas e incorporarlas al sistema de aseguramiento de la calidad. Inclusive en técnicas CEP (control estadístico de proceso) el robot metrológico puede cubrir un número mucho mayor de puestos en un entorno de alta flexibilidad [4].

La unidad está compuesta de un brazo robótico de siete grados de libertad, cambiador automático de Gripper/Mano para usar en distintas áreas distintos instrumental metrologico o tomar diferente tipo de piezas. El brazo está montado en una plataforma especial, que permite el traslado de la unidad robótica completa de una maquina a otra (punto metrologico), ajusta automáticamente su altura base para acoplarse geométricamente al equipo a controlar, fija temporariamente su posición espacial relativa en forma directa a la maquina en la que se acopla [5] y realiza la tarea asignada en el marco del plan inspección-QA. El equipo MFI-MRobot estará provisto de inteligencia independiente para trabajar en forma autónoma [6], y vinculado vía WI-FI (y otros sistemas inalámbricos) a Internet para permitir teleoperacion y telepresencia desde una geografía global [7][8]. Con este desarrollo se busca llevar a un nuevo nivel cualitativo la relación entre proveedor-cliente en la cadena de suministro, pudiendo hacer control de calidad volante 100% y transferencia de datos en tiempo real al destinatario final [9].

La idea central de la fuerte integración de los diferentes grupos de trabajos en coordinación e investigación conjunta, es potenciar el desarrollo e incrementar la experiencia de los diferentes recursos humanos, aportando cada grupo sus mayores saberes específicos y permitiendo la capacitación de colegas de los otros grupos en temáticas de fuerte complementación. El concepto

tecnológico global del MFI-MRobot y la articulación de la red interuniversitaria de grupos de investigadores trabajando en un proyecto transdisciplinario cuenta con el apoyo explicito del MinCyT + BMWF (ministerio de Ciencia y Tecnología Argentina + BundesMinisterium fuer Wissenschaft und Forschung Austria) .
Para el desarrollo completo del concepto MFI-MRoboter descripto, el mismo se dividió en áreas y en un esquema de cooperación trans-disciplinaria se asignaron las responsabilidades de ejecución a diferentes grupos de investigadores en función de su experiencia y antecedentes, buscándose que el desarrollo conjunto no solo potencie los resultados sinérgicos sino fundamentalmente haga crecer los recursos humanos de cada grupo de investigación especializado con una visión integradora de conjunto y un aprendizaje mas global.

2. EJECUCIÓN DEL CONCEPTO EN UN ENTORNO TRANSDISCIPLINARIO
Como robot especial el equipo MFI-MR posee 22 grados de libertad con articulaciones que permiten movimientos independientes individuales o coordinados. Cada accionamiento esta dotado de un servo mecanismo que en función de la lógica general y específica, desarrolla los movimientos asignados como parte del conjunto. En especial en la concepción general de MFI-MR se destacan dos sub-áreas, a saber "El brazo principal de manipuleo y metrología" y "La plataforma de traslado con miembros inferiores especiales"

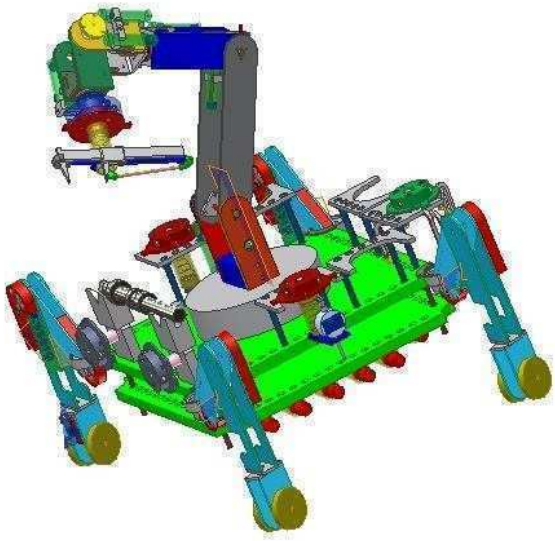


Figura 2 *MFI-MR : Robot Inteligente Multifunción - detalle*

Los servo-accionamientos en el brazo principal y miembros inferiores concentraran la mayor energía en la investigación-desarrollo. El mecanismo esta concebido como un reductor planetario, con capacidad de alcanzar relaciones de reducción muy altos en relación al volumen total del sistema. Además presentan la importante ventaja de permitir la entrada de movimiento desde una posición transversal al movimiento de salida. De esta manera se consume mucho menos espacio en el montaje, lo que lo hace útil para una gran variedad de implementaciones donde eso sea un requerimiento.
En ese sentido las partes están estructuradas en las siguientes sub-áreas de investigación-desarrollo:
a) Macro concepción como robot especifico para tareas metrológicas y de inspección-QA
b) Diseño y construcción mecánica "SERVO-ACCIONAMIENTOS" especiales
c) Unidad de control de servo accionamientos (grados de libertad) e inteligencia móvil
d) Unidad de Teleoperación y Telepresencia móvil Vía internet
La responsabilidad específica asignada al presente grupo de investigación, se concentra en el sub-área "b" es decir en el "Diseño y construcción mecánica en especial los servo-accionamientos"

La investigación-desarrollo del sub-área “a” está concentrada en el grupo de investigación AuM-TU-Wien (director Dr.Numan Durakbasa) que ya realizó la concepción básica y llevará adelante las tareas futuras en estrecha colaboración con los otros grupos de la red.
La investigación-desarrollo del sub-área “c” esta concentrada en el grupo GIAR-FRBA-UTN (Grupo de Inteligencia Artificial y Robótica- director Ing. Claudio Verrastro) que se especializa y tiene la experiencia electrónica de controles especiales y realizara los desarrollos y adaptaciones para la problemática específica de MFI-MR.
La investigación-desarrollo del sub-área “d” esta concentrada en el grupo INAUT-UNSJ (Instituto de Automatización director Dr. Carreli) quienes concentran la mayor experiencia en teleoperación y telepresencia y realizara los desarrollos y adaptaciones para la problemática específica de MFI-MR
En el encuadre descripto, el grupo de investigación y desarrollo del presente proyecto desarrollo, se concentrara en especial en los aspectos del diseño y construcción mecánica de los servo-accionamientos y componentes meca-mecatrónicos.
La investigación y el desarrollo de ingeniería de detalle trabajara en el análisis y perfeccionamiento de los servo-accionamientos en base al sistema "Reductor planetario - solicitud de patente IMPI Bauer Cohen" y el sistema "PushMePushYou - solicitud de patente TU-Wien Durakbasa+Osanna+Bauer Austria"

3. LA IMPORTANCIA DE CAx

El uso de las tecnologías CAx contribuye a reducir los tiempos de ciclo de desarrollo, al posibilitar la corrección temprana de numerosos desvíos y errores, así como la introducción de mejoras al diseño en etapas previas a la construcción de un prototipo. De este modo se obtienen significativas reducciones en los costos y el aumento en la calidad del desarrollo.
El trabajo desarrollado como ingeniería concurrente, permite que distintas etapas del diseño puedan hacerse en paralelo unas con otras e interactuando, de tal modo que se crea un proceso iterativo de mejora integrado como un todo. Este concepto se potencia con el uso de las tecnologías CAx por su fácil escalabilidad, facilitando y dinamizando la comunicación inter-etapa en desarrollos de cualquier magnitud.
Por medio del trabajo en CAD del conjunto reductor especial, se llegó al diseño de cada uno de sus partes componentes. Esta aplicación es de características paramétricas, lo cual permite una mayor flexibilidad a la hora de introducir cambios, con respecto a las primeras herramientas de CAD que se han desarrollado.
Antes de relevar el material producido con un software de CAM y generar los programas CNC correspondientes para el mecanizado, se introdujo todo el avance en un entorno de simulación. De esta manera y con las simplificaciones correspondientes se hizo la corrección y verificación de estrategias de movimiento y de validez de mecanismos.

4. EL TRABAJO DE DISEÑO EN SOFTWARE ROBÓTICO (MODELADO FÍSICO Y CONTROL)

Se utilizó un software de simulación robótica, el cual permite construir prototipos y ambientes virtuales, que respetan las leyes de la física (fuerzas gravitacionales, choques) posibilitando incorporar una variedad de actuadores como motores, servomotores, pistones, etc. , sensores como ser de distancia, fuerza, torque, posición. El acceso a los mencionados dispositivos se logra por medio de su interface incorporada que los comunica al software de control que puede realizarse en distintos lenguajes de programación.

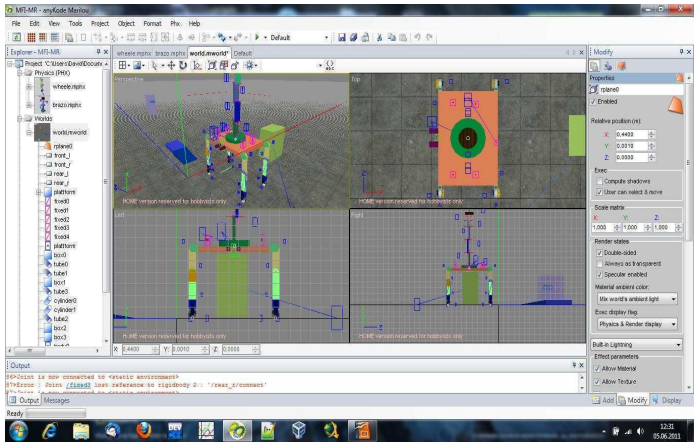


Fig. 3 *Entorno de trabajo del software para simulación robótica AnyKode Marilou*

El trabajo en este entorno ha tenido como propósito, el crear especificaciones mecánicas, eléctricas e informáticas además de crear estrategias de movimiento, sin perder de vista que todo modelo es limitado y una simplificación de la realidad, por lo tanto sus resultados deben ser validados, realizando ensayos del comportamiento real de cada componente.
De esta manera, los resultados obtenidos ingresan e interactúan con la fase CAD/CAM.

5. RESULTADOS Y CONCLUSIÓN

Los diseños específicos integrados en la red interuniversitaria y sus especialistas particulares son mucho más que los saberes e investigaciones particulares, ya que no solo se complementan sino también se retroalimentan dinámicamente. En el desarrollo se aplican todas las tecnologías propias de sistemas MFIF como son las tecnologías CAx y entornos de simulación – emulación para definir comportamientos, fuerzas, resistencias, potencias de las partes como así también reglas de control embebidas en los distintos módulos del sistema computarizado distribuido. Sub-Sistema informático CAE (Computer Aided Engineering) incluye un poderoso simulador tridimensional que retroalimenta la ingeniería producida en todo los sub-equipos.
La implementación de una herramienta robótica de estas características, permite en primera instancia la mejora conceptual sobre los tiempos de trabajo de metrología, y su impacto positivo en el aspecto económico. Lo que permitió su desarrollo bajo el paradigma de ingeniería concurrente fue la realización de tareas de forma mucho mas dinámica, teniendo en cada momento muy en claro el objetivo a alcanzar. Particularmente dentro del ámbito académico, gracias al cual se involucraron estudiantes se generó una experiencia mucho mas enriquecedora por su característica transdisciplinaria además de contribuir a la formación no solo en aspectos técnicos, sino en interacción entre pares.
La introducción de un sistema de simulación robótica como etapa anterior al mecanizado abrió grandes discusiones frente a las concepciones originales sobre las estrategias de movimiento y métodos de trabajo del robot. Esta herramienta permitió una investigación más experimental y de alguna forma relajada sobre cosas que, de haber sido concebidas en entornos tradicionales como CAD3D, habrían requerido de tiempos de desarrollo, prueba y validación mucho más largos.
La experiencia muestra que los paradigmas culturales se transforman hoy en día en forma más lenta que las potencialidades que ofrece la técnica actual. Los propios grupos de diseñadores-investigadores que intervienen cooperativamente en el diseño deben romper no solo paradigmas tecnológicos prexistentes en su quehacer como ingenieros, sino también comprender y modificar la formación cultural y modelos establecidos de cooperación, desarrollo lineal en fases sucesivas pasando a programación de actividades en un concepto de ingeniería concurrente.

6. REFERENCIAS

[1] Durakbasa Numan, Bauer Jorge, Ferradás Eugenio, (2008) Robot Autónomo Especial MFI-MR, en el Marco de Sistemas Globales de Gestión de la Calidad y Entornos de de Colaboración entre Pequeñas y Medianas Empresas Jornadas de Informática Industrial JII-JAIO 2011.

[2] Smith, Russell. (2000-2012). *Open Dynamic Engine*. www.ode.org

[3] Ricatti, Laurent. (2010-2012). *Anykode Marilou*. www.anykode.com

[4] Durakbasa, N.M., Osanna, P.H.,(2002), The Role of Co-ordinate Metrology in the Hierarchical Structure of Metrology and the System for Measurement Instruments Confirmation. Proceedings: 5th International Scientific Conference Coordinate Measuring Machines, Bielsko-Biala, PL, ISSN 0867-3128, 55/62

[5] Leandro Di Matteo, Ramiro Verrastro, Rodolfo Cignoli, Ignacio Bertacchini, Alexis Peppe Pardini ,(2010) ,3D Mapping - Mapeo tridimensional de la topología del entorno mediante sistema de visión artificial estereoscópica. SIAR

[6] Carimatto A. J., Verrastro C., Gómez J.C. ,(2009), "Mapeo y navegación por nodos de potencial para robótica móvil"; XIII Reunión de Trabajo en Procesamiento de la Información y Control , Rosario, Argentina

[7] Fu, S., Raja, J.: Internet Slawiński, E., Mut V.,(2007), "Control for Teleoperation of Mobile Robots". Proceeding of the 3rd International Conference on Integrated Modeling and Analysis in Applied Control and Automation, IMAACA 2007, vol. 1, pp. 17-22, ISBN: 978-2-9520712-7-7

[8] Bauer J.M., (2008),"La Telepresencia, el Teletrabajo en el Marco de Sistemas CIM (Computer integrated Manufacturing)" , Congreso INST- Viena, KCTOS Knowledge, Creativity and Transformations of Societies, ISBN: 978-3-9501947

[9] Durakbasa M.N, Bauer J.M., Mut V., Osanna P.H. ,(2009),The Quality Management and Exchange of Knowledge and Innovation un Environments of Collaborating Small and Medium Sized Enterprises. REV 2009, 6th International Conference on remote Engineering and Virtual Instrumentation, Bridgeport USA

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

Fabricación de un Plotter de Tres Ejes para PCB con Materiales Reciclados

Apolo, Pablo, Orsi, Jorge

FRBB, GEMA, Universidad Tecnológica Nacional
11 de Abril 461, 8000, Bahía Blanca, Buenos Aires, Argentina. pabloapolo@yahoo.com.ar.

RESUMEN

Este artículo presenta el desarrollo paso a paso de la construcción de un dispositivo capaz de *plotear* y perforar PCB's (placas de circuito Impreso) controlado por computadora utilizando un método sistemático, económico y con la posibilidad de ser realizado con partes recicladas.

En la actualidad es posible encontrar muchos diseños de plotters para PCB disponibles en le WEB, que aunque dicen ser de simple implementación, cuentan con piezas que no son frecuentes. Otros métodos más económicos son posibles pero mucho menos sistemáticos y para aplicaciones de menor escala y exigencias: procesos fotoquímicos, el proceso de *toner transfer* (*Glossy Photo Paper*). Ciertamente, el único método profesional existente en la actualidad es el denominado **CNC** (control numérico por computadora) de plotters para PCB de características industriales [1] y [2]. Pero son de costos elevados y no se justifican para trabajos en una escala menor o laboratorios con bajos recursos.

Por este motivo, en éste artículo, se propone la construcción de un plotter para PCB económico pero con las siguientes características:

- Bajo costo: materiales de rezagos de impresoras, CPUs, fotocopiadoras, scanners, etc. Los chasis, mecanismos, motores, sensores, incluso algunos componentes electrónicos confiables hacen posible la disminución de costos.
- Se construye con herramientas de uso común en ajuste con sólo un ajuste en torno.
- Alta precisión, tanto en ploteo como perforación.
- Tres motores paso a paso realizan movimientos coordinados y precisos para posicionar la punta de corte-perforado (incluso marcador para la d*raw. component layer*).
- Una PC con una plataforma (conjunto hardware-sistema operativo) que le permita correr programas de CAD/CAM con Interfase y Puerto LPT. Esto permite usar cualquier programa de diseño (CAD) para el layout.

Palabras Claves: PCB**,** .plotter, CNC, CAD/CAM.

1. INTRODUCCIÓN

Durante el año 2011 a fin de cumplir con los requisitos que refieren a la Practica Profesional Supervisada, se desarrollaron en la Facultad Regional Bahía Blanca (GEMA), durante el período de la misma las actividades de diseño y construcción con el fin elaborar un dispositivo capaz de plotear o imprimir PCBs: *placas de circuito* Impreso (printed circuit board) controlado por computadora. Este dispositivo será utilizado por el departamento como herramienta de soporte para investigaciones.

Existen diferentes métodos para obtener un PCB a partir de una placa virgen de cobre-sustrato. Los tradicionales mediante procesos fotoquímicos se vuelven poco apropiados con el aumento de complejidad en el PCB. Para un diseño sencillo, el proceso de toner transfer que por medio de una impresora láser y de papel especial (glossy photo paper) facilita la fijación del dibujo en el cobre y permite que los restos de papel sean removidos con agua para luego remover el contorno de las pistas con ácido; puede dar buenos resultados pero aún hacen falta herramientas mecánicas para su perforado.

Estos métodos son menos costosos que la manufactura industrial, la cual por no ser una actividad común (ya que la electrónica a niveles de gran consumo proviene de industrias que no están al alcance del usuario-diseñador aficionado) puede resultar antieconómica y con importantes demoras según la demanda. Con el avance tecnológico en la industria del mecanizado y las aplicaciones cada vez mayor del concepto CNC (Control Numérico por Computadora) comienzan a aparecer plotters para PCB de características industriales, estos tienen las ventajas propias del mencionado principio:

- Interpretan códigos de lenguaje de diseño por computadora y generan señales de control sobre los mecanismos para plotear el PCB.
- Un diseño puede ser reproducido indefinidamente con la misma precisión, siendo muy alta según las capacidades de la máquina.
- Las velocidades de fabricación son más elevadas que los métodos tradicionales, esto cobra mucha importancia en la industria del mecanizado.
- Este tipo de máquinas todavía tienen costos elevados que no se justifican para trabajos de diseño en una escala menor.

Es por eso que este desarrollo pone énfasis en:

- Las ventajas del uso del diseño por computadora y el poder de sistemas digitales como el microcontrolador y la electrónica de potencia para controlar máquinas o procesos.
- Ya que la compra de los mencionados plotters es de costo elevado, se propondrá un diseño de muy bajo costo en materiales utilizando rezagos de impresoras, CPUs, fotocopiadoras, scanners, etc. Los chasis, mecanismos, motores, sensores, incluso algunos componentes electrónicos confiables hacen posible la disminución de costos.
- Por lo anterior cabe destacar que las herramientas y la confección del desarrollo a partir de la adaptación a las circunstancias es un mérito muy importante. En la actualidad por medio de la WEB se encuentran muchos diseños, aunque algunos dicen ser de fabricación casera pero con piezas que parecen no ser muy comunes, más bien de mecanizados, lo cual no es desmérito pero hay que dejar en claro que requiere trabajos especiales y probablemente costos especiales. Por esta misma razón en la confección no se sugiere más que un mínimo de dimensiones, dado que según los conjuntos de reciclado disponibles, las dimensiones tendrán una variación importante.

El dispositivo desarrollado cuenta con las siguientes características:

- Una base móvil en el plano horizontal (longitudinal y transversal) sobre la que se sujeta la placa de cobre-sustrato virgen a ser convertida en PCB.

- Un puente compuesto por un travesaño fijo y otro conjunto móvil. Tiene el propósito de subir y bajar un taladro-fresa para trabajar la placa. Este se compone a su vez de un sinfín que por medio de engranajes y un motor sube y baja, moviendo así al que se utilizará como taladro o fresa según la etapa de ploteo.

- Tres motores paso a paso (dos en la base móvil y uno en el puente) realizan movimientos coordinados y precisos para posicionar la punta de corte-perforado (incluso marcador para la draw component layer). El cuarto es un motor DC adaptado para funcionar como el mencionado taladro-fresa. Además cuenta con tres sensores de seguridad que en nuestro caso funcionan como home-switch (posición X,Y,Z=0).

- La electrónica de potencia y control esta compuesta por tres drivers o controladores sencillos pero confiables para los tres motores paso a paso y una salida a transistor para el motor DC también posee tres entradas pull-up para las señales de los home-switch. Un circuito de buffering asegura eléctricamente las señales de control de entrada/salida entre el LPT (puerto impresora o puerto paralelo) de la PC y la placa del controlador. La fuente de alimentación que genera cinco tensiones continuas diferentes, se compone de elementos de conversión AC-DC lineales y un transformador multi-devanado, todos ellos reciclados de otras fuentes.

- Una PC con una plataforma (conjunto hardware-sistema operativo) que le permita correr programas de CAD/CAM con Interfase y Puerto LPT. Esto permite que desde un programa de diseño (CAD) se obtengan archivos para que el programa de manufactura (CAM) procese dichos archivos y genere las señales por LPT que harán funcionar el plotter.

Este artículo se organiza de la siguiente manera: En la Sección 2 se detalla la construcción paso a paso del dispositivo así como las herramientas necesarias, en la Sección 3 se describen criterios básicos de selección de motores paso a paso, la Sección 4 presenta el esquema eléctrico del driver de control de los motores paso a paso, finalmente la Sección 5 describe los pasos necesarios para la construcción de un PCB en el plotter construido mientras que la Sección 6 presenta algunas conclusiones.

2. HARDWARE: CONSTRUCCION PASO A PASO DEL DISPOSITIVO

En ésta sección se describe paso a paso la construcción del plotter así como las herramientas necesarias.

2.1 ***Paso 1:*** Se realiza una selección de los componentes a utilizar, se utilizan como primer recurso los de impresoras y CPUs en buen estado (Figura 1), un dato muy importante para la selección es el grado de ensamble que se pueda aprovechar del reciclado. Siempre que sea posible obtener un conjunto ensamblado mayor, dará mejores resultados en funcionamiento y precisión. Debe hacerse un listado con los componentes (esto aplica a todas las etapas de ensamble) para determinar el próximo recurso a utilizar, es necesario para lograr esto tener un diseño preliminar.

2.2 ***Paso 2*****:** Este dispositivo parte desde el soporte compuesto por un gabinete de CPU industrial que le dará robusteza y estabilidad mecánica a la base móvil, además de la posibilidad de aprovechar perforados y ranuras para los accesorios (Figura 1).

2.3 *Paso 3*: A continuación se aprovechará al máximo los soportes, mecanismos, motores, sensores, etc., de dos impresoras de inyectores de tinta. La primera fija su chasis al gabinete (Figura 1) y utiliza los mecanismos de porta-cartucho, eje, correa, polea, motor, encoder y sensor para el desplazamiento longitudinal *X*.



Figura 1 *Compendio de los pasos necesarios para la terminación del plotter.*

2.4 *Paso 4*: Un segundo desarme de impresora, el cual cuenta con los mismos elementos se monta sobre el porta-cartucho de la primera, pero en cuadratura con la anterior de manera que la combinación del desplazamiento de ambos carros de cómo resultado un movimiento en dos ejes. Por lo tanto el deslizamiento del segundo carro provoca un movimiento transversal *Y*. Este último carro será el que soportará la placa del PCB a ser elaborada (Figura 1), lo hará por medio de una bandeja de dimensiones calculadas con la distancia media del recorrido (efectiva) de los carros, esto hace posible que la superficie de la bandeja pueda ser barrida totalmente por la herramienta.

Para una mayor estabilidad se utiliza un segundo apoyo en el otro extremo del chasis precisando un tercer eje y porta-cartucho (Figura 1).

Las consideraciones mas importantes de esta etapa son llegar a un resultado con mayor exactitud posible en la cuadratura de los ejes y de nivel 0 de la base móvil. Esto requiere un cuidado especial en el ensamble, una buena experiencia en ajuste mecánico es requisito, además de la ayuda de herramientas como mordazas, prensas, calibre, escuadra, nivel de mano, etc (Figura 1).

2.5 *Paso 5:* Para la elaboración del puente se requieren dos barras de aluminio de *5 mm* de espesor (reciclar si se dispone de material), *500 x 50 mm* y *250 x 25 mm* suficientemente firmes, livianas y maleables además de ser económicas. La barra mas ancha se sostiene fija a la base por medio de cuatro tornillos de *60 mm* (con suplementos adecuados se eleva sobre el gabinete), debe quedar en el centro del recorrido del eje transversal para que la bandeja que porta la placa pase por debajo completamente (Figura 1). Se inserta un rodamiento (tipo *z*) en el centro de la barra para que el eje

del taladro-fresa pase a través de la misma, las dos últimas acciones combinadas lograrán que el centro de la herramienta quede muy aproximado al centro del recorrido de la bandeja.

A continuación se insertan dos bujes lisos hacia los extremos (la separación será el largo de la barra angosta menos un borde apropiado) que permiten el movimiento vertical de dos ejes que se deslizan y atraviesan la barra, a su vez estos ejes se fijan en un extremo a la barra angosta para permitir que suba y baje en posición horizontal. Un tercer buje con una rosca interna especial se insertará entre el rodamiento y uno de los bujes, este será recorrido por el sinfín.

La posición del conjunto sinfín queda sujeta al espacio disponible entre el motor del taladro y el eje que recorre uno de los extremos. Tanto los dos ejes hacia los extremos como el taladro-fresa y el conjunto sinfín están fijos a la barra mas angosta y forman, en conjunto con la anterior, el puente móvil que sube y baja la herramienta. El mecanismo que lo mueve ha sido tomado de un conjunto motor-reducción-eje-rodillos para deslizar el papel en una pequeña impresora, se remplazan los rodillos por un tubo roscado de uso en artefactos de iluminación y ventiladores, de ser necesario se rebaja el eje al diámetro del tubo para insertarlo a presión.

El largo del sinfín será el necesario para desplazar el taladro todo el recorrido de su eje. Mientras el motor-reducción mueve el sin-fin, los dos ejes se deslizan junto al mismo y junto al eje del taladro; manteniéndose entre sí como un marco, también soportan la torsión del sinfín. A su vez el rodamiento fijado, sobre el cual gira el eje del taladro a medida que sube y baja, evita que los esfuerzos durante el ruteo muevan hacia los lados el taladro y deformen dicho marco. Dos resortes recorren los ejes, empujando el conjunto móvil y compensando el desequilibrio por el peso de los elementos, evitando que dicho marco se cruce. Como el peso no es el mismo en los dos extremos se prueban diferentes tensiones comprimiendo los resortes con suplementos sobre uno o los dos ejes (Figura 1).

3. CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE LOS MOTORES

A continuación se describen los criterios para le selección de motores, sensores, utilizados en el desarrollo. Se describirán brevemente cada uno y se dará información complementaria en la bibliografía.

3.1 El primer criterio, como se ha mencionado, es la importancia del mayor aprovechamiento posible del conjunto de desarme. Tanto en impresoras, scanners, fotocopiadoras, antiguas y nuevas lectoras de discos, *coolers* o ventiladores se encuentran los motores mas adecuados. Tratándose de el posicionamiento automático de herramientas en un punto, puede verse que una solución muy usada en dispositivos es el motor *paso a paso* (PAP), que a diferencia de los motores DC, su movimiento no es un giro continuo sino que como su nombre lo indica gira de a pasos, quiere decir que si se tiene un motor PAP de *48* pasos alimentándolo con una tensión especifica el rotor girará exactamente 7.5º, si se alimenta nuevamente con la tensión adecuada girará otros 7.5º y así sucesivamente. Esto sugiere un dispositivo apto para posicionar con mucha precisión su eje y aún permanecer quieto por su propio par o regresar a una posición previa, razón por la que es tan usado en los dispositivos mencionados y muchos otros en la industria. En el caso de la primer base móvil el motor que mueve el carro de impresora es un motor PAP unipolar NMB (*Minebea Motor Manufacturing Corporation*) **PM42L-048**. Las principales características se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1 *Características del motor paso a paso NMB PM42L-048*

Tipo de motor PAP	**Unipolar-Imán Permanente**
Número de pasos por vuelta/Angulo de paso	**48 pasos/7.5º**
Tensión de Operación	**Hasta 24V**
Resistencia de Bobinado por Fase	**60 Ω**
Temperatura de operación	**Hasta 50ºC**

3.2 Para el segundo carro se utiliza un motor PAP igual al primero, pero al tener la base de una impresora de distinto modelo este se adapta para remplazar al existente, esto hará mas fácil lograr la coordinación y la precisión esperada (Figura 1). Con el *driver* o accionamiento motor adecuado (el cual se describirá mas adelante) se logrará que los *48* pasos por vuelta se dupliquen, y mediante la conversión lineal a través del conjunto eje-engranaje-correa-carro, se obtendrá el siguiente desplazamiento lineal por paso:

$$Desp = \frac{\text{longitud de circunferencia calculada en exterior engranaje-correa}}{(\text{pasos por vuelta}) \cdot (\text{método} \, stepping [\text{one} = 1, \text{half} = 2, \mu \text{ step} = \text{n}])} \tag{1}$$

$$Desp = \frac{\pi \cdot 9mm}{(48 \text{ pasos} \cdot 2)} = \frac{0.295mm}{paso} (3.4 paso \, / \, mm) \tag{2}$$

3.3 El motor que mueve el puente antes descrito es un PAP unipolar similar a los anteriores pero un modelo más compacto, el **NMB PM35S-048.** Se calcula para este conjunto un desplazamiento lineal que estará determinado por la relación de engranajes y el paso de la rosca de la siguiente manera:

$$Desp = (\text{pasos por vuelta}) \cdot \text{relación de engranajes} \cdot \text{número de vueltas rosca por mm} \tag{3}$$

$$Desp = \frac{40 pasos}{Vuelta} \cdot 1 \times 5 \times 5 \cdot \frac{1.058 vueltas}{mm} \sim 1269 pasos \, / \, mm \tag{4}$$

3.4 El motor para el taladro-fresa debe ser de altas revoluciones (15000-35000), este no es usado en impresoras o scanners, tampoco cuentan con torque suficiente los motores de discos o coolers. La solución disponible bajo el criterio mencionado al principio es un motor DC de impresora más robusto y compacto pero de menos revoluciones: **Bühler Motor 1.13.078**, con las características citadas en la Tabla 2 (ver [11]).

Tabla 2 *Características del* **Bühler Motor 1.13.078**

Tension Nominal	**24V**
Corriente Nominal	**0.54A**
Potencia Nominal	**8.8W**
Velocidad Nominal	**4000RPM**
Torque Nominal	**0.21Nm**

3.5 Se realizó una adaptación para tener un mandril que permita intercambiar herramientas. Este presenta la ventaja de poder cambiar fácil y seguro las herramientas; pero a la vez la necesidad de un accesorio que puede no ser fácil de integrar, un buje centrado en el eje del motor y que a su vez tenga una rosca adecuada a la del mandril (muy particular). Se puede obtener en un taller service un eje de mini-torno averiado (costo mínimo o nulo) y cortar el eje a 25 mm aproximadamente de la cabeza, quedando solo la tarea de centrar en el eje del motor, primera vez que se recurrirá al torno de mecanizado, pero imprescindible para que la herramienta este bien centrada a la hora de girar en altas revoluciones (Figura1). En la bibliografía se encuentra el catalogo de los accesorios.

3.6 Se utilizan dos coolers de computadora que mantienen una buena circulación de aire dentro del gabinete y ayudan a disipar calor de la fuente de alimentación y del driver, el más pequeño realiza lo propio en el conjunto motor sinfín (Figura 1). Tensión de alimentación: 12V (dos coolers), Corriente: 0.12A y 0.08A

3.7 Por último se instalarán tres sensores para indicar con una señal lógica la posición X,Y,Z = 0 (Figura 1). Con esta referencia se calibrarán los contadores digitales del software y estos a su vez indican en todo momento la posición absoluta (o relativa) de la herramienta (ver [12]).

4. ELABORACION DEL DRIVER

4.1 Al seleccionar motores PAP se mencionó que si se le aplica una *tensión específica* girará un paso, para que continúe hasta girar un ángulo o cantidad de pasos deseados sus bobinas recibirán una secuencia o forma de pulsos de tensión que responde al método de *driving* o control motor. Esto se logra combinando técnicas de control mas accionamientos por medio de dispositivos de estado sólido (o electrónica de potencia). A continuación se exponen los criterios para la elección del circuito de control, además de la descripción e ilustraciones de la elaboración. Una descripción mas detallada de las técnicas y de los dispositivos particulares disponibles (que en la actualidad son innumerables) se puede consultar en [3], [4] y [14]. Se dará una descripción breve del modelo eléctrico del motor PAP como introducción en las técnicas de control. Se analizarán en particular los motores PAP de IMAN PERMANENTE, estos se clasifican en dos tipos con un modelo eléctrico particular: **UNIPOLAR y BIPOLAR** (Figura 2).

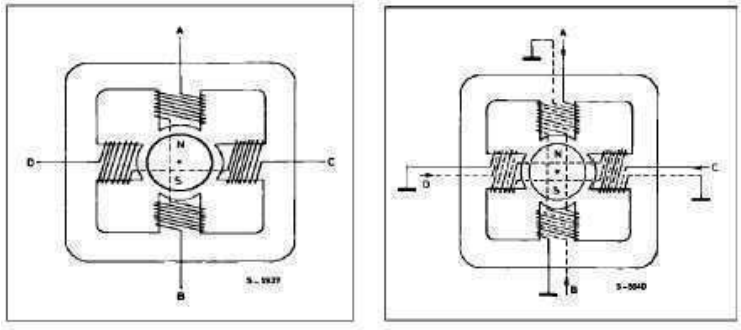


Figura 2 *Modelo eléctrico simplificado del motor PAP (a)Bipolar y (b)Unipolar*

BIPOLAR: un modelo simplificado representa el rotor, que es el imán permanente (con polos N-S), rodeado por un estator de dos bobinas (múltiples bobinas y caras polares en realidad para obtener múltiples pasos). Los extremos de estas bobinas se conocen como fases A,B,C,D y son los que se excitan en una secuencia adecuada para accionar el motor.

UNIPOLAR: su modelo es muy similar al anterior, la diferencia está en que las bobinas en el estator son bifilares (para invertir el flujo). Además de las cuatro fases se tienen puntos medios (punto común) entre cada bobina.

Un motor PAP se mueve un paso cuando la dirección del flujo de corriente en la bobina de campo cambia, invirtiendo el campo magnético de los polos del estator. La diferencia entre los motores unipolares y bipolares se encuentra en la forma en que esta inversión se logra. Para motores bipolares se requiere dos switches por cada bobina que alternen la polaridad uno con otro. Para motores unipolares un solo switch alternará la polaridad con la del punto medio (Figura 3). Se podrá concluir aquí que por un lado el driver para motor unipolar es más sencillo o con menos componentes que el bipolar. Por otro lado una ventaja constructiva del motor bipolar es que el factor de espacio para las bobinas es menor que el unipolar para un tamaño de motor dado (conductor de mayor diámetro, mayor torque motor, etc.).

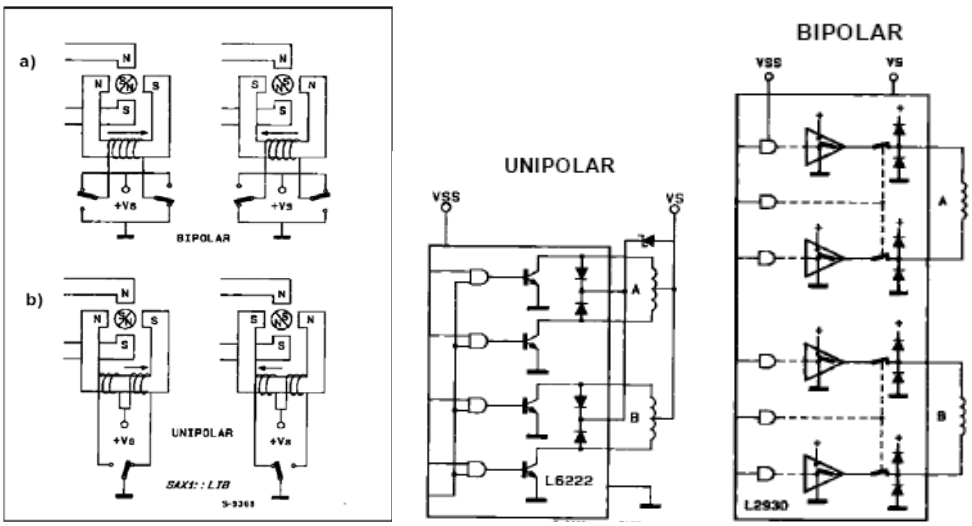


Figura 3 *Modelos de alimentación de motores Unipolares y Bipolares y sus diferentes accionamientos.*

Otros criterios como **limitación de la corriente, control de torque a diferente velocidad, la eficiencia, compensación por perdida de torque** pueden observarse en la bibliografía.

En su forma más simple un Driver entregará excitaciones con forma de pulsos desfasadas en cada bobina. Dependiendo de que fase este conduciendo el rotor girará en sentido horario o antihorario, a velocidad proporcional al pulso de un *clock* o Generador de pulsos. Para el Modo Paso Intermedio la forma de onda es una construcción un poco más compleja (ver [5], [6] y [7]).

El **controlador de motor paso a paso L297** está pensado principalmente para su uso con un **controlador puente L298N** que recibe las señales de control desde el sistema, por lo general un microprocesador, y ofrece todas las señales de control necesarias para la etapa de potencia. Por otra parte, incluye dos circuitos *chopper PWM* para limitar la corriente en los bobinados del motor.

4.2 Se mostrará a continuación el circuito que utilizan los Driver para los motores X-Y-Z, Para ser usado con motores unipolares las salidas a Fases B,C se intercambian y se conecta el común del motor a GND (para mayor información de los componentes ver [8], [9] y [10] y Figura 4).

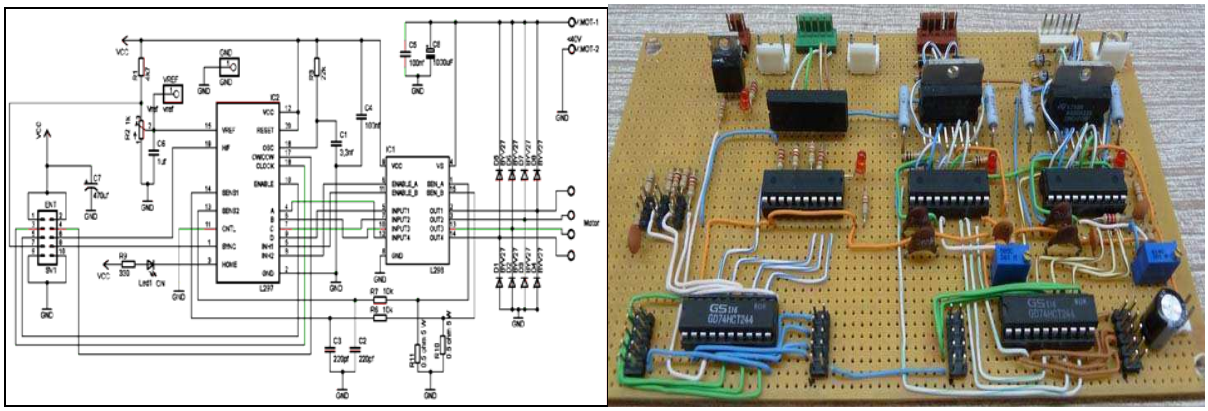


Figura 4 *Circuito Driver motor X-Y-Z*

4.3 Para los tres sensores *switch home* se adecuan las señales mediante circuitos RC y para proteger y asegurar el buen funcionamiento del controlador se colocan dos integrados **GD74HCT244 BUFFER/LINE DRIVERS** (ver [13]). Estos buffers adecuan las señales de entrada/salida al LPT protegiendo así la PC. También aseguran señales lógicas para el control de los motores (Figura5).

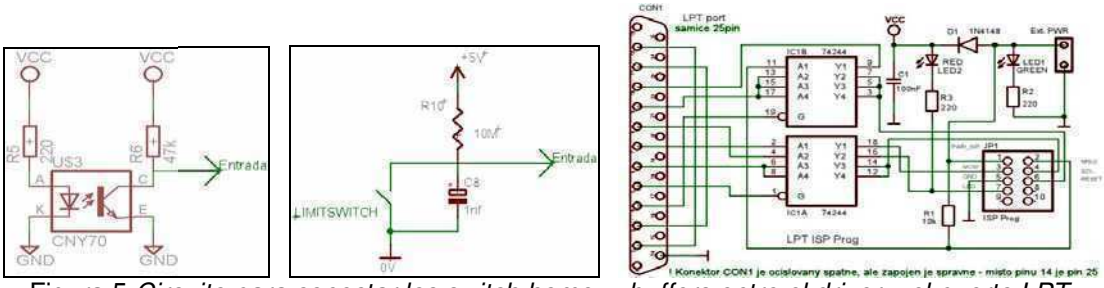


Figura 5 *Circuito para conectar los switch home y buffers entre el driver y el puerto LPT.*

4.4 Como fuente de alimentación del dispositivo se construye una **Fuente de Alimentación Lineal de Múltiples Salidas Reguladas**. Esta compuesta por un Transformador de dos salidas, 14V y 28V, dos Rectificadores y Filtros (uno para cada salida) y cinco Reguladores de Tensión que entregarán salidas de: 5V (alimentación de los integrados, todos compatibles con lógica TTL), 12V (alimentación de Fan Coolers), 18V (alimentación motores ejes X-Y-Z) y 24V (motor DC, Figura 6).

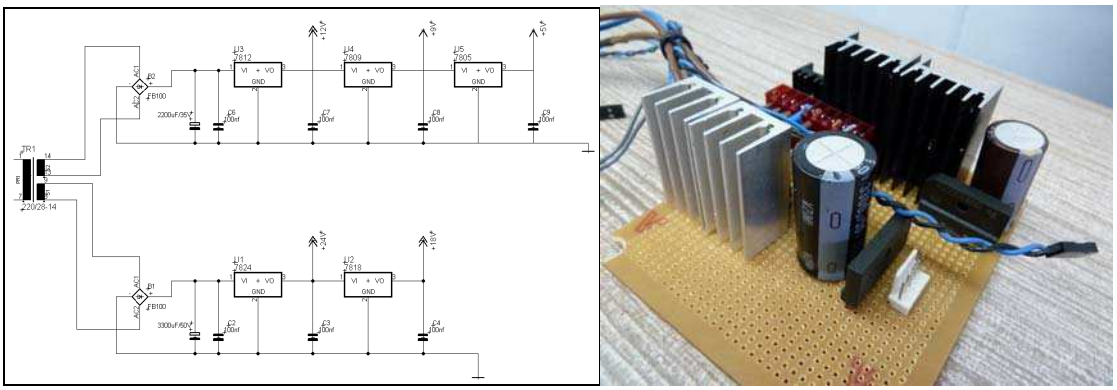


Figura 6 *Diseño de una Fuente Lineal Múltiples Salidas.*

5. SOFWARE UTILIZADO: KCAM4 CNC CONTROL SOFTWARE

5.1 En una máquina CNC, a diferencia de una máquina convencional o manual, una computadora controla la posición y velocidad de los motores que accionan los ejes de la máquina. Gracias a esto, puede hacer movimientos que no se pueden lograr manualmente como círculos, líneas diagonales y figuras complejas tridimensionales. Las máquinas CNC son capaces de mover la herramienta al mismo tiempo en los tres ejes para ejecutar trayectorias tridimensionales como las que se requieren para el maquinado de complejos moldes y troqueles. En una máquina CNC una computadora controla el movimiento de la mesa, el carro y el husillo. Una vez programada la máquina, ésta ejecuta todas las operaciones por sí sola, sin necesidad de que el operador esté manejándola.

5.2 KCAM4 CNC Control Software está diseñado para hacer que trabajar con CNC sea simple y agradable. Una amplia variedad de funciones están disponibles para realizar aquellas que normalmente sólo se encuentran en los paquetes de CNC más costosos. Las aplicaciones típicas de CNC para KCAM incluyen enrutamiento, señalización, fresado, fresado 3D, taladrado PCB y corte por plasma. KCAM está diseñado para leer los archivos creados por aplicaciones de diseño y generar señales de control hacia los equipos CNC conectados al puerto de impresora de su PC ([15] y [16]).

5.3 Cuatro pasos para comenzar a trabajar:

- Asignar un archivo para KCAM para almacenar sus parámetros personalizados.
- Ingresar los parámetros de ejes de la máquina en la ventana *Table Setup*.
- Ingresar la información de puerto de comunicación en la ventana de configuración del puerto.
- Determinación de los parámetros de sincronización utilizando la ventana *Sistem Timing*

Las ventanas de configuración mencionadas se observan en la Figura 7.

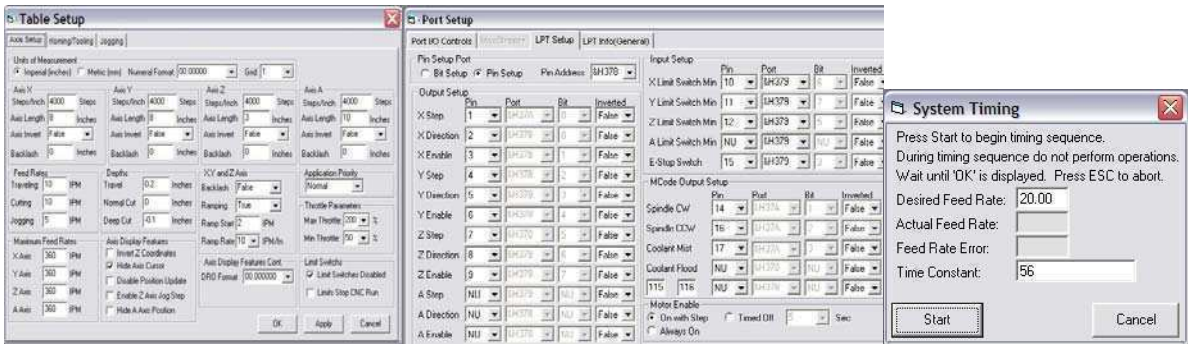


Figura 7 *Las ventanas de configuración para comenzar a trabajar.*

Una vez configurado el dispositivo, se accede a las ventanas de operador con las que se realizará la prueba de funcionamiento y calibración definitiva. En la Figura 8 pueden verse las ventanas más utilizadas y en la información de estos gráficos un proyecto que se obtuvo de un programa de diseño con el que se ejecutó un testeo preliminar sobre una placa en el dispositivo.

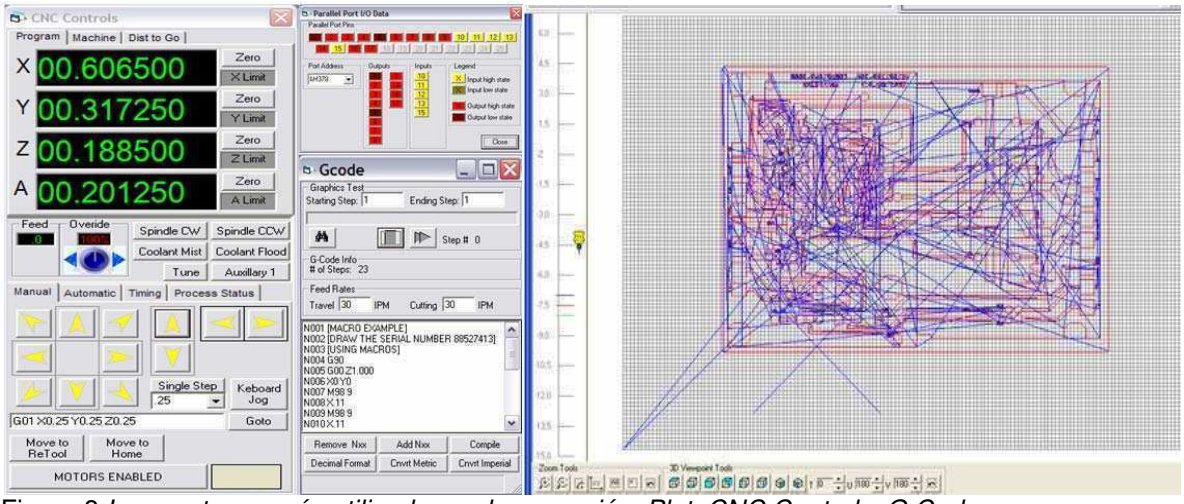


Figura 8 *Las ventanas más utilizadas en la operación: Plot, CNC Controls, G Code.*

6. CONCLUSIONES.

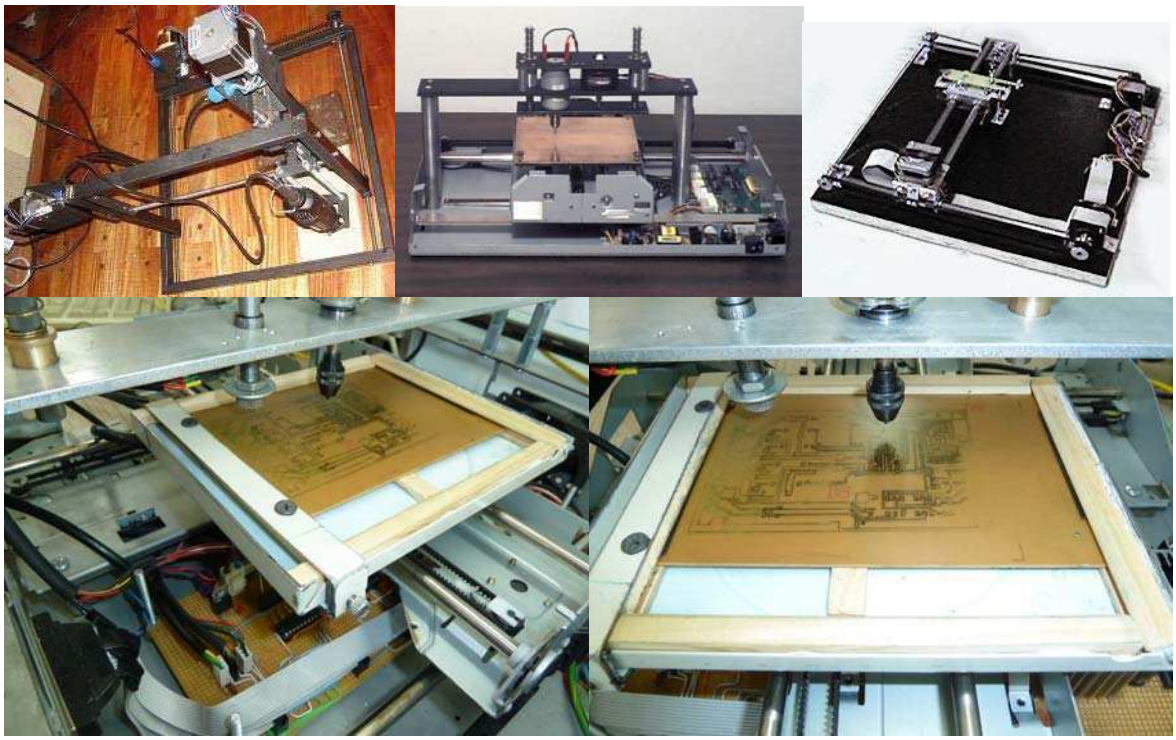
Al finalizar este proyecto en una primera etapa que contempla el ensamble y puesta en marcha de la máquina con las condiciones planteadas en la introducción se puede comprobar que con muy bajos costos y un buen desempeño para reciclar conjuntos de desarme se logró un dispositivo que responde al control de posicionamiento con una precisión de 0;295mm y en profundidad de 0;00078mm.

Esto requirió un trabajo que integra investigación y desempeño práctico en un conjunto de disciplinas que van desde el ajuste mecánico, conocimientos de maquinas-herramienta, electrotecnia,

electrónica y aún las técnicas de trabajo con CNC. Por otra parte aún queda por resolver un asunto importante en lo que respecta al routeo, ya que las insuficientes 4000RPM de la fresa no permitirían el avance sobre el cobre, siendo apto únicamente como taladro.

Otro de los aspectos importantes es el tipo de interfase que hará posible definir técnicas de control. En esta etapa de trabajo la interfase seleccionada es el conjunto de señales lógicas del puerto paralelo. Sin embargo se realizaron investigaciones previas con criterios que proponían además el uso del *Microcontrolador* como interfase, el cual amplía las herramientas de control sobremanera, esto puede observarse en la evolución de los dispositivos reciclados, como los diferentes modelos de impresoras, donde con cada nuevo modelo incorpora una placa cada vez mas pequeña, de menor consumo, mas veloz, y con más funciones. Se logró gracias a la evolución del controlador, su programa interno y el software propio de la PC. En este dispositivo una evolución similar permitiría integrar características como: mayor precisión por software utilizando la técnica de *microstepping* drive (fracciones de pasos para aumentar la precisión), entradas y salidas clock y PWM para convertir la señal de los encoders como contadores, comunicación serie más poderosa con las posibilidades de comunicar la PC a través del puerto USB (configurado en modo virtual o RS-232,etc).

Por último se hace una comparación con otros proyectos de mismas o similares características difundidos hoy mayormente a través de la Web. En general se caracteriza este dispositivo como compacto pero robusto para la función a desempeñar. Si la función como en muchos casos requiere una mesa de trabajo y una poderosa fresa para ruteo queda justificada la mesa, sinfines costosos y un torno de mano como componentes principales. Se mostrarán las imágenes de algunos de los numerosos desarrollos y uno de los dispositivos que ha sido de mayor influencia en aspecto mecánico, pero de dimensiones y alcance menores.



7. REFERENCIAS.

[1] DIE. (2010). "*MOTOR PASO A PASO: Apuntes Cátedra Accionamientos y Controles Eléctricos*". Facultad Regional Bahía Blanca. UTN. Buenos Aires, Argentina.

[2] MELCA. (2005). "*BIPOLAR SREPPER MOTOR DRIVER*". www.melca.com.ar

[3] Rob Paisley. (2011). "*UNIPOLAR STEPPERMOTOR DRIVER*". http://www.ucontrol.com.ar/wiki/index.php/Tutoriales.

[4] H. Sax. (1995). "*MOTOR DRIVING: application note* by". SGS-THOMSON Microelectronics. www.datasheetcatalog.com.

[5] SGS-THOMSON. (1995). "*THE L297 STEPPER MOTOR CONTROLLER: application note*". SGS-THOMSON Microelectronics. www.datasheetcatalog.com.

[6] ST Microelectronics. (2000). "*L298N DATASHEET*". www.datasheetcatalog.com.

[7] Microbot. "*L297-SLA7024: AVR-M103 Application Board*". www.datasheetcatalog.com.

[8] Vishay Semiconductor GmbH. "*BYV27 DATASHEET*". www.datasheetcatalog.com.

[9] Philips Semiconductors. "*BYV95 DATASHEET*". www.datasheetcatalog.com.

[10] Fairchild Semiconductor International. (2000). "*TIP 31, 32A, 42C DATASHEET".* Fairchild Semiconductor International*"*. www.datasheetcatalog.com.

[11] "*BÜEHLER MOTOR 1.13.078*". www.buehlermotor.com.

[12] "*FUNDAMENTOS Y APLICACIONES SOBRE SENSORES INFRARROJOS*". www.proyectoselectronics.blogspot.com.

[13] Philips Semiconductors. "*GD74HCT244 BUFFER/LINE DRIVERS".* www.datasheetcatalog.com.

[14] Minebea Motor Manufacturing Corporation. "*NMB SELECCIÓN DE MOTORES PASO A PASO, PM42L-048 DATASHEET, PM35S-048 DATASHEET*". www.eminibea.com.

[15] UPIICSA. (2009). "*INFORME INTRODUCCIÓN A CNC: Ingeniería Industrial*". www.monografias.com.

[16] Kelly Ware. (2009). "*MANUAL USUARIO KCAM4*". http://www.kellyware.com.

Agradecimientos

Los autores desean agradecer el apoyo del laboratorio GEMA, en la Facultad Regional Bahía Blanca, UTN y las oportunas discusiones técnicas con Ariel Benavidez.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA IMPRESORA 3D APLICANDO LA TÉCNICA DE PROTOTIPADO RÁPIDO MODELADO POR DEPOSICIÓN FUNDIDA

Torres, Edgar*, León, Jersson, Torres, Edwin

Facultad Duitama, Universidad Pedagógica y Tecnológica de Colombia.
Escuela de Ingeniería Electromecánica.
edgar.torres@uptc.edu.co
jersson.leon@uptc.edu.co
edwinetd@hotmail.com

RESUMEN.

Teniendo en cuenta que una de las múltiples áreas en desarrollo tecnológico corresponde al prototipado rápido que crea modelos tridimensionales como artículos terminados, se plantea el diseño y construcción de un sistema mecatrónico que integra diversas áreas de la ingeniería mecánica, electrónica, de control e informática, formando una sinergia que conduce a crear una máquina automatizada para responder a las necesidades técnicas y requerimientos de una impresora 3D que aplica la técnica de prototipado rápido modelado por deposición fundida, la cual fabricar una pieza diseñada en el ordenador a escala real por medio de extrusión de plástico por capas y el posicionamiento de una herramienta en tres dimensiones.

La metodología planteada contempla el proceso de diseño y construcción de la impresora, teniendo en cuenta las variables y técnicas necesarias para la respuesta de la máquina en lo concerniente al acabado superficial de la pieza, tiempo de impresión, paradas de emergencia, entre otras.

Las metas alcanzadas responden al diseño y construcción del sistema de posicionamiento tridimensional, un componente para la extrusión del material, la selección de sensores y actuadores y el diseño del sistema de control, satisfaciendo las características de movimiento determinado por la respuesta que entrega el software de modelamiento a través de la conversión del modelo CAD a código de estereolitografía (STL) y finalmente a código G, a partir del cual se responde a las coordenadas de posición y a las características de dosificación. El extrusor se diseña teniendo en cuenta las propiedades de un polímero termoplástico para fundirlo y depositarlo capa sobre capa en la impresión. El sistema es gobernado por una plataforma Arduino para la programación e integración de componentes. El prototipo construido ha permitido evaluar el cumplimiento de las especificaciones de diseño y determinar las características del posicionamiento tridimensional integrado con la herramienta de extrusión.

Palabras Claves: Control de posición, extrusión, impresión 3D, prototipado rápido, sistema de control.

1. INTRODUCCIÓN

Con el propósito de apropiar tecnología y asumir los retos de afrontar un mercado abierto donde el conocimiento, desarrollo e innovación se convierten en los pilares de competitividad y dado que la ingeniería debe buscar soluciones a necesidades del mejoramiento de la calidad de vida de los habitantes a partir del ofrecimiento de productos y servicios, se plantea y desarrolla este proyecto teniendo en cuenta que una de las múltiples áreas en desarrollo corresponde al prototipado rápido que crea modelos tridimensionales como prototipos o productos terminados.

Esta tecnología se basa en el uso de diferentes procesos como la estereolitografía, sinterización selectiva por láser, manufactura de objetos laminados, fotopolimerización por luz UV, Fusión láser y modelado por deposición fundida, entre otros.

La técnica de modelado por deposición fundida FDM, asumida para el desarrollo de este trabajo, representa una las principales técnicas para el prototipado rápido, tal y como lo muestran diferentes publicaciones[1-8], es el caso del estudio realizado por D.T. Pham y R.S. Gault(1998), y publicado en International Journal of Machine Tools & Manufacture [9], en el que se comparan diferentes tecnologías con respecto al costo y el acabado del modelo impreso, la eficiencia del volumen construido con respecto al volumen de la máquina, las emisiones y el trabajo de post-proceso, mostrando como resultado una favorabilidad en cuanto a costo, volumen de impresión, simplicidad y versatilidad.

Además de las razones anteriormente expuestas, el desarrollo del presente trabajo tiene en cuenta la facilidad de acceso a tecnologías locales, materia prima, y costo para construcción del sistema; también se tiene en cuenta que la construcción de un prototipo de esta naturaleza, permite evaluar la apropiación de tecnología, el desarrollo de este tipo de sistemas con tecnología local y la técnica de prototipado utilizada.

Así como el modelado sólido 3D facilita el diseño de formas complejas y su representación gráfica, el prototipado rápido permite la fácil materialización de una maqueta real o de un modelo funcional. Por otra parte, la incorporación del prototipado rápido, tecnología proveniente del sector industrial, en el proceso de enseñanza-aprendizaje, posibilita la transferencia de experiencias de la actividad industrial al aula, por lo que se constituye en una innovación educativa que además está en línea con el concepto actual de formación basada en competencias.

En cuanto a innovación y desarrollo de estas tecnologías, en el mundo se viene trabajando en temáticas como: la optimización de los sistemas a través del control avanzado para mejorar la precisión y terminado superficial, Caracterización y aplicación de nuevos materiales para las diferentes técnicas de PR, aumento en la velocidad de fabricación, aumento en los tamaños de los prototipos, disminución de costos, minimizar efectos de post-proceso, entre otros. El presente proyecto se enmarca dentro del diseño e implementación del sistema de posicionamiento tridimensional y la aplicación, de un algoritmo de control, utilizando herramientas de automatización, de posicionamiento mecánico, de informática y de electrónica.

En el artículo se describe el proceso seguido para el desarrollo del proyecto desde el diseño mecánico de posicionamiento, el diseño del extrusor, el diseño del sistema de control, la construcción y la evaluación del sistema.

2. MATERIALES Y MÉTODOS

En la técnica de prototipado rápido modelado por deposición fundida [10] se parte del modelamiento de la pieza a construir en un software CAD, la conversión de dicho modelo a lenguaje de máquina y el gobierno de una planta para que un filamento plástico se desenvuelva de un rollo y alimente una boquilla de extrusión. La boquilla se calienta para fundir el plástico hasta alcanzar el estado de transición vítreo y mediante un mecanismo de dosificación se controla el flujo del material fundido. La boquilla se monta sobre un sistema de posicionamiento tridimensional que ubica las coordenadas X, Y y Z determinadas por la discretización de la pieza y deposita un cordón o gota de plástico para formar cada capa del modelo.

El desarrollo del sistema tiene en cuenta el diseño del sistema mecánico, el diseño del extrusor, la selección de sensores y actuadores y el diseño del sistema de control.

2.1. Nomenclatura.

ΔP	Diferencial de posición entre puntos 1 y 2
P_2	Posición final del extrusor
P_1	Posición inicial del extrusor
N	Número de dientes del piñón para el eje
P_c	Paso de la correa (mm)
P_m	Número de pasos por vuelta del motor
n	Pasos del motor para el movimiento
N_z	Número de dientes de la corona
P_t	Paso de la rosca en varilla vertical (mm)
K	Coeficiente de conductividad térmica (W/m*K)
A	Área de recubrimiento del aislante (mm^2)
ΔT	Diferencia de temperatura ambiente y de fusión
e	Espesor del aislamiento (mm)
m	Masa de polímero a fundir (Kg)
c_p	Calor específico (KJ/Kg*K)
Td	Temperatura deseada para la fundición de material
Ta	Temperatura ambiente
ΔT	Diferencial de temperatura (K)
Q	Transferencia de calor requerida (J)
T	Tiempo de calentamiento de la maquina (s)
$\dot{m}$	Flujo másico(Kg/s)
Q*	Caudal (mm^3/s)
V_d	Velocidad lineal de extrusión (mm/s)
V_x	Velocidad lineal del eje x
V_y	Velocidad lineal del eje y
V_z	Velocidad lineal del eje z
ω_{mx}	Velocidad angular motor eje x
ω_{my}	Velocidad angular motor eje y
ω_{mz}	Velocidad angular motor eje z
r_{px}	Radio del piñon eje x
r_{py}	Radio del piñon eje y
Δl_d	Longitud de avance de material por paso del motor
$\dot{Q}$	Pérdidas de energía por transferencia de calor (W)

2.2 Diseño mecánico.

El diseño mecánico toma como base el uso de un sistema referencial cartesiano tridimensional, con movimiento en cada eje gobernado de forma independiente y teniendo en cuenta que el movimiento para la deposición se hace sobre el plano horizontal (x,y) y que el desplazamiento vertical (z) obedece al espesor de la capa del material depuesto.

El lenguaje de máquina se logra a partir de la conversión de un modelo CAD a formato de estereolitografía (STL) [11] y finalmente a código G, de donde se obtiene las coordenadas que permiten el desplazamiento del extrusor. En la Figura 1 se muestra un modelo con su correspondiente código G.

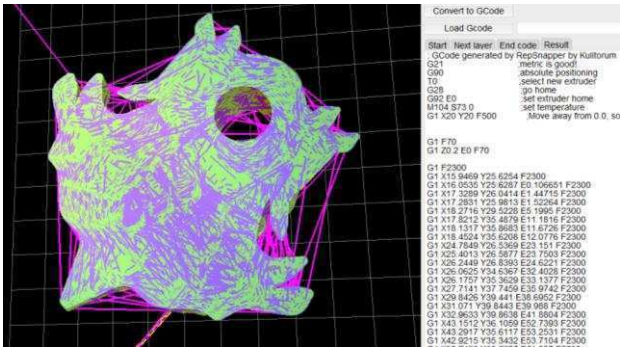


Figura 1 *Código G para el modelo mostrado*

El diseño del sistema de posicionamiento utiliza para su desplazamiento las coordenadas entregadas por el código G y el algoritmo de Bresenham [12] a partir del cual se garantiza el seguimiento de trayectorias y la minimización del error. Este algoritmo considera para el movimiento entre dos puntos del plano XY, una línea que va desde el punto inicial (x1, y1) hasta el punto (x2, y2), como se muestra en la Figura 2. Si $\Delta Px = x_2 - x_1$ y $\Delta Py = y_2 - y_1$, se define el eje conductor como el eje x si el $|\Delta Px| \geq |\Delta Py|$ o el eje y si $|\Delta Py| \geq |\Delta Px|$, el eje conductor es usado como el eje de control para el algoritmo y es el eje con máximo movimiento.

Para determinar el movimiento en el plano xy, se utilizan coordenadas absolutas, a partir de las cuales se define la posición inicial P1 y final P2 del extrusor, de donde

$$\Delta P = P_2 - P_1 \tag{1}$$

$$\Delta P = (x_2 - x_1, y_2 - y_1) \tag{2}$$

$$\Delta P_x = x_2 - x_1 \tag{3}$$

$$\Delta P_y = y_2 - y_1 \tag{4}$$

Dentro del lazo principal del algoritmo la coordenada correspondiente a la del eje de control, es incrementada en una unidad. La coordenada correspondiente al otro eje (usualmente conocido como eje pasivo) es únicamente incrementada según la necesidad. En la figura se muestra un ejemplo para un cambio de posición entre los puntos (5,1) y (1,6), de donde $|\Delta Px| = 4$ y $|\Delta Py| = 5$, entonces el eje conductor es el eje Y y el eje X se incrementa a medida que se avanza en su dirección.

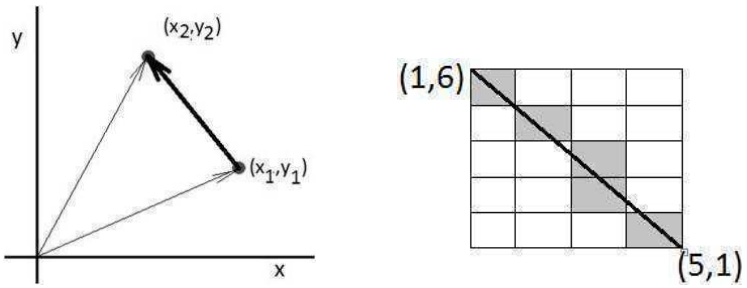


Figura 2 *Muestra de coordenadas seguidas por el código*

Como el código g entrega números reales entonces el procedimiento mostrado se modifica de acuerdo con el siguiente procedimiento:

Se calcula la pendiente m de la línea, la cual está dada por:

$$m = \frac{\Delta Y}{\Delta X} \tag{5}$$

Además se calcula el error inicial, dado por:

$$\epsilon = -[1 - y_1 - m(1 - x_1)] \tag{6}$$

Con estos resultados, se define el inicio del movimiento desde el punto conformado por los valores enteros de (x1, y1), y se procede como en el caso anterior; para corregir el error, se inicia avanzando una unidad en el eje de movimiento, se le suma la pendiente al error inicial y se establece si el nuevo valor es mayor que 0, si no es así se continua avanzando en el eje de movimiento y se vuelve a sumar la pendiente, hasta cuando dicha suma llegue a ser mayor que 0, en ese momento se incrementa una unidad en el otro eje y el error se disminuye en una unidad, volviendo a iniciar el proceso hasta encontrar el punto de llegada.

El movimiento en los ejes X y Y está descrito por ΔP_x y ΔP_y de acuerdo con el algoritmo anterior; en el eje Z el movimiento está definido de acuerdo al espesor de la capa de material depuesto. Además el desplazamiento en los ejes está controlado por motores paso a paso, el diseño de los mecanismos para los eses X y Y se muestra en la Figura 3.

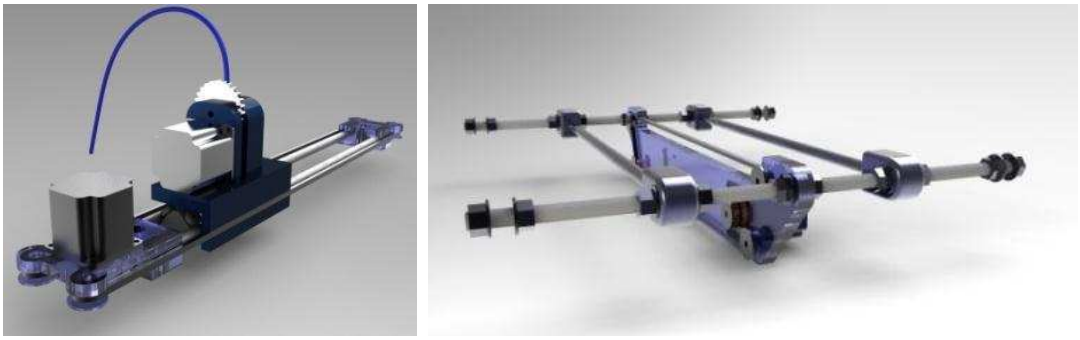


Figura 3. A la izquierda el a*ctuador para movimiento en el eje x* y a la derecha el a*ctuador para movimiento en el eje y.*

El desplazamiento y velocidad en cada uno de los ejes esta determinado por el número de pasos por vuelta del motor, a la relación de transmisión que está dada por el número de dientes del piñón y al paso de la correa. Como se demuestra en las siguientes ecuaciones, la velocidad angular del motor es función de la frecuencia de activación de las bobinas del mismo:

$$\Delta P_x = \frac{N_x P_c}{P_m} n_1 \tag{7}$$

$$v_x = \omega_{mx} r_{px} \tag{8}$$

$$\Delta P_y = \frac{N_y P_c}{P_m} n_2 \tag{9}$$

$$v_y = \omega_{my} r_{py} \tag{10}$$

Para el desplazamiento vertical, gobernado por el eje z, ΔP_z está determinado por la posición lineal de la coordenada del código G en z, que varía según las características del espesor de la capa fundida, la configuración se muestra en la Figura 4:

Eje Z

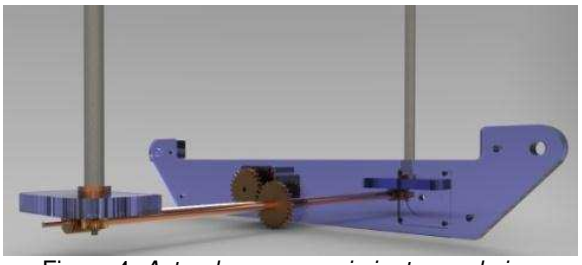


Figura 4. *Actuador para movimiento en el eje z*

El desplazamiento y velocidad de este eje está determinado por el número de pasos por vuelta del motor, la relación de transmisión que está dada por el número de dientes de la corona y el paso de la rosca de la varilla vertical, de la siguiente forma:

$$\Delta P_z = \frac{P_t}{P_m N_z} n_3 \tag{11}$$

$$v_z = \frac{1}{2\pi} \frac{\omega_{mz}}{N_z} P_t \tag{12}$$

2.3 Diseño del extrusor.

El extrusor es un componente que aprovecha las propiedades de un polímero termoplástico para fundirlo y depositarlo capa sobre capa de forma que se logre la impresión tridimensional; éste propósito se obtiene a través de transformaciones de energía eléctrica a térmica, con el fin de

llevar el polímero a las condiciones óptimas de trabajo, considerando variables [13] de velocidad y cantidad de material.

2.3.1 Material.

Existen diferentes materiales que pueden ser utilizados para la impresión, en este caso se ha elegido el Acrilonitrilo Butadieno Estireno-ABS, teniendo en cuenta sus propiedades físicas y térmicas, destacando su resistencia al impacto, algunas mostradas en la Tabla 1.

Tabla 1. *Características del polímero a utilizar.*

MATERIAL	DESCRIPCIÓN	DENSIDAD	TEMPERATURA DE FUSIÓN
ABS	Acrilonitrilo Butadieno Estireno	1,25 g/cm3	220 ℃

2.3.2 Diseño mecánico.

Es diseño del extrusor se hace teniendo en cuenta criterios de baja inercia, buena conductividad y aislamiento térmico, para esto se analizan materiales y geometrías, optando por la configuración mostrada en la Figura 5:

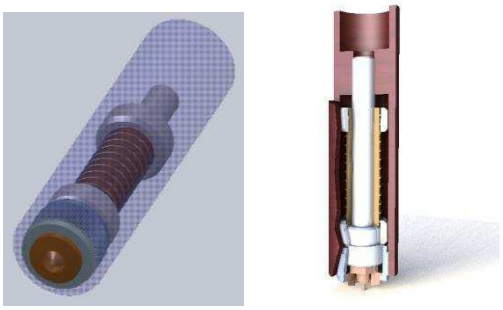


Figura 5 *Configuración mecánica del extrusor*

2.3.3 Diseño térmico.

Este diseño [14] determina las dimensiones del aislante térmico y la velocidad de deposición del material a inyectar, la Figura 6 muestra los principales componentes del extrusor, utilizados como base para el diseño.

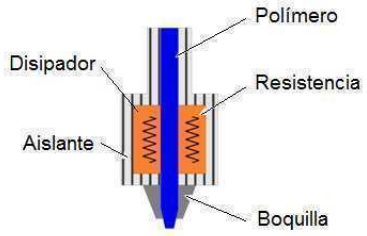


Figura 6 *Componentes del extrusor*

Seutiliza una fuente térmica de 30 W constituida por un alambre desnudo de ferroníquel enrollado sobre un tubo de aluminio y protegido por cinta especial aislante que soporta alrededor de 300℃ esto para aislamiento eléctrico; además, se implementa un aislamiento térmico de porcelana que recubre dicho alambre, finalmente se recubre el extrusor con un cilindro de baquelita que igualmente aísla y protege el conjunto. Las características de la porcelana se muestran en la Tabla 2.

Tabla 2. *Características de los materiales aislantes*

Material	Densidad (kg/m3)	Calor específico (J/(kg·K))	Conductividad térmica (W/(m·K))
Porcelana	2350	921	0,81
Baquelita	1270	900	0,233

El espesor del aislamiento se hace teniendo en cuenta la ecuación de Newton de transferencia de calor, y asumiendo, por criterios de diseño, unas pérdidas no mayores del 10% de la potencia entregada por la fuente térmica se tiene:

$$\dot{Q} = \frac{-KA\Delta T}{e} \tag{13}$$

De esta forma

$$e = \frac{-KA\Delta T}{\dot{Q}} \tag{14}$$

2.3.4 Cálculo de tiempo de puesta en marcha del extrusor.

Asumiendo unas pérdidas del orden del 10% en el calor entregado, se obtiene un flujo de calor de 27 W hacia los componentes de sistema extrusor, con lo cual se realizan los cálculos para determinar el tiempo en el cual el polímero estará en condiciones de uso, así como la velocidad de flujo de material.
La energía necesaria para llevar el disipador a la temperatura deseada, Td, asumiendo una temperatura del medio ambiente de Ta,

$$Q = mc_p\Delta T = mc_p(Td - Ta) \tag{15}$$

Teniendo en cuenta que la energía suministrada por el disipador $\dot{Q}$, el tiempo requerido para poner a punto del extrusor está dado por

$$t = \frac{Q}{\dot{Q}} \tag{16}$$

2.3.5 Cálculo de flujo de material.
Asumiendo que el sistema se encuentra en Estado estable y flujo estable, la ecuación de conservación de la masa está dada por:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m} \tag{17}$$

Y la ecuación de conservación de la energía, teniendo en cuenta que la potencia $\dot{W} = 0$ y despreciando las pérdidas de energía cinética y potencial, viene dada por

$$\dot{Q} = \dot{m}\Delta h \tag{18}$$

Además

$$\Delta h = c_p\Delta T \tag{19}$$

Siendo ΔT la diferencia entre las temperaturas entre el ambiente y la de fusión.

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta T \tag{20}$$

Entonces

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c_p\Delta T} \tag{21}$$

De las ecuaciones anteriores se obtiene un flujo másico el cual sirve para calcular el caudal Q*,

$$Q^* = \frac{\dot{m}}{\rho} \tag{22}$$

Teniendo en cuenta que para un flujo en régimen permanente

$$Q^* = v_d * a \tag{23}$$

La velocidad de flujo de deposición se encuentra a partir de

$$v_d = \frac{Q^*}{a} \tag{24}$$

2.3.6 Longitud de avance de material por paso del motor

La Figura 7 muestra el sistema mecánico de dosificación del ABS. La rueda dentada con radio r2 está montada sobre el eje del motor, y las ruedas 3 y 4 permiten la reducción de velocidad y la dosificación del material a la cámara de fundición del extrusor.

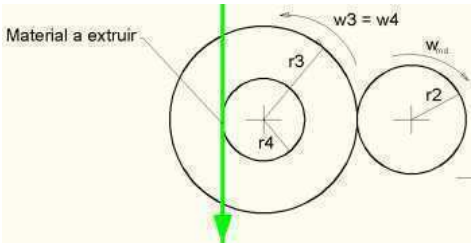


Figura 7 *Sistema mecánico de dosificación del ABS.*

Para esta condición se tiene una dosificación del material por paso del motor relacionado por:

$$\Delta l_d = \frac{\pi A}{25a}\frac{r_2 r_4}{r_3} \tag{25}$$

2.3.7 Velocidad de deposición por velocidad angular del motor del extrusor

Con referencia a la figura anterior, el análisis de velocidad de deposición está dada por, la cual es coherente con la mostrada en la Ecuación (24),

$$v_d = \frac{25}{\pi}\Delta l_d \omega_{md} \tag{26}$$

2.4. Sistema informático.

Por medio de este sistema la máquina interpreta la geometría de la pieza a fabricar, que en un principio es diseñada en un software CAD. Este tipo de software permite guardar el archivo en una extensión estándar de prototipado rápido .STL. Al convertir a este formato se genera una malla de pequeños triángulos sobre las superficies para definir la forma del objeto. Posteriormente el archivo .STL es cargado por un software "maestro" que controla el sistema. Éste software permite la conversión del archivo .STL a código G que ubica los nodos de cada triángulo en coordenadas absolutas, especial para la impresión en 3D, además configura diversas variables como el tiempo de inicio para puesta a punto, la temperatura del extrusor, distancia entre capas, acabado de la pieza, avance y retroceso de cada eje, el inicio y las paradas de emergencia; la Figura 8 muestra un diagrama de flujo de información.

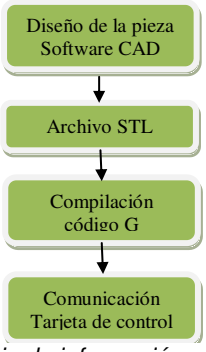


Figura 8 *Diagrama de flujo de información para el control del sistema.*

La interfaz de comunicación es serial y utiliza un conversor FTDI Basic de USB a RS232 que enlaza el PC y una tarjeta de control.

2.5. Selección de sensores y actuadores.

Los actuadores seleccionados son motores paso a paso HS 200 2221 de 200 pasos/vuelta, con un par motor de 75 N.cm, suficiente para vencer las pérdidas por rozamiento y la inercia del sistema. Los sensores implementados corresponden a las necesidades de control de posición y de temperatura del polímero; para la posición se utilizan sensores fin de curso óptico de barrera, quienes determinan el alcance del máximo en cada coordenada y la posición de referencia inicial. Como sensor de temperatura se utiliza una termocupla tipo K, con un rango entre -270 ℃ y 1370 ℃.

El sistema de control [15] que gobierna el sistema mecánico está basado en primer lugar en un sistema informático que a través de un software maestro envía información a un segundo sistema electrónico correspondiente a una tarjeta de control, este se encarga de interpretarla y enviar salidas a amplificadores de potencia para el control de los actuadores; finalmente los sensores hacen la debida retroalimentación a la tarjeta de control.

2.6. Sistema electrónico.

Gobernado por la plataforma Arduino que permite la creación de prototipos, está basada en software y hardware flexibles para la programación e integración de componentes; el sistema está dirigido por la tarjeta de control Arduino Sanguino, la cual posee como microcontrolador un ATMEGA 644P, ésta se encarga de la recepción de la señal enviada mediante la interfaz USB a RS232, para su posterior interpretación de código G y conversión en órdenes para las salidas digitales a los actuadores. La Figura 9 muestra un diagrama general del sistema de control.

Las señales generadas por la tarjeta de control son enviadas a tres tarjetas de potencia de cada uno de los motores paso a paso y a una tarjeta controladora del extrusor.

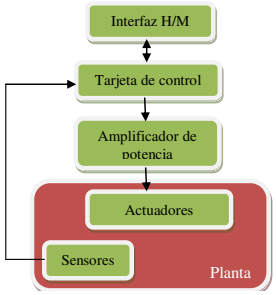


Figura 9 *Sistema de control para la planta*

El driver de cada motor está compuesto por el circuito integrado controlador de motor paso a paso L297, el cual recibe el flujo de información enviado por parte de la tarjeta de control; basado en tres señales, que definen la dirección, velocidad y habilitación de cada motor; para su posterior salida a cuatro transistores MOSFET IRF530 que se encargan de manejar la corriente necesaria para activar las bobinas del mismo. En la Figura 10 se muestra la construcción de la tarjeta de control y el diseño del uno de los amplificadores de potencia de los motores respectivamente.

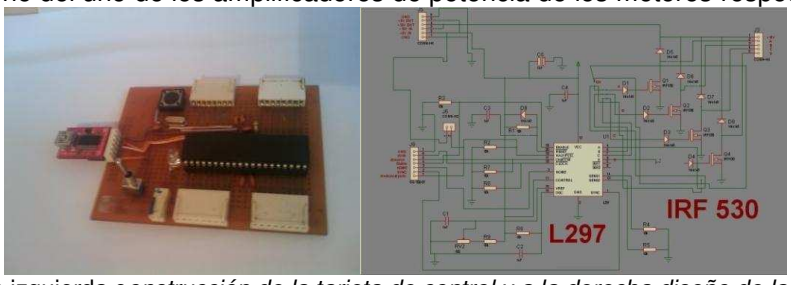


Figura 10 A la izquierda c*onstrucción de la tarjeta de control y a la derecha diseño de la etapa de potencia para un motor*

2.6.1 *Control de Temperatura de Extrusión.*

La tarjeta de control permite implementar una etapa de censado de temperatura de fusión del material, enviada por una termocupla tipo K ubicada en el extrusor, que posteriormente es acondicionada por el amplificador de instrumentación AD 595 el cual permite obtener una salida analógica de 10mv/℃ la cual es digitalizada y comparada por el programa con unos valores de referencia establecidos, con el propósito de obtener una señal de salida PWM, que irá a una etapa de potencia integrada por un MOSFET IRF Z44 N que se encarga de suministrar la energía necesaria al alambre de ferroníquel, para que éste otorgue el calor necesario para la fundición del material, la Figura 11 muestra el proceso de control de temperatura

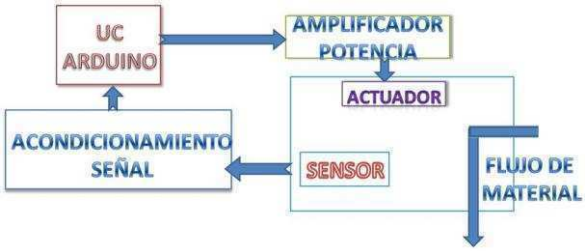


Figura 11 *Sistema de control de temperatura en la extrusión.*

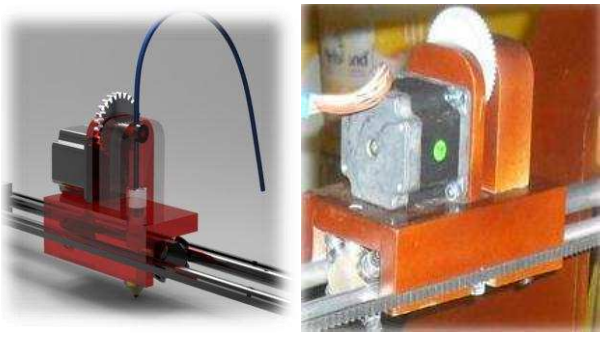
3. RESULTADOS Y DISCUSION

3.1. Construcción del extrusor

A partir de la fundamentación teórica se realizan los cálculos y se construye el extrusor con las siguientes características:

- Generado de energía térmica de 30 W.
- Espesor del aislamiento térmico 6 mm.
- Diámetro del cordón de polímero 3 mm.
- Diámetro de la boquilla 0.5 mm.

La Figura 12 muestra el diseño y la construcción del extrusor:



a. *b.*

Figura 12 *a. Diseño CAD del extrusor, b. Extrusor construido*

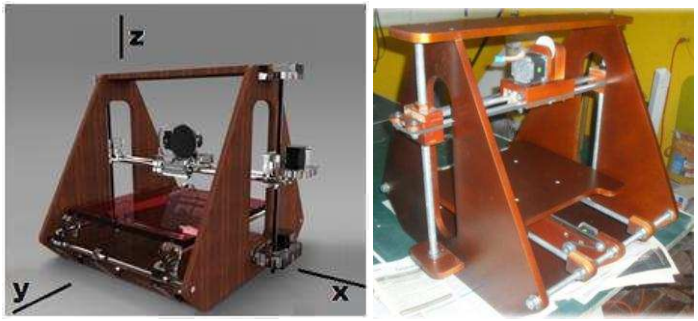
La velocidad máxima permitida para la deposición del material fundido se muestra en la Tabla 3.

Tabla 3. *Velocidad de suministro y deposición del polímero*

MATERIAL	FLUJO MÁSICO	VELOCIDAD LINEAL	VELOCIDAD ANGULAR DE LA RUEDA DOSIFICADORA DE POLÍMERO
ABS	3,4E-4 kg/s	1,97E-4 m/s	0,058 rad/s

3.2. Construcción del sistema mecánico

La Figura 13 muestra el sistema mecánico diseñado a partir de software CAD y el sistema construido según las especificaciones técnicas mostradas en la tabla 4.



a. *b.*

Figura 13 *a. Diseño CAD del sistema* *b. construcción de la impresora*

La Tabla 4 muestra las especificaciones técnicas del movimiento del extrusor en cada eje coordenado.

Tabla 4. *Especificaciones técnicas del movimiento del extrusor en cada eje*

DESCRIPCIÓN	ESPECIFICACIÓN TÉCNICA
Movimiento en el eje x	0.415 mm/paso
Movimiento en el eje y	0.400 mm/paso
Movimiento en el eje z	0.375 µm/paso

3.3 Capas de prueba impresa

En la Figura 14a se muestra una pieza modelada en Solid Edge ST3, la cual ha sido convertida en formato .STL y llevada a código G e interpretada por el software de control de la impresora; como resultado se han obtenido, como pruebas preliminares, dos capas de impresión hechas con tinta por el sistema construido las cuales se muestran en la Figura 14b, donde se aprecia la concordancia entre el modelo y el producto.

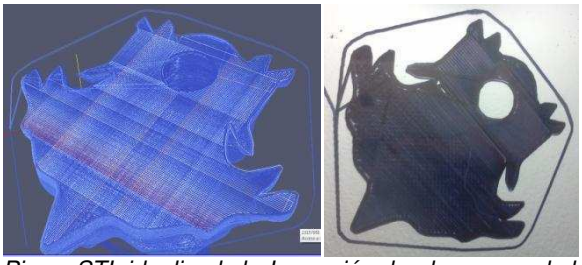


Figura. 14. *a. Pieza: STL idealizada b. Impresión de dos capas de la pieza prueba*

4. CONCLUSIONES

El diseño y fabricación de modelos tridimensionales por prototipado rápido entra a formar parte de procedimientos productivos, por lo que este proyecto da respuesta a los requerimientos en este campo a partir de apropiación y desarrollo de tecnología para atender a las necesidades del entorno regional.

Se han integrado diferentes áreas del conocimiento relacionadas con el concepto mecatrónico, permitiendo desarrollar una base conceptual, teórica y empírica de beneficio para la comunidad académica.

El diseño e implementación del sistema de posicionamiento corresponde a un mecanismo de tres grados de libertad, con una precisión de respuesta que se ajusta a los criterios de diseño definidos.

La estrategia definida para el control del sistema mecánico, considera una primera etapa en la que se hace retroalimentación para posicionamiento a través de sensores on/off; estableciendo una base para el desarrollo posterior de una estrategia de control avanzada, que contemple tanto el posicionamiento como la velocidad de avance por ejes y del sistema de inyección.
El sistema de control incluye, para la programación, software licenciado y software libre, cuya integración ha permitido la comunicación directa con la máquina partiendo del diseño CAD hasta la asignación directa de coordenadas para gobernar los motores de cada eje.

Finalmente, el diseño del prototipo y su implementación se convierte en un punto de partida para la construcción de un equipo de aplicación industrial que considere mejoras tanto del sistema mecánico como del sistema de control.

5. REFERENCIAS

[1] J. M Pearce. (2010). 3-D Printing of Open Source Appropriate Technologies for self-Directed Sustainable Development. Queen's University 60 Union St., Kingston, ,
[2] A. M. Juan G. (2007) .Manufactura por capas: prototipado rápido. Universidad Nacional de Colombia .sede Medellín.
[3] F.J. Carnevale. (2008). Rapid Prototyping. Instituto Balseiro, Universidad Nacional de Cuyo.
[4] J. A. ALONSO RODRIGUEZ. Sistemas de prototipado rápido. http://webs.uvigo.es/disenoindustrial/docs/protorapid.pdf
[5] M. Heynick, I. Stotz. (2006).3D CAD, CAM and Rapid Prototyping.LAPA Digital Technology Seminar Workshop 1: April 06, 07, & 08
[6] Ian Gibson. (2005).Rapid Prototyping: A Tool for Product Development. The University of Hong Kong. Computer-Aided Design & Applications, Vol. 2, No. 6, ,pp 785-793.
[7] M. Montero et al. (2001).Material Characterization of Fused Deposition Modeling (FDM) ABS by Designed Experiments. Society of Manufacturing Engineers. University of California, Berkeley.
[8] Vargas H. (2004).,Lisandro Estudio De La Calidad Superficial En El Prototipado Rápido, Proceso FDM. Universidad Nacional De Colombia, Bogotá.
[9] D.T. Pham*, R.S. Gault. (1998),A comparison of rapid prototyping technologies. International Journal of Machine Tools & Manufacture.Pág.1257–1287.
[10] M. P.Groover. (2007),Fundamentos de manufactura moderna. México. Ed McGraw Hill, Pp 307.
[11] V. Kumar, D. Dutta,(1997), “An assessment of data formats for layered manufacturing”, Advances in Engineering Software, Pp 151–164.
[12] Kenneth I. Joy. BRESHENHAM’S ALGORITHM(1999). Visualization and Graphics Research Group. Department of Computer Science. University of California.
[13] ZOU Guolin (Dalian University of Technology), et al. (2002), Analysis on Influence Factors of Extrusion Filament Process of FDM [J]; Manufacturing Technology & Machine Tool;
[14] Ramirez, Aaron Eduardo, (2010), Design, fabrication, and characterization of a low-cost flexural bearing based 3D printing tool head, Massachusetts Institute of Technology,.
[15] Daniel Spelmezan, Adalbert Schanowski, Jan Borchers, (2008), "Rapid prototyping for wearable computing," iswc, pp.109-110, 12th IEEE International Symposium on Wearable Computers,

AGRADECIMIENTOS

A la Ingeniera María Luisa Pinto y al Ingeniero Oliverio Duran y por su continua colaboración, comprensión y apoyo durante la realización del trabajo y compartir su conocimiento en temas concernientes en la investigación. De igual forma a los funcionarios de la Universidad Pedagógica y Tecnológica de Colombia que fueron involucrados en el proceso de la construcción de la impresora de prototipado rápido.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

Diseño conceptual de un prototipo mecánico para un sistema de visión artificial aplicado a la detección de defectos de dientes artificiales.

Franco, Esteban*, Baena, David[1], Múnera, Diana[2], Molina, Jason[3], Múnera, Natalia[4], Atencio, Pedro[5], Branch, John W[6], Restrepo, Alejandro[7]

Universidad Nacional de Colombia Sede Medellín, Facultad de Minas.
A.A. 3840, Medellín – Colombia.
**efrancos@unal.edu.co*
[1]dabaenag@unal.edu.co
[2]dmmuneram@unal.edu.co
[3]jjmc82@gmail.com
[4]nmunerao@gmail.com
[5]petriu16@gmail.com
[6]jwbranch@unal.edu.
[7]alejorestrepom@gmail.com

RESUMEN.
La inspección visual automática es un aspecto que adquiere cada día mayor interés en las industrias de manufactura con el objetivo de garantizar la calidad de cada uno de los productos, especialmente, en aplicaciones médicas, y sus aplicaciones en prótesis para uso humano. Este trabajo aborda el diseño conceptual y una aproximación de la construcción física de un mecanismo que permite obtener automáticamente imágenes de dientes artificiales, y a partir de ellas analizar características del objeto. El trabajo fue realizado en el software de diseño SolidWorks. En el campo de la inspección visual, en este caso en particular, se presentan frecuentemente diferentes problemas, tales como: iluminación y obtención de múltiples vistas del objeto, debido a ello se diseña un sistema articulado mecánico que permite obtener dos vistas de los dientes y además se reduce los brillos en la imagen a partir de una iluminación difusa con domos industriales. El trabajo se desarrolla mediante el seguimiento de la metodología propuesta por Pahl and Beitz, proceso que incluye el diseño conceptual como parte fundamental de la ingeniería de diseño. Finalmente, esta aproximación permite disminuir algunos problemas de la inspección visual automática de objetos amorfos a partir de los requerimientos del problema.

Palabras Claves: visión artificial, diseño conceptual, diseño mecánico, procesamiento de imágenes, inspección visual automática.

1. INTRODUCCIÓN

En las últimas décadas, las industrias manufactureras han realizado grandes esfuerzos por automatizar cada una de sus etapas productoras, con el objetivo de adquirir una mayor competitividad. Sin embargo, existen todavía procesos que presentan dificultades a la hora de realizar sobre ellos una automatización eficiente. De acuerdo a lo anterior, en la actualidad, no existe en el mercado un equipo que permita la inspección de piezas similares a los dientes artificiales de resina acrílica, pues las características tan particulares que presentan, tales como: tamaño, geometría, y propiedades ópticas, representan un problema muy complejo. En adición a estos inconvenientes, existe un error humano y subjetividad en el proceso de inspección actual, que justifican el desarrollo del proyecto.

2. PROCEDIMIENTO

En el diseño del sistema mecánico del prototipo, se tiene en cuenta los siguientes requerimientos para el funcionamiento adecuado del sistema de visión (Hornberg, Alexander, (2006)), tales como: mover de manera automática objetos cuya forma varía debido a las diferentes referencias morfológicas que produce la empresa en la línea de dientes de dos capas, inspeccionar mínimo dos caras del diente y obtener imágenes adecuadas (alta homogeneidad en la superficie del diente, alto contraste del defecto y ausencia de brillos en la imagen) a partir de una buena iluminación, para garantizar así una alta confiabilidad en la estética de los dientes artificiales de resina acrílica.
Es por esto, que el diseño físico del prototipo se divide en dos partes fundamentales:

- Alimentación y salida del prototipo
- Adquisición de la imagen del diente

2.1. Requerimientos del sistema

Para el diseño del sistema mecánico del prototipo de visión industrial se deben tener en cuenta los siguientes requerimientos establecidos para las principales etapas de funcionamiento.
Dimensiones: Mínimo debe tenerse espacio para 2 puntos de inspección. Además, los soportes articulados de los dientes deben acoplarse a cualquier tipo de pieza dental (forma y tamaño). Cada punto de inspección consta de un sistema de iluminación y una cámara.
Funcionamiento: La velocidad del sistema debe ser de 2 dientes/segundo, para estar acorde con los tiempos de producción de la empresa. Adicionalmente el movimiento del prototipo debe ser continuo. La alimentación, rechazo y aprobación de la producción debe ser automática para cumplir con la velocidad del prototipo. Finalmente, deben evitarse las vibraciones de las piezas dentales dentro del prototipo para evitar rotaciones o movimientos de estas.
Iluminación: El sistema debe acoplarse al sistema de iluminación elegido para el prototipo: domo de iluminación difusa de 134 mm de diámetro. Además, la distancia mínima de trabajo para los lentes elegidos es de 170 mm.
Adquisición de la imagen: Los dientes deben estar separados de forma individual para la captura de las imágenes. Visualizarse como mínimo 2 caras del diente para garantizar un 85% de la del área de inspección total del diente, especialmente sus caras oclusal y lingual. La posición de captura debe garantizarse en cada punto de inspección para evitar problemas de enfoque y/o iluminación.
Calidad: Los dientes artificiales no deben estar en contacto con ninguna sustancia (grasas, líquidos, polvos, etc.) que afecten su apariencia y/o propiedades físicas. Las fuerzas a las que sean sometidas las piezas dentales no deben causar daños en la geometría ni en la superficie de estas.
De acuerdo a la definición de estos requerimientos, el procedimiento subsecuente de diseño conceptual es realizado bajo la metodología de diseño presentada por Pahl & Beitz (Pahl & Beitz, 2007), método flexible basado en la selección de alternativas para lograr discriminar la mejor opción de diseño de acuerdo a los requerimientos.
El diseño fue realizado en el software CAD SolidWorks®, desarrollado por la empresa Dassault Systèmes SolidWorks Corp., en un equipo Hewlett-Packard modelo s5725la con procesador Intel Core i3, memoria instalada (RAM) 4.00 GB y un sistema operativo de 64 bits.

3. RESULTADOS

3.1. Obtención de múltiples vistas del diente

El prototipo debe inspeccionar el 85% de la superficie del diente, y para ello se evalúan diferentes formas, materiales e iluminaciones que permitan una adecuada imagen del diente. Entre los montajes realizados para obtener este resultado, se destacan: adquirir la imagen en caída libre y ubicar el diente dentro de un contenedor rectangular elaborado en diferentes materiales traslúcidos, así como ubicar el diente sobre un contenedor para ver una cara y después rotarlo para obtener cara contraria.
En el caso de caída libre se logró realizar un experimento para tomar imágenes de dientes, como se observa en la Figura 1, debido a la velocidad de caída del mismo, no se lograba visualizar detalles en su superficie, en el caso particular de los defectos. La situación anterior ocurrió debido a la falta de dispositivos especializados tales como cámaras de alta velocidad, lentes macro, etc., que permitieran mejorar las condiciones del experimento.



Figura 1 *Vistas en caída libre del diente*

Al experimentar diferentes materiales traslúcidos para adquirir la imagen a través de ellos, se obtuvieron diferentes resultados, pero algunos de ellos sin cumplir con las exigencias para la calidad de la imagen. Los materiales empleados fueron: acrílico y vidrio.
En la experimentación con acrílico, se usó acrílico transparente de 2mm de espesor y se obtuvo el resultado que se muestra en la Figura 2.
Los resultados obtenidos con acrílico fueron muy similares a los obtenidos a través de una imagen adquirida a través de vidrio transparente de 2 mm de espesor, imagen que presenta sombras y brillos, debido directamente al uso de vidrio, que afectan de forma potencial la imagen.

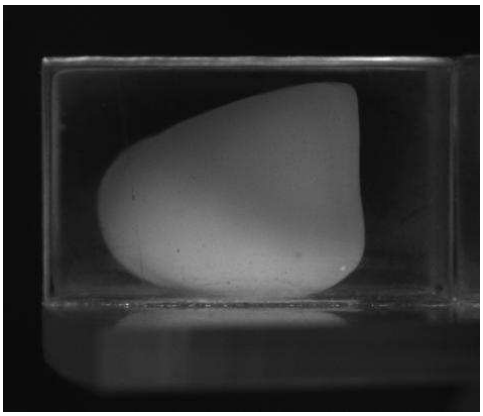


Figura 2 *Vista a través del acrílico con iluminación polarizada*

Posteriormente, a partir de los resultados obtenidos mediante los métodos anteriores, se determinó ubicar el diente sobre una superficie oscura que generará alto contraste, y a partir de esta forma de posicionar el diente diseñar el resto de sistema mecánico, siendo entonces necesario rotar el diente para obtener dos caras opuestas. La superficie es cóncava y genera alto coeficiente de fricción con el diente para evitar que el diente se mueva con respecto a ella. En la Figura 3 se puede observar la imagen de un diente anterior sobre la superficie de espuma negra elegida para el sistema de adquisición.

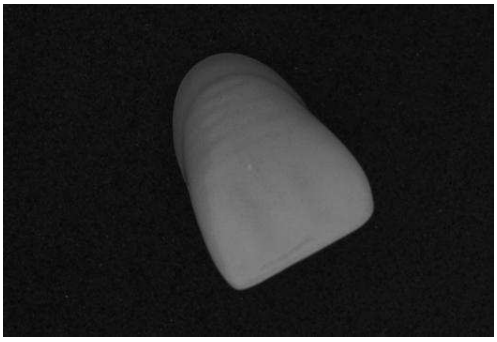


Figura 3 *Diente anterior sobre superficie cóncava de Etileno Vinil Acetato*

Finalmente, a partir de los resultados obtenidos en las diversas configuraciones acerca de la forma de posicionar el diente de manera correcta y generando una imagen aceptable para ser sometida a procesamiento, se decide que la mejor opción es una superficie oscura, rugosa y cóncava que cumpla con los requerimientos de posicionamiento mencionados al inicio de esta sección. Así mismo, el uso del domo industrial de iluminación difusa permite obtener imágenes muy homogéneas, eliminando totalmente la aparición de brillos dentro de la superficie del mismo.

3.2. Alimentación y salida del prototipo

El diseño del sistema de alimentación del prototipo se realizó de acuerdo a varios requerimientos como lo son: La velocidad de entrada del dispositivo, la velocidad de salida, el control de los dientes dentro del dispositivo, la cantidad de cámaras necesarias y la ubicación de las mismas, entre otros.
El prototipo de adquisición de imágenes es automático y la toma de imágenes se hace de manera individual, es por ello que el sistema debe ser capaz de recibir un volumen de dientes determinado y separarlos cada uno de estos, como se representa en la Figura 4.

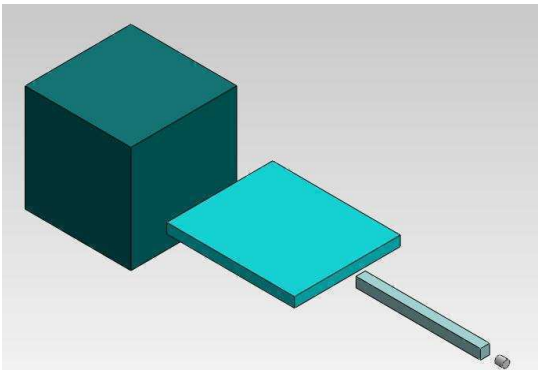


Figura 4 *Esquema del sistema de alimentación*

Este proceso ha sido clasificado en 4 etapas, de la siguiente manera que van desde tener todos los dientes acumulados en un volumen hasta tener todos los dientes independientes, como se muestra en la Figura 4

Inicialmente se hicieron pruebas para dar solución al sistema de alimentación, mediante una tolva vibratoria, la cual con trampas (piezas mecánicas a lo largo de la helicoidal que permiten que solo haya una línea de dientes) ordena los dientes de forma lineal, como se observa en la Figura 5. Este sistema presentó resultados adecuados, sin embargo al no poder controlar la salida de los dientes del vibrador, este sistema fue descartado.

La solución al sistema de alimentación e individualización del diente se hace mediante un dosificador de semillas neumático. El dosificador es usado generalmente para semillas y dado la similitud que existe entre las éstas y los dientes artificiales (por su forma, su peso y su tamaño). En la Figura 6 se puede observar un esquema de esta máquina.

Por otra parte la salida del sistema se da en dos etapas: si el diente es defectuoso o si el diente es bueno. Para el primer caso a la salida de cada punto de inspección hay una boquilla para la salida de aire comprimido regulada con una electroválvula que se activa cuando el equipo envía la señal de rechazo del diente. Para el segundo caso, después de pasar por los dos puntos de inspección, el diente cae al final del proceso por gravedad.



Figura 5 *Pruebas en tolva vibratoria*

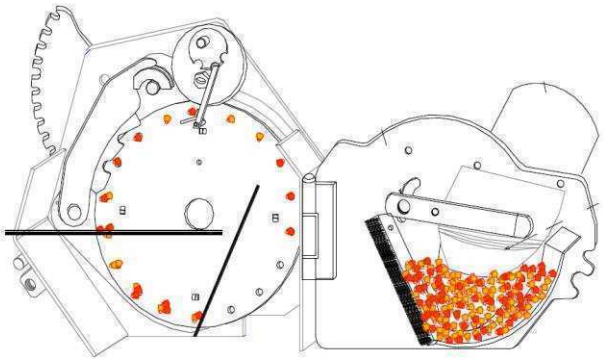


Figura 6 *Dosificador de Semillas Novasiembra®*

3.3. Sistema mecánico de adquisición de imágenes

El sistema mecánico de adquisición de imágenes es la parte central del proyecto, dado que es éste el que debe garantizar una buena obtención de la imagen para que el sistema de procesamiento sea capaz de analizarla de manera adecuada. Después de varios diseños conceptuales, dentro de los que se destacan los mostrados en las Figuras 7 y 8. De estos dos diseños, el de mejor comportamiento es el de la figura 35. La plataforma de la Figura 34 plataforma giratoria está dividida en 12 secciones donde se encuentran ubicados los 12 paralelepípedos en los cuales se posicionaran los dientes de forma individual para obtener la imagen. Ésta idea permite el desplazamiento del paralelepípedo en la zona donde se encuentra ubicadas la iluminación y las cámaras, evitando así la interferencia de otras secciones y objetos en la captura y obtener todas las caras del diente necesarias para el análisis. Sin embargo, debido a las dificultades que presenta adquirir la imagen a través de un material traslúcido se analiza otro sistema que presente mejores resultados.

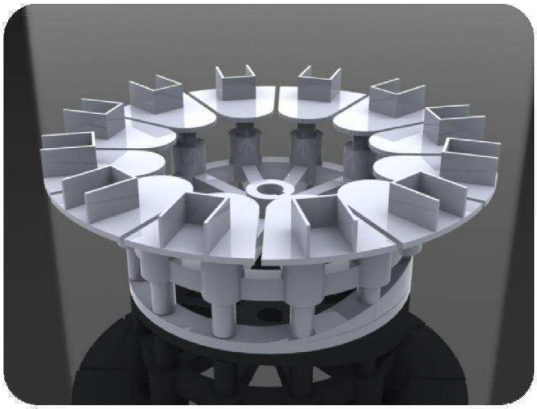


Figura 7 *Diseño conceptual de plataforma de adquisición de imágenes*

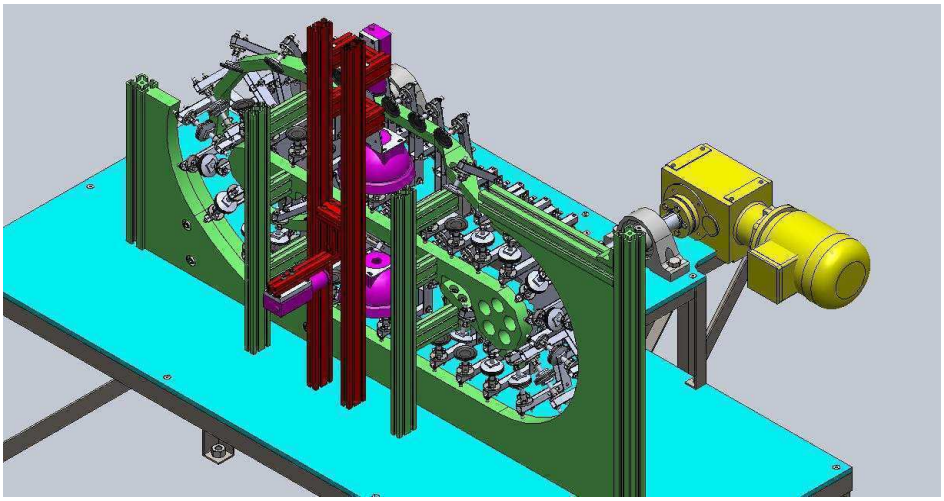


Figura 8 *Diseño conceptual del sistema mecánico de adquisición de imágenes*

En la Figura 8 se logra visualizar el diseño conceptual del sistema mecánico de adquisición de imágenes que finalmente fue diseñado consiste en un sistema de cadena transportadora-piñón que lleva en sus aditamentos una articulación, que se observa en la Figura 9 que es la que lleva el diente de forma individual. La potencia es suministrada por el motor (amarillo), la apertura y cierre de las articulaciones está dada por las levas de seguimiento (verdes), y el sistema óptico (púrpura) es el encargado de adquirir la imagen. El sistema fue desarrollado con el fin de obtener una imagen del diente en el primer punto de inspección y, al cerrarse la articulación en el extremo del piñón, girar de esta manera el diente y obtener en la cara contraria del diente en el segundo punto de inspección.

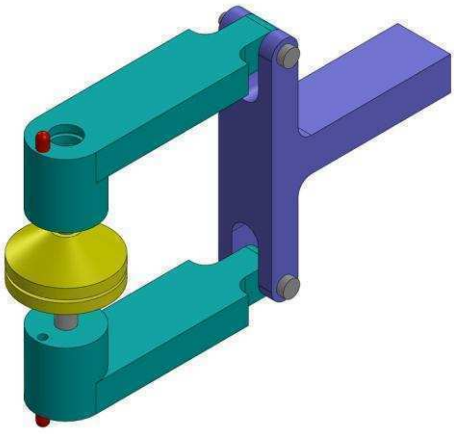


Figura 9 *Mecanismo articulado adaptable de posicionamiento del diente*

4. CONCLUSIONES.

Se realizaron varios bocetos para hacer el diseño mecánico final del prototipo; se llevaron a cabo pruebas para probar la viabilidad de estos diseños principales que cumplieran los requerimientos para una buena utilización del sistema de visión, y por estos resultados, se llego a un diseño final, donde los principales componentes son la cadena con los eslabones y el sproket.

El problema principal para el buen diseño del prototipo, era diseñar un sistema capaz de mostrar dos (2) caras de los dientes, pero luego de varios bocetos, se encontró como mejor opción el sistema articulado "cucharas", ensamblado en la cadena-sproket.

5. REFERENCIAS.

[1] Hornberg, Alexander. (2006). *Handbook of Machine Vision*. Ladenburg. First Edition. Wiley-VCH. Darmstadt.

[2] Pahl, Gerhard; Beitz, Wolfgang. (2007). *Engineering Design A Systematic Approach*. Berlin. Third Edition. Springer-Verlag. London.

[3] Golnabi, H; Asadpour, A. (2007). "Design and application of industrial machine vision systems". *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing. Volumen 26, número 6, páginas 630-637*. Limerick.

[4] Norton, Robert. (1999). *Diseño de Máquinas*. Naucalpan de Suarez. Segunda Edición. Prentice Hall. México D.F.

[5] Hibbeler, R.C. (2006). *Mecánica de Materiales.* Naucalpan de Suarez. Sexta Edición. Prentice Hall. México D.F.

[6] Blasco, J: Aleixos, N;Cubero,S; Gómez-Sanchís. J. (2009) *"Development of a model for part reorientationin vibratory bowl feeders with active air jet tooling". Robotics and Computer Integrated Manufacturing Número 90, páginas 27-34*.

[7] Blasco, J: Aleixos, N;Cubero,S; Gómez-Sanchís. J. (2009) *"Automatic sorting of satsuma (Citrus unshiu) segments using computer vision and morphological features". Journal computers and electronics in agriculture Número 66, páginas 1-8.*

[8] Nebojsa, Jaksic; Gary, P. Maul. (2001). "Design and application of industrial machine vision systems". *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing. Número 17, páginas 145-149*.

[9] Cowan, C.K.; Modayur, B.; DeCurtins J.L (1992). "*Automatic light-source placement for detecting object features". Proceedings of SPIE. Volumen 1896, páginas 397-408*.

[10] Newman, T. and Jain, A. (1995). *"A survey of automated visual inspection. Computer Vision and Image Understanding." Vol. 61. No. 2, pp. 231-162, 1995*

[11] Recce, M.; Plebe, A.; Tropiano, G. and Taylor, J. (1998*). Video Grading of Orange in Real-Time. Artificial Intelligence Review, Vol. 12. pp. 117-136*

[12] Kim, T.; Cho, T-H.; Moon, Y.S. and Park, S.H. (1999). *Visual Inspection system for the classification of solder joints. Pattern Recognition*, Vol. 32, No. 4, pp. 565-575

[13] Mamic, G. and Bennamoun, M. (2000) *Automatic Flaw Detection in Textiles using a Neyman-Pearson Detector. Proceeding of the 15th Conference on Pattern Recognition. Vol. 4, pp. 767-770*

Agradecimientos

Los autores de este trabajo desean agradecer a Colciencias por el apoyo financiero del proyecto, a la empresa New Stetic S.A y a la Universidad Nacional de Colombia Sede Medellín.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012

AVALIAÇÃO DE UMA ARQUITETURA MICROCONTROLADA PROGRAMÁVEL APLICADA AO CONTROLE DE UM SERVOPOSICIONADOR PNEUMÁTICO

Cukla, Anselmo Rafael, Sarmanho Jr., Carlos A. C., Perondi, Eduardo André

PROMEC, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.
Rua Sarmento Leite, 425 - 2º Andar, CEP: 90.050-170 - Porto Alegre, RS – Brasil.
cukla.anselmo@gmail.com

RESUMO

Os atuadores pneumáticos apresentam características, tais como boa relação peso/potência, facilidade de aplicação e baixo custo de aquisição manutenção, que os tornam atrativos para aplicações de robótica. Em contrapartida, os atuadores pneumáticos apresentam não linearidades que dificultam seu controle em tarefas de posicionamento preciso, dificultando este tipo de aplicação. Buscando a compensação destes efeitos, são geralmente utilizados algoritmos e técnicas de controle com elevada complexidade, que exigem uma importante capacidade de processamentos de dados. No presente trabalho é apresentado o desenvolvimento de um sistema de controle baseado na utilização de um microcontrolador que realiza tarefas de controle de seguimento de trajetória de um servoposicionador pneumático. Os resultados experimentais obtidos através do uso do sistema aqui apresentado utilizando uma conhecida lei de controle linear (PID) e uma não-linear a estrutura variável (controle por modos deslizantes) são comparados com os obtidos através do uso de uma plataforma de controle comercial (dSpace). Os resultados obtidos permitem concluir que a plataforma desenvolvida pode apresentar resultados semelhantes aos fornecidos pelos sistemas comerciais.

Palavras chaves: Servoposicionadores pneumáticos, Controle a Estrutura Variável, Controle de Sistemas Mecânicos Através de Microcontroladores.

1. INTRODUÇÃO.

Os servoposicionadores pneumáticos, por apresentarem vantagens relativas (são baratos, leves e limpos), têm a sua aplicação industrial limitada pela dificuldade de realizar seu controle preciso. Isto se deve principalmente ao fato de sistemas de atuação pneumática apresentarem altas não-linearidades. Além disso, as plataformas de controle atualmente disponíveis no mercado, capazes de atender aos requisitos necessários para controlar tais sistemas, apresentam preços elevados, limitando a sua utilização em aplicações onde é necessário baixo custo.
A bibliografia da área apresenta poucas alternativas economicamente viáveis para o controle de sistemas de servoposicionamento pneumático em tarefas de controle e posicionamento preciso. Por exemplo, [1] apresenta a construção de uma bancada experimental que visa à redução de custos relativos ao aparato de controle através do uso de um microcomputador para realização de tarefas de processamento de dados e de leis de controle. Para tanto, utiliza-se também conversores AD/DA (placa dedicada padrão PCI) e um microcontrolador, que atua na transdução do sinal de posição do êmbolo do pistão pneumático. Nesse estudo foi utilizado um software de distribuição gratuita (Linux) cujo kernel foi compilado com um código aberto para processamento em tempo real (RTAI). A referência [2] apresenta o desenvolvimento de uma arquitetura de controle para um robô pneumático controlando através de um micromputador compatível com IBM-PC operando com o sistema operacional DOS 6.22 e programado em linguagem Borland C. Nesse estudo são obtidos resultados considerados adequados para o seguimento de referência do tipo degrau utilizando uma lei de controle não-linear a estrutura variável.
O controlador PID (Proporcional – Integral – Derivativo) segue sendo amplamente utilizado em uma ampla gama de processos. Assim, apesar de apresentar conhecidas deficiências no controle de servosicionadores pneumáticos [3, 4, 5], na realização dos testes experimentais no âmbito do presente trabalho, foi utilizado um controlador PID para comparar o desempenho entre uma plataforma de controle comercial e a desenvolvida neste estudo. Vários autores tem proposto o uso de algoritmos de controle por modos deslizantes em servoposicionadores pneumáticos [2,3,6,7]. Assim, foi também programado um algoritmo de controle por modos deslizantes (SMC – *Slide Mode Control*) que se caracteriza por apresentar baixa sensibilidade a perturbações e a variações nos parâmetros do sistema. Esta característica deve-se à capacidade do SMC de operar com altos ganhos, minimizando assim a influência das perturbações e incertezas.
No contexto das soluções mais acessíveis para a programação de controladores de servossitemas pneumáticos, o presente artigo descreve o procedimento de desenvolvimento de um protótipo de uma plataforma de controle composta por um microcontrolador dsPIC dedicado ao controle de servoposicionadores pneumáticos, apresentando resultados comparativos do seu desempenho em relação à de uma plataforma comercial dSPACE.

2. COMPONENTES DA PLATAFORMA.

Basicamente, um servoposicionador é um sistema de posicionamento com um sistema de controle que opera em malha fechada onde a variável controlada é geralmente a posição do elemento de trabalho. Atuadores pneumáticos têm como vantagem sobre acionamentos elétricos, a não necessidade de uso de motores pesados, usualmente com sistemas complexos de transmissão. O acionamento elétrico também é relativamente caro devido ao alto custo dos servomotores. Em aplicações de robótica móvel, a ausência de engrenagens rígidas, como nas soluções nas quais se utiliza atuadores pneumáticos, é atrativa para o desenvolvimento de robôs flexíveis e com tamanhos reduzidos [1].
A plataforma é constituída por componentes pneumáticos e eletropneumáticos (sensores e atuadores) como assim também pela parte de controle (microcomputador, condicionadores e processadores de sinais). Entre os componentes pneumáticos estão: a válvula manual reguladora de pressão com filtro acoplado, uma servoválvula direcional, dois transdutores de pressão, um cilindro atuador. Assim, os dispositivos físicos de controle são; um sensor resistivo linear (régua potenciométrica), microcomputador IBM-PC compatível, placa dSPACE, microcontrolador dsPIC com circuito dedicado, circuito de comunicação, circuito de condicionamento de sinais e fontes de alimentação.

Na Figura 1 é apresentado esquematicamente o sistema de servoposicionamento pneumático controlado.

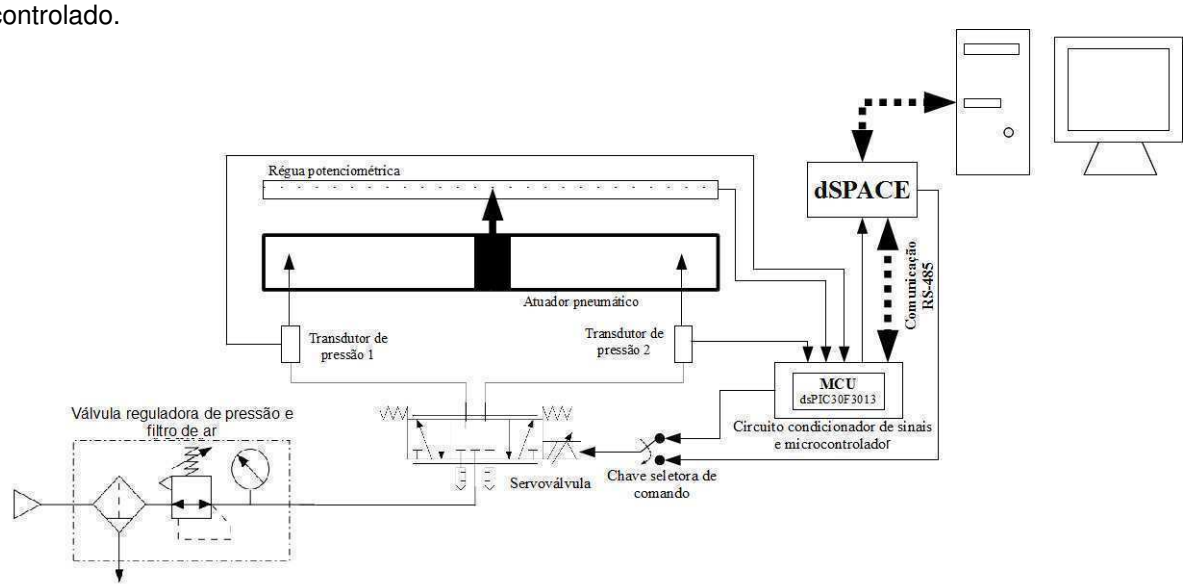


Figura 1 *Esquema do servoposicionador pneumático e seus módulos de controle.*

2.1. O servoposicionador pneumático.

Na Figura 2 é apresentada a bancada de ensaios onde foi testada a plataforma microcontrolada desenvolvida. Estão destacadas as partes que compõem o servoposicionador, juntamente com os demais componentes envolvidos no sistema pneumático.

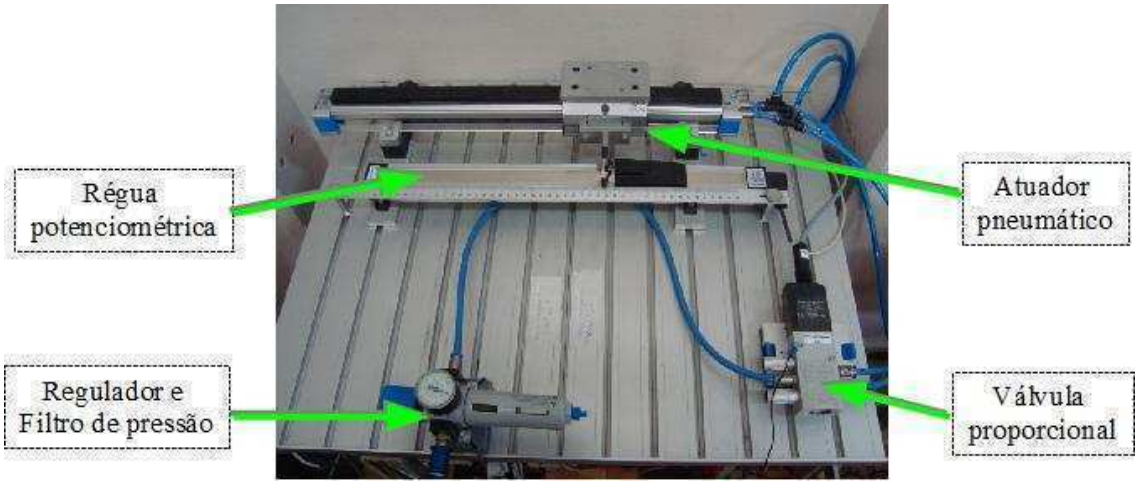


Figura 2 *Bancada de testes com os componentes pneumáticos.*

A servoválvula proporcional (MPYE-5-1/8 - FESTO) de vazão nominal padrão de 700 l/min aciona um cilindro de dupla ação com diâmetro interno de 0,025 m e curso de 0,36 m (DGPL-25-360 - FESTO). A servoválvula possui um comportamento aproximadamente linear entre a tensão aplicada em sua entrada e a abertura do carretel da válvula, responsável pelo controle da vazão do fluido de trabalho que entre ou sai das câmaras do cilindro. O êmbolo do cilindro, por sua vez, está conectado a um sensor de deslocamento linear (MLO-POT-360 - FESTO) de curso igual ao cilindro atuador. Dois transdutores de pressão (S-10 WIKA) medem a pressão manométrica em cada câmara do mesmo.

2.2. Plataforma eletrônica utilizada para o controle da bancada

Os dispositivos utilizados para o controle do servoposicionador são uma placa de controle (DS1104 - dSPACE®) acoplada a um microcomputador IBM-PC compatível e uma placa microcontrolada baseada na utilização do microcontrolador dsPIC30F3013 da Microchip®. A dSPACE possui um processador dedicado que opera na frequência de 250 Mhz e módulos de conversores A/D e D/A incorporados à placa. Este sistema conta ainda com programas auxiliares para o gerenciamento dos códigos desenvolvidos no sistema Matlab/Simulink®. No caso do microcontrolador (dsPIC), utilizou-se linguagem de programação C em conjugação com software PIC C Compiler, responsável por converter o código em C em linguagem Assembler. O arquivo gerado pelo PIC C é carregado na memória de programação do microcontrolador através do software MPLAB IDE, que é disponibilizado gratuitamente pelo fabricante do microcontrolador. O microcontrolador dispõe ainda dos módulos de aquisição de dados D/A e A/D, externos e internos, respectivamente.

O fluxograma de sinais envolvidos no controle e na aquisição de dados está apresentado na Figura 3.

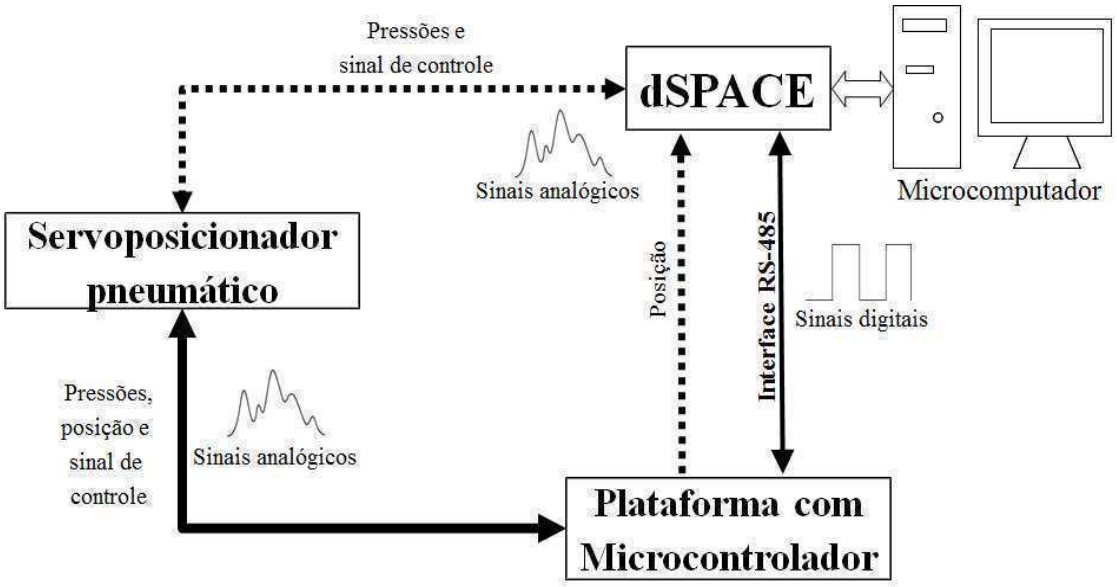


Figura 3 *Esquema geral da bancada de testes.*

A tarefa de controle pode ser realizada pela plataforma microcontrolada ou pela dSPACE, de forma alternada. O objetivo é tentar reproduzir o desempenho da dSPACE na execução da tarefa de controle de seguimento de trajetória através do uso do sistema microprocessado.

Os algoritmos de controle foram inicialmente programados utilizando o software MatLab/Simulink, com implementação experimental através da dSPACE. Posteriormente, os mesmos algoritmos, com seus respectivos ganhos, foram reprogramados no microcontrolador dsPIC.

2.2.1 Estrutura e Hardware desenvolvido

O hardware microcontrolado foi projetado para trabalhar de forma independente, realizando o controle a partir da leitura direta das variáveis analógicas, representativas da posição do pistão e das pressões nas câmaras do pistão (para implantações futuras de outros controladores) recebendo do sistema de controle central (dSPACE) o valor digital da referência de posição a ser seguida a cada ciclo de controle.

Para a implantação do sistema, utilizou-se uma estrutura composta pelos blocos de processamento de dados utilizando o microcontrolador dsPIC30F3013 e pelo sistema de condicionamento de sinais utilizando amplificadores operacionais e filtros analógicos. O sistema de condicionamento de sinais desenvolvido realiza também a interconexão entre a plataforma microcontrolada e a dSPACE, possibilitando, desta maneira, a realização dos testes comparativos do desempenho de ambos os

sistemas atuando na mesma bancada de forma alternada, possibilitando ainda o monitoramento concomitante das variáveis.
Durante a operação do sistema, a dSPACE envia os dados de referência de posição para a plataforma microcontrolada através de uma interface industrial do tipo RS-485. Assim, utilizando o sinal digital de referência e os dados adquiridos diretamente da bancada, o microcontrolador processa o algoritmo de controle, gerando assim um sinal de controle (também digital via porta SPI) que, após ser devidamente condicionado, atua na abertura ou fechamento da válvula proporcional, gerando o diferencial de pressão que ocasiona o movimento do pistão. O bloco de condicionamento de sinais modifica os níveis de tensão dos sinais analógicos transduzidos do sistema físico a fim de que o microcontrolador e a dSPACE trabalhem de forma adequada na aquisição e tratamento destes sinais.
Na Figura 4 é apresentado o protótipo do circuito eletrônico desenvolvido neste trabalho. Nesta figura são apresentados separadamente em blocos de cores diferentes, os circuitos correspondentes às tarefas específicas necessárias para a operação da plataforma de controle.

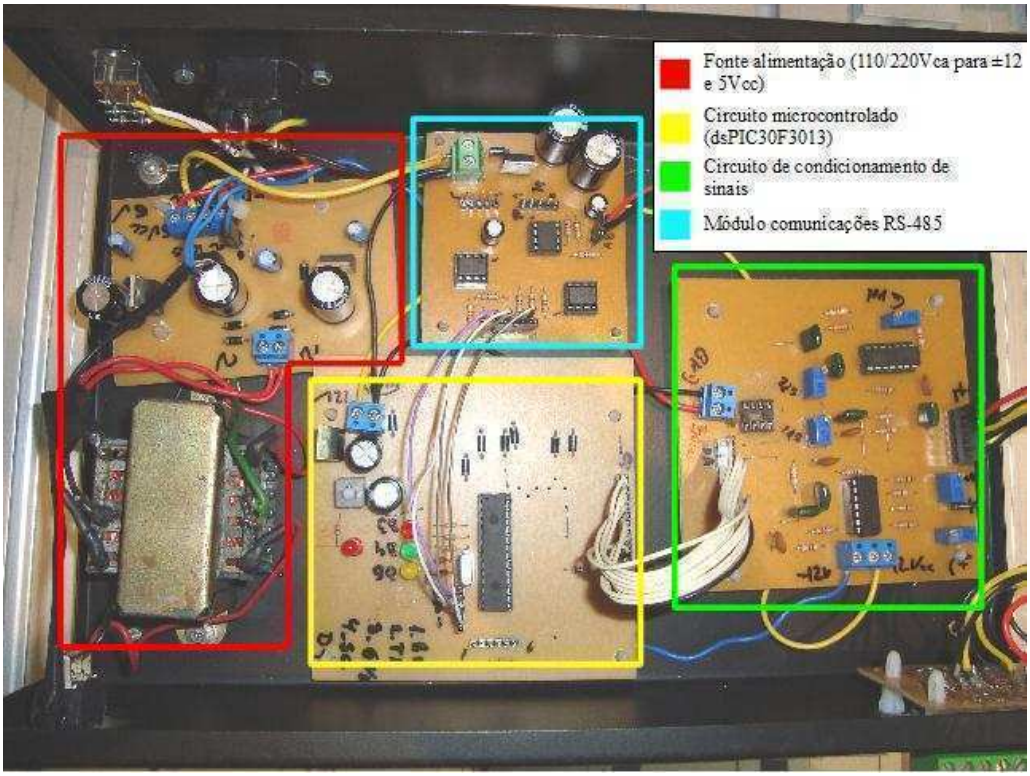


Figura 4 ***Circuito eletrônico experimental.***

Na cor vermelha é apresentada a fonte de energia da plataforma microcontrolada, onde a tensão da rede elétrica (110/220 Vca) é reduzida a níveis de 12+12 Vca através de um transformador. Juntamente a este sistema, se desenvolveu um circuito conversor de corrente alternada em corrente continua que, por sua vez, é regulada para os níveis de tensão de +12Vcc, - 12Vcc e +5Vcc.
Identificado com retângulo amarelo na Figura 4, apresenta-se o circuito dedicado ao processamento de dados digitais. Nesta parte do circuito encontra-se o microcontrolador dsPIC30F3013, que é programado com as leis de controle, o cristal gerador de “clock” externo e três “leds”, de cores diferentes, que indicam diferentes estados de operação da plataforma de controle.
O retângulo verde ressalta os circuitos de condicionamento de sinais, responsáveis pela adequação dos níveis de tensão entre os transmissores de pressão e a régua potenciométrica. No condicionamento dos sinais analógicos, foram utilizados arranjos com amplificadores operacionais de uso geral modelo TL084 da empresa Texas Instruments® e resistores operando como divisores de tensão. Este bloco ainda possui filtros anti-aliasing para os sinais analógicos de entrada e circuitos de

conversão analógico/digitais. Para a geração do sinal de controle, que apresenta valores digitais entre 0 e 4095 para um valor proporcional em tensão elétrica, utiliza-se o componente MCP4921 da empresa Microchip®, que se comunica de forma sincronizada (SPI), com o dsPIC. O sinal de saída em tensão deste componente é ainda amplificado, de forma a operar nos níveis de tensão e corrente compatíveis com a entrada de controle da servoválvula.
Como último bloco do circuito, em cor azul claro, está o módulo de comunicação RS-485, que recebe os sinais elétricos referentes aos pacotes de dados da dSPACE (apresentados na Seção 4) e os condiciona eletricamente para a utilização no microcontrolador. Os principais componentes utilizados no módulo de comunicação são os dois circuitos integrados modelo SN75176B da empresa Texas Instruments®.

2.3. Firmware e os algoritmos de controle programados na plataforma

A comunicação digital entre as duas plataformas (dSPACE e dsPIC) ocorre através de uma interface de comunicações do tipo EIA/RS – 485, que é amplamente utilizada em ambientes industriais devido à sua capacidade de transmissão ser praticamente imune a ruídos elétricos. A interface física de comunicação EIA/RS – 485 segue o Modelo OSI [8], interface que foi introduzida na década de 1970. No presente estudo, a interface de comunicações foi configurada para trabalhar com uma velocidade de comunicação de 1 Mbps e com topologia half-duplex (meio físico composto por um par trançado de fios).
Para a referida aplicação, foi desenvolvido um protocolo de comunicações específico que serve para otimizar a transferência de dados entre a estação central e o microcontrolador, simplificando assim a execução do ciclo de controle e monitoração os estados referentes à dinâmica do sistema físico. Assim, o microcomputador envia para o dsPIC através da dSPACE a trajetória de referência a ser seguida pelo servoposicionador pneumático, enquanto que, por outro lado, o microcontrolador devolve no mesmo ciclo de controle os estados de posição, velocidade, pressões, dentre outros dados de interesse.
Cada pacote de informação do protocolo possui tamanho de 2 bytes, sendo que a dSPACE transmite inicialmente para o dsPIC (estabelecendo assim a comunicação dentro de um ciclo de controle) um código digital de sincronismo relativo ao endereço da plataforma ativada (no caso de operação em rede com diversos servoposicionadores) e o valor digital do sinal de referência em posição, enquanto que o dsPIC transmite os sinais referentes à posição e às pressões para a dSPACE, juntamente com os valores calculados de velocidade, aceleração e erro de seguimento de posição.
Segundo [9], o tempo de ciclo adequado para realizar as tarefas de controle e posicionamento preciso em servoposicionadores pneumáticos é de 1 ms. Este valor foi obtido empiricamente, através da aplicação de diversos procedimentos experimentais em uma bancada pneumática semelhante à utilizada no presente estudo. Para o sistema de controle aqui desenvolvido, verificou-se experimentalmente que o tempo demandado para as tarefas de conversão A/D e D/A não atingem valores superiores a 20µs.
Considerando também as tarefas de comunicação (envio e recebimento de dados) e processamento do algoritmo de controle utilizando o controlador não-linear SMC, descrito detalhadamente na Seção 2.3.2, verificou-se que o ciclo de trabalho utiliza 58% do tempo total do ciclo de controle, ou seja, 580µs.
Nas seções 2.3.1 e 2.3.2 são apresentados detalhes dos algoritmos de controle implementados.

2.3.1 Controle PID.

Por ser o mais comumente utilizado no controle de sistemas industriais [10], o controlador linear do tipo PID (Proporcional – Integral – Derivativo) foi programado para efetuar tarefas de servoposicionamento. A Figura 5 apresenta o algoritmo referente à lei de controle PID implantado, onde, $u(t)$ é o sinal de controle, $e(t) = y_d(t) - y(t)$ é erro de posição, K_p é o valor do ganho proporcional, K_d é o valor do ganho derivativo e K_i é o do ganho integral.

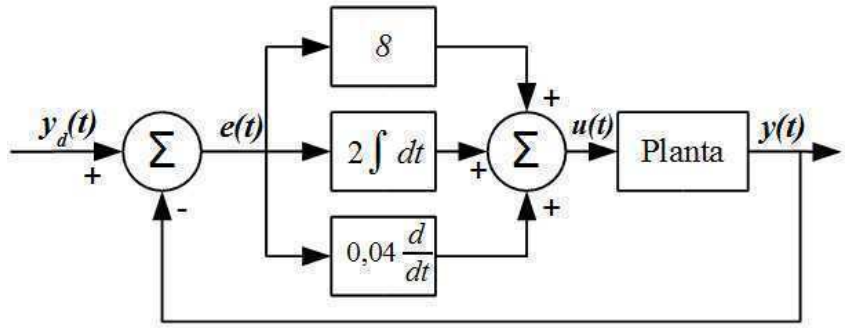


Figura 5 *Diagrama de Blocos PID.*

As variáveis de entrada do controlador PID são a referência em posição $y_d(t)$ e a posição efetiva do êmbolo $y(t)$. A diferença entre estas duas variáveis é processada pelos blocos proporcional, integrador e derivativo e seus respetivos ganhos. Os valores atribuídos a esses ganhos foram obtidos empiricamente. Os experimentos foram realizados com os valores de ganhos $K_p = 8$, $K_i = 2$ e $K_d = 0{,}04$.

2.3.1 Controle por modos deslizantes (Slide Mode Control).

Os controladores com estrutura variável são conhecidos pela sua propriedade de alta robustez a variações paramétricas. Alguns autores, tais como [3, 11, 12, 13 e 14] tem proposto e estudado este tipo de algoritmos de controle, aplicando-os ao controle robusto de servoposicionadores pneumáticos.
O controle por modos deslizantes consiste usualmente no chaveamento entre diferentes leis de controle com o propósito de manter os estados do sistema controlado dentro da chamada superfície de deslizamento *S*, que é especificada para um sistema operando em malha fechada.
Em uma situação ideal, uma vez que os estados do sistema atingem a superfície, eles mantém-se no chamado regime de deslizamento, permanecendo em equilíbrio dinâmico ao longo da trajetória de estados definidos pela superfície. Desta forma, é necessária a aplicação de diferentes leis de controle para que a resposta se mantenha limitada pelo valor do erro especificado em projeto. Em sistemas reais, este chaveamento ocorre em um tempo finito, o que pode gerar oscilações (fenômeno conhecido por *chattering*) que, em última instância, pode acelerar o desgaste das peças móveis da servoválvula e ainda introduzir ruído no sistema.
Para a implantação deste controlador, a lei de controle por modos deslizantes é apresentada através da linguagem de blocos, conforme mostra a Figura 6 [3,6].
Assim como no caso do controlador PID, a lei de controle foi inicialmente desenvolvida no software *Matlab/Simulink* tendo sido testada experimentalmente através do uso da dSPACE na bancada pneumática. Os valores sintonizados dos ganhos foram obtidos também de forma empírica, visando a reduzir o erro de regime permanente (em detrimento, por exemplo, do seguimento de trajetória de velocidade).

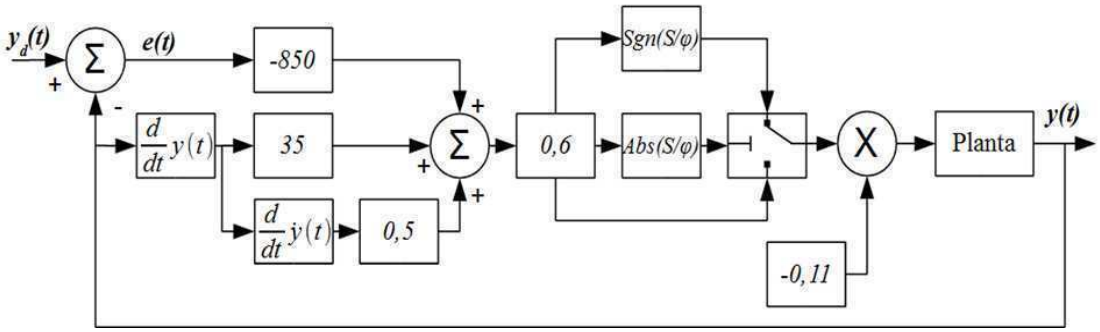


Figura 6 *Diagrama de Blocos do Controle por Modos Deslizantes implementado.*

3. FLUXOGRAMA DAS TAREFAS DO MICROCONTROLADOR.

A sequência de ações executadas pelo dispositivo microcontrolado pode ser explicitada através de um fluxograma, como é apresentado na Figura 7.

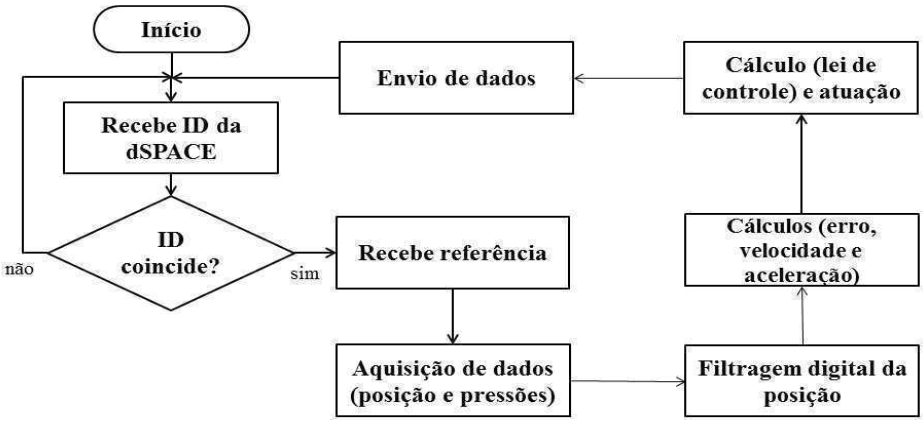


Figura 7 *Fluxograma de ações do microcontrolador dsPIC30F3013.*

Foram implantadas rotinas adicionais necessárias para a adequada execução das ações de controle. Dentre estas, destacam-se as relativas à filtragem digital dos sinais. O filtro utilizado é do tipo IIR passa-baixa e janela tipo Butterworth.

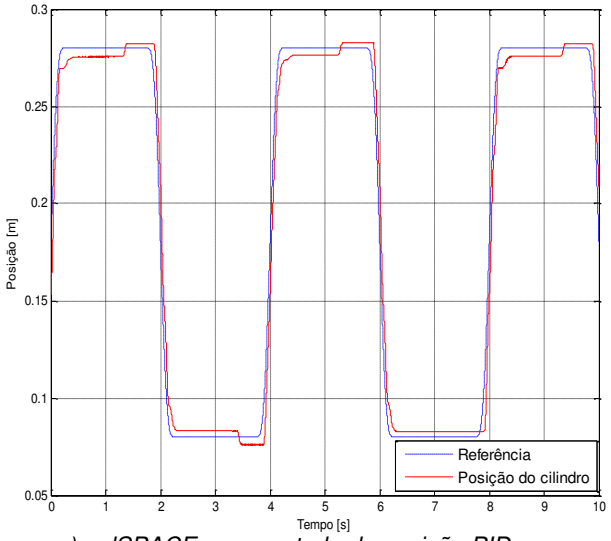
Para obtenção do valor instantâneo do sinal de velocidade, utilizou-se a derivação numérica do valor adquirido de posição. Já, o sinal de aceleração foi obtido através da derivação do próprio sinal de velocidade. Os filtros digitais foram utilizados para condicionar os sinais de posição, velocidade e aceleração. Para a posição utilizou-se um filtro de segunda ordem com uma frequência de corte de 160 Hz. Paro o sinal de velocidade, utilizou-se uma frequência de corte de 30 Hz, enquanto que, para o sinal de aceleração, utilizou-se uma frequência de corte de 20 Hz. Para velocidade e aceleração utilizou-se filtros de primeira ordem.

O processamento acima descrito é executado em um tempo inferior ao estabelecido como requisito máximo (de 1 ms), restando ainda 42% do tempo de um ciclo (420 µs) para execução do algoritmo de controle.

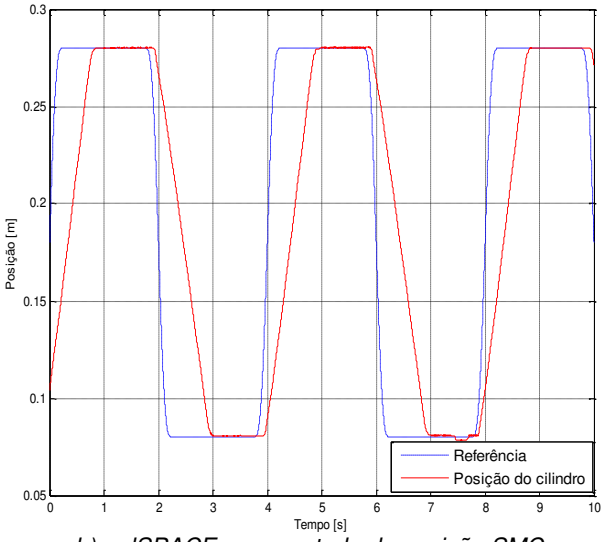
4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS.

Os testes experimentais apresentados neste artigo foram realizados utilizando uma metodologia já empregada por [9]. No presente caso, o curso de deslocamento desejado para o êmbolo é de 0,2m para o seguindo de uma referência polinomial de sétima ordem com a presença de patamares de parada nas posições referentes a 0,08m e 0,28m. O máximo valor do curso útil do atuador é de 0,324m, já descontados os valores referentes às zonas de amortecimento dos finais de curso do atuador.

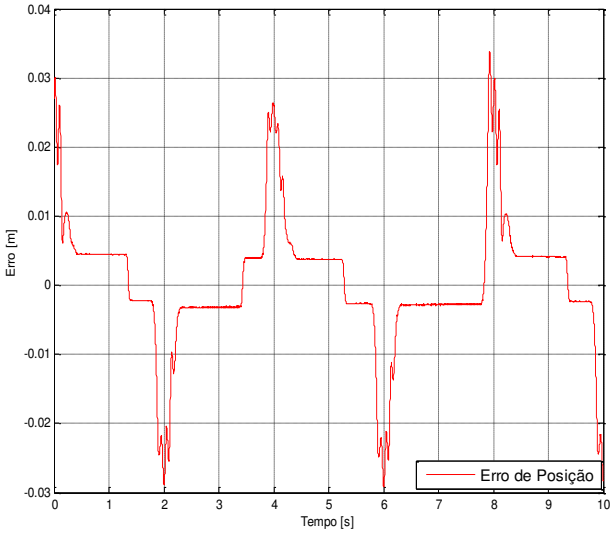
Nas figuras 8.a e 8.b são apresentados os gráficos referentes ao seguimento de trajetória de posição do servoposicionador utilizando os controladores PID e SMC processados através da dSPACE. Já, nas figuras 8.c e 8.d são apresentados os gráficos referentes aos erros de posição dos experimentos.



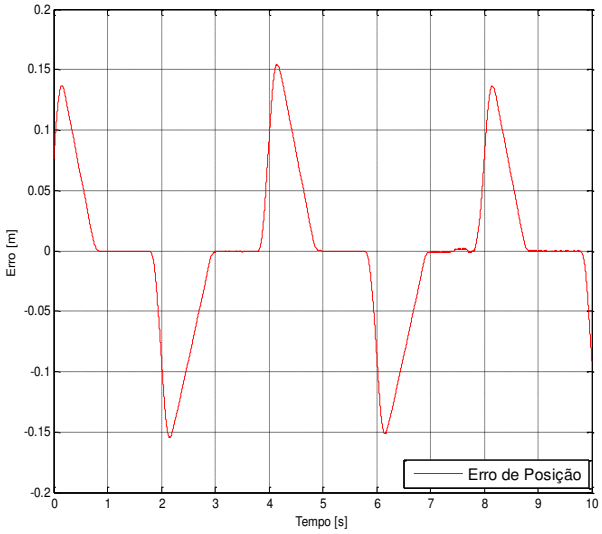
a) dSPACE com controle de posição PID



b) dSPACE com controle de posição SMC



c) Erro de posição da dSPACE com controle PID

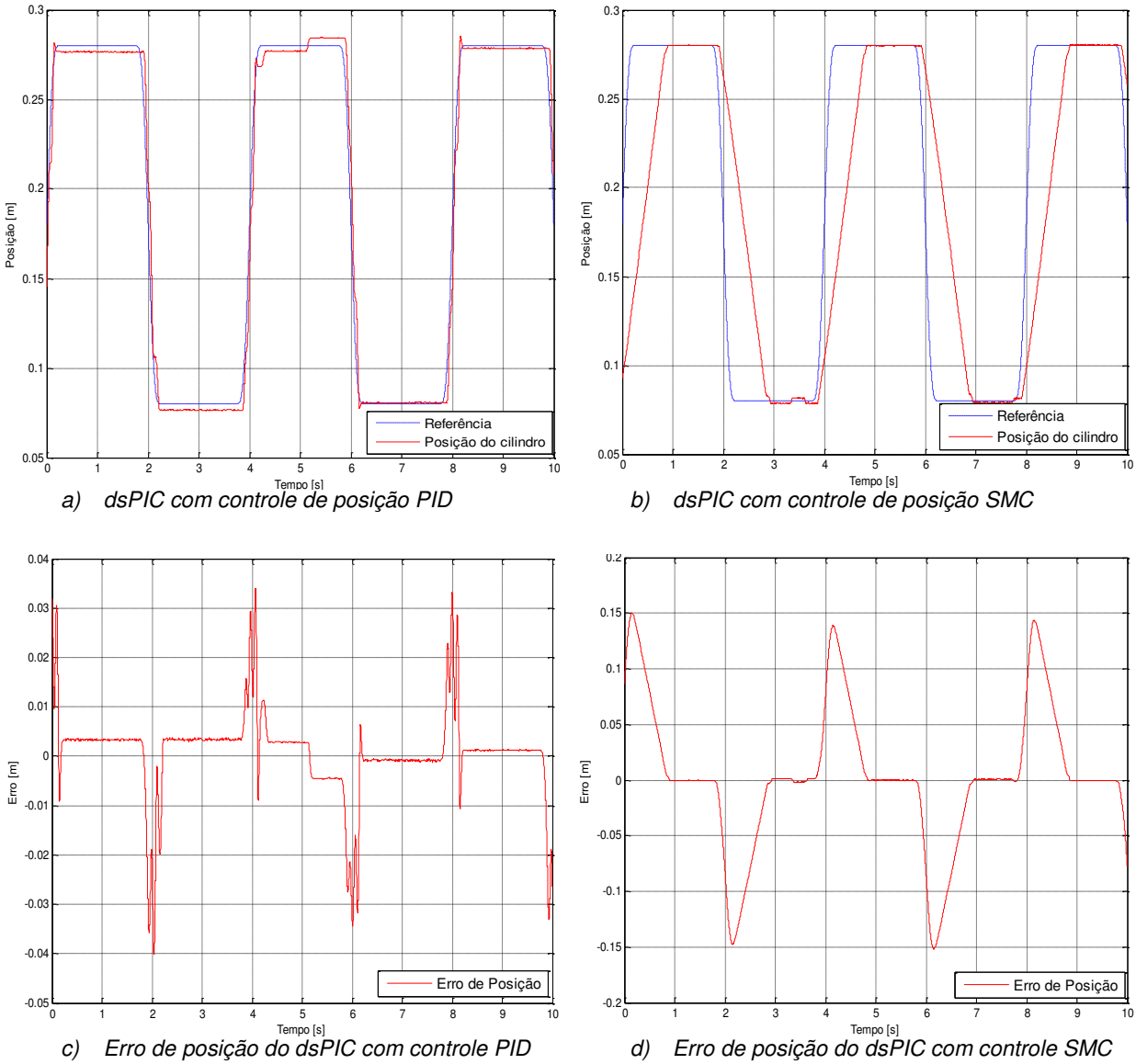


d) Erro de posição da dSPACE com controle SMC

Figura 8 *Seguimento de trajetória e erro de posição com controle PID (a), (c) e SMC (b), (d) utilizando a dSPACE.*

Para o caso do controle PID, o erro de posição em regime permanente atinge o valor máximo de 4 mm e apresenta um valor de 33 mm durante as transições entre os valores de regime. No caso do controlador por modos deslizantes, o erro de regime diminui significativamente para o mesmo tipo de ensaio, chegando a um valor máximo de 0,6 mm em regime permanente. Já, o erro de seguimento durante as transições é de 150 mm (Figura *8.b* e Figura *8.d*). Pode também ser observado que, no caso do controlador SMC (Figura 8.d), após transcorrido um tempo de 7,5s ocorre um comportamento característico de sistemas acionados pneumaticamente, caracterizado pela presença do fenômeno conhecido por *hunting* [16], no qual o controlador, procurando reduzir o erro de regime, atua de forma excessiva, fazendo com que ocorra um deslocamento relativamente brusco que faz com que o posicionamento do êmbolo ultrapasse sucessivamente o ponto desejado.
Ainda nas Figuras *8.b* e *8.d,*é possível observar um elevado erro de posição quanto ao seguimento de trajetória do êmbolo do atuador durante o período da resposta transiente. Isto ocorre, principalmente, porque os ganhos do controlador foram definidos de forma a priorizar a redução do

erro de posicionamento em regime permanente em detrimento do seguimento de trajetória de posição durante o período transiente entre os pontos extremos da trajetória de referência.
A Figura 9 apresenta os resultados dos ensaios realizados com a plataforma desenvolvida, onde pode ser observada grande similaridade com os resultados obtidos usando a plataforma comercial (dSPACE).



a) dsPIC com controle de posição PID

b) dsPIC com controle de posição SMC

c) Erro de posição do dsPIC com controle PID

d) Erro de posição do dsPIC com controle SMC

Figura 9 *Seguimento de trajetória e erro de posição com controle PID (a) e SMC (b) utilizando o dsPIC.*

Utilizando os controladores PID e SMC se obteve, respectivamente, erros de regime permanente de 5 mm até 0,7 mm, também apresentando o fenômeno de *hunting* aos 3 s (referente à figura 9.d) e 5 s (figura 9.c) de transcorrido o início do ensaio.
Através da análise dos resultados experimentais apresentados na Figura 9 e pelos valores de erros máximos de posicionamento final é possível concluir que o controle por modos deslizantes fornece melhores resultados (posicionamento final mais próximo do desejado) que os obtidos utilizando controladores PID. Nota-se, ainda, que é necessário de algum tipo compensação para reduzir os

efeitos do atrito sobre o posicionamento final do êmbolo [9, 16], já que os mesmos levam à ocorrência de *hunting*.

5. CONCLUSÕES.

Apesar do desenvolvimento de algoritmos de controle não ser o principal objetivo do presente estudo, algumas observações podem ser feitas com relação ao desempenho dos controladores implementados.

Os resultados obtidos mostram que, apesar de apresentarem erro de seguimento de trajetória apenas razoável, o erro de posicionamento em regime permanente é aceitável quando se utiliza o controle por modos deslizantes, tendo o erro de regime ficado próximo aos 0,5 mm neste caso.

Quanto ao desempenho da plataforma desenvolvida em comparação com a dSPACE, é possível afirmar que foram obtidos resultados similares em relação ao tratamento de sinais e controle do seguimento de trajetória. As pequenas diferenças existentes estão, provavelmente, associadas à maior presença de ruído nos sinais processados na plataforma desenvolvida.

Os resultados obtidos experimentalmente comprovam que a plataforma desenvolvida, baseada na utilização de um microcontrolador, consegue atender a tarefas de controle de posicionamento entre pontos de forma similar a uma plataforma de controle comercial para um mesmo controlador programado.

Com base nestes dados é possível afirmar que o principal objetivo do presente trabalho (de desenvolver um sistema de controle para servoposicionadores pneumáticos utilizando hardware econômico e de dimensões compactas, com fácil utilização e com desempenho similar aos dos sistemas comerciais) foi atingido.

Uma dificuldade experimental encontrada que compromete a qualidade dos resultados de comparação com uma plataforma comercial, está associada à presença de sinais de ruído provenientes da medição do sinal da posição efetuada através da leitura de um sinal analógico de tensão elétrica. Assim, para atenuar o efeito do ruído, estes sinais foram filtrados através de filtros digitais. Visando a contornar este problema, um estudo aprofundado sobre ruído e sua atenuação deverá ser o tema principal de futuros trabalhos.

6. REFERENCIAS.

[1] Kunz, G. O. (2006). *Desenvolvimento de um Sistema de Controle em Tempo Real para um Servoposicionador Pneumático*. Dissertação de Mestrado me Engenharia Mecânica. UFRGS – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Porto Alegre, RS.

[2] Rios, C. F. (2009). *Projeto de Construção de um Robô Cartesiano Com Acionamento Pneumático*. Dissertação de Mestrado me Engenharia Mecânica. UFRGS – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Porto Alegre, RS.

[3] Pandian, S. R.; Hayakawa, Y.; Kanazawa, Y.; Kamoyama, Y.; Kawamura, S. (1997). "Practical Design of a Sliding Mode Controller for Pneumatic Actuators", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, v.119.

[4] Song, J.; Bao, X.; Ishida, Y. (1997). *An Application of MNN Trained by Meka for the Position Control of Pneumatic Cylinder*. International Conference on Neural Networks, v.2.

[5] Okiyama, K.; Iciryu, K. (2001). *Study of Pneumatic Motion Base Control Characteristics*. In: [S.l.: s.n.]. pp. 225 – 232.

[6] Perondi, E. A.; Guenther, R. (2000). *Controle de um Servoposicionador Pneumático por Modos Deslizante*. Congresso Nacional de Engenharia Mecânica.

[7] Locateli, C. (2011). *Modelagem e Desenvolvimento de um Sistema de Controle de Posição Pneumático com Acionamento por Válvulas ON/OFF.* Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – UFSC– Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis – SC.

[8] ISO/IEC 7498 – 1. (1994). "International Standard, Information Technology – Open Systems Interconnection (OSI)". Basic Reference Model: The Basic Model.

[9] Perondi, E. A. (2002). *Controle Não linear em Cascata de um Servoposicionador Pneumático com Compensação de Atrito*. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis – SC.

[10] Ogata, K. (1998). "Engenharia de Controle Moderno." [S.l.]: Prentice Hall do Brasil LTDA.
[11] Scavarada, S.; Thomasset, D. (1996). *Modeling and control of Electropneumatic Systems: An Overview of Recent French Contributions.* International Conference on Control, v. 2, pp. 1462–1467.
[12] Surgenor, B. W.; Vaughan, N. D. (1997). *Continuous Sliding Mode of a Pneumatic Actuator*. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, v. 119, p. 578 – 581.
[13] Su, W. C.; Kuo, C. Y. (2000). *Variable Structure Control of a Rodless Pneumatic Servoactuator with Discontinuous Sliding Surfaces.* In: Proceedings of the 2000 American Control Conference. [S.L.: s.n.], v. 3, pp. 1617 – 1621.
[14] Locateli, C. (2011). "*Modelagem e Desenvolvimento de um Sistema de Controle de Posição Pneumático com Acionamento por Válvulas ON/OFF*". Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – UFSC– Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis – SC.
[15] Slotine, J.-J. E.;Li, W. (1991). "*Applied Nonlinear Control*". Prendice-Hall., Inc., USA.
[16] Sobczyk, S., M. R. (2009). *Controle em Cascata e a Estrutura Variável com Adaptação de Parâmetros e Compensação de Atrito de um Servoposicionador Pneumático,* Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – UFRGS, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Porto Alegre – RS.

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica
III CAIM 2012



UTN.BA
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



Modelado y Control termodinámico de un sistema de intercambiador de calor tipo radiador para aplicación en automatización.

Daza Ospina, Francisney[(1)], Jiménez Placer, Gustavo[(1)], Zambrano, Daniel[(1,2)],

(1) Instituto de Industria (IDEI), Universidad Nacional de General Sarmiento. J. M. Gutiérrez 1150. Los Polvorines. Prov. Bs. As. Argentina. dzambran@ungs.edu.ar

(2) Facultad de Ingeniería y Ciencias Exactas. Universidad Argentina de la empresa. Lima 775. CABA. Argentina. dzambrano@uade.edu.ar

RESUMEN.

Con el objetivo de diseñar y construir una planta piloto didáctica que permita desarrollar el conocimiento de lazos de control para sistemas industriales, en el presente trabajo se desarrolla el diseño de un intercambiador de calor gas/liquido, mas precisamente en este caso aire/agua, teniendo como objetivo mantener una temperatura constante del agua a la salida del sistema. Esto se realizará mediante un control efectivo utilizando un PLC implementando un algoritmo PID, por lo que es necesario obtener la función de trasferencia. Para ello se ha realizado un modelo termodinámico del intercambiador de calor para controlar las variables que influyen en la relación caudal – temperatura
Para efectuar el análisis de un sistema cualquiera es necesario obtener un modelo matemático que lo represente, y este equivale a una ecuación matemática o un conjunto de ecuaciones con las cuales podemos conocer el comportamiento del sistema. El modelo matemático que se desarrolla a partir de un sistema no es único, debido a lo cual se pueden lograr representaciones diferentes del mismo proceso. El proceso de modelado se ha realizado en forma sistemática, procediendo a la Identificación de variables y estableciendo una notación matemática, utilizando leyes empíricas que se pueden aplicar y obteniendo entonces el planteo de las ecuaciones. Para determinar los modelos matemáticos que rigen el funcionamiento de la planta fue necesario separar componente por componente, obtener su modelo matemático e integrarlos conforme a los lazos que son objeto de control, en este caso el de temperatura tanto para enfriar o calentar el agua que circula por las cañerías.

Palabras Claves: intercambiador, modelado de sistemas.

1. INTRODUCCIÓN

Con el fin de diseñar y construir una planta piloto que pueda ser utilizada con fines didácticos [1], se determinaron los distintos componentes de esta, en función de obtener un sistema similar al los existentes en las plantas industriales y de esta manera adaptarse al uso que el futuro profesional realizará en su tarea cotidiana. Para ello se determinó que la mejor configuración, es un sistema simple de calentamiento- enfriamiento, y trasvase de líquido de un recipiente a otro, incluyendo sistema de monitoreo de nivel, medición de caudal y control de temperatura. Para ello se utilizaron sensores de uso industrial, y un sistema de control basado en PLC. Definido el sistema, se diseño la estructura contenedora del mismo con todos sus elementos, considerando además de los requerimientos técnicos minimizar los costos del proyecto Es así que llegamos a la configuración de la Figura (1).

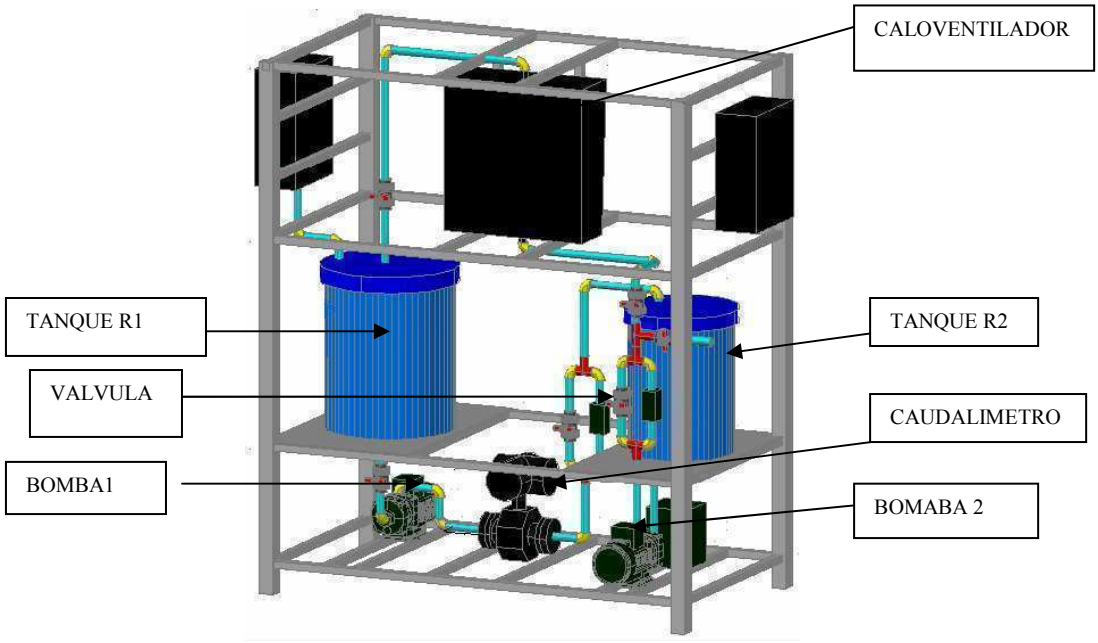


Figura (1). Estructura general de la planta piloto.

Este proyecto viene siendo desarrollado por la universidad y alumnos desde ya hace un tiempo [1], siendo el objetivo del presente trabajo la determinación del comportamiento del sistema de intercambio de calor agua-aire, que permite mantener una temperatura controlada.

1.1. Descripción general.

La planta piloto mostrada en la Figura1, cuenta con dos recipientes que contienen agua a una temperatura mayor a la del ambiente variable entre 50º C y 60º C según una preselección, siendo este líquido calentado en el recipiente mayor (R1) y trasvasado a otro recipiente de menor capacidad (R2) mediante una bomba centrífuga (P1). El caudal es controlado por la válvula de control proporcional (PV1). El caudal podrá variarse entre 700 l/h y 1000 l/h. El líquido almacenado en el recipiente R2 es devuelto al recipiente R1 mediante una bomba centrífuga (P2). En el recipiente R2 se mide y controla el nivel de líquido (entre 300 y 400mm) mediante una válvula de control (PV2). Antes de que el líquido llegue al recipiente R1 se controla la temperatura de ingreso mediante un sistema de enfriamiento (E y M). La diferencia entre la temperatura del líquido a la salida del enfriador y la temperatura del líquido en R1 será de 5º C. determinado su funcionamiento es necesario determinar las condiciones de funcionamiento del sistema de intercambio de calor que permita asegurar las condiciones preestablecidas. Para ello se determinará primeramente, las condiciones de control teóricas y luego se compará con los valores obtenidos en el dispositivo.

2. DESARROLLO

Para la determinación de los modelos teóricos que representan el funcionamiento del sistema de intercambio de calor es necesario desarrollar los conceptos de transferencia por conducción y por convección. En primer término para comenzar con el análisis de un sistema cualquiera es necesario obtener un modelo matemático que lo represente llamado función de transferencia [3], y este equivale a una ecuación matemática o un conjunto de ecuaciones con las cuales podemos conocer el comportamiento del sistema. El modelo matemático que se desarrolla a partir de un sistema no es único, debido a lo cual se pueden lograr representaciones diferentes del mismo proceso. El proceso de modelado básicamente sigue los siguientes pasos: Identificación de variables estableciendo una notación matemática; determinar las leyes empíricas que se pueden aplicar y plantear las ecuaciones. Para determinar los modelos matemáticos que rigen el funcionamiento de la planta es necesario separar componente por componente, obtener su modelo matemático e integrarlos conforme a los lazos que son objeto de control, el de nivel con el tanque, la válvula y el trasmisor de presión diferencial, el de caudal con la válvula y el caudalímetro y el de temperatura tanto para enfriar o calentar el agua que circula por las cañerías, junto al electro-ventilador, la resistencia y RTD.
En este caso se concentra atención al proceso de enfriamiento del calo-ventilador o electro-ventilador

2.1. Proceso de diseño del sistema de control

Para poder diseñar un sistema de control automático, se requiere conocer el proceso que se desea controlar, es decir, conocer la ecuación diferencial que describe su comportamiento, utilizando las leyes físicas, químicas y/o eléctricas. La ecuación diferencial es llamada modelo del proceso. Una vez que se tiene el modelo, se puede diseñar el controlador. Para el caso del intercambiador de energía térmica [2], analizaremos en primer término, la configuración del mismo. Este tipo de intercambiador de energía térmica que usa un calo-ventilador consiste en una tubería de material de cobre que esta alargada dentro de una carcaza o bastidor confeccionada en chapa galvanizada, que expone la tubería hacia las corrientes de aire de un ventilador de tipo helicoidal acoplado directamente a motor eléctrico de corriente alterna trifásico a 900 rpm, tal como se muestra en la Figura (2).

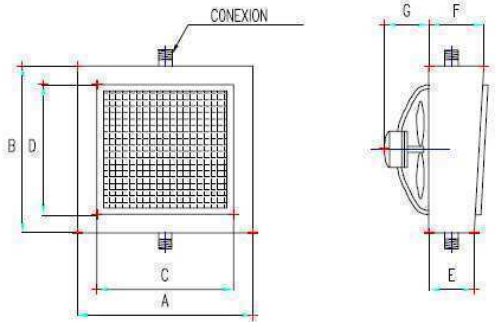


Figura (2). Intercambiador de calos aire- agua

Para obtener la función de transferencia se usa el concepto de transferencia de calor por convección, traspaso de energía térmica que ocurre por el movimiento de un fluido, que capta o cede energía de o a un cuerpo, dependiendo si el cuerpo esta con mayor o menor temperatura.
La medición se efectúa por medio de un sensor RTD (Pt100) adosado a un transmisor de dos hilos de 4 a 20 mA (TT1). Mediante un convertidor de frecuencia (SZ2) se controla, en forma analógica, la velocidad del motor (M) que acciona el ventilador, forzando así la circulación de aire a través de los serpentines del radiador (E). Determinamos así el sistema de lazo cerrado que deberá controlarse. El mismo puede verse en la Figura (3).

TIC	Controlador e indicador de temperatura por PLC accesible en tablero
TT	Transmisor de temperatura en campo
SZ	Variador de velocidad accesible en tablero

R1	Recipiente de polietileno de 75 lts.
R2	Recipiente de polietileno de 50 lts.
P1	Bomba centrífuga 1
P2	Bomba centrífuga 2
MV	Válvula proporcional 1
M	Motor del electroventilador
E	Radiador enfriador

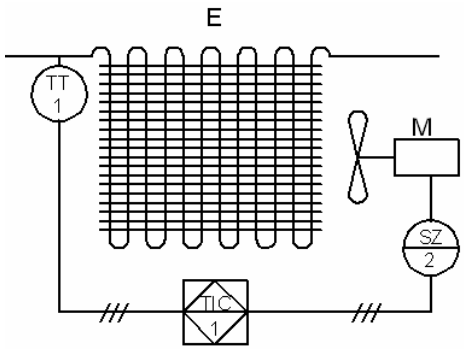


Figura (3). Esquema del sistema a controlar

Para desarrollar el sistema de control consideraremos las ecuaciones que rigen los fenómenos de transferencia de energía térmica. Si consideramos el flujo de energía térmica del aire al serpentín ecuación (1)

$$Qa\text{-}s=Ah\ (Ta-Ts) \qquad (1)$$

A: área del serpentín = 0.67m2
h: coeficiente de transferencia de energía térmica del cobre= 341Kcal/hm2ºC
Ts: temperatura del serpentín
Ta: temperatura del aire

En el serpentín, el cambio de energía interna esta dado por ecuación (2)

$$Q2-Q1=mC(dT/dt) \qquad (2)$$

Q1 Energía térmica que entra al serpentín
Q2 Energía térmica calor que sale del serpentín
m masa de agua
C capacidad calorífica del agua= 1 Kcal/KgºC

Se determinaran los requerimientos energéticos de los subsistemas comprendidos por: Agua, tubería, Intercambiador, RTD, Accesorios. Se establecerá entonces el modelo correspondiente al enfriador conformado por una serpentina de 4,2m por la que circula el agua del proceso. Esta serpentina recibe aire forzado por medio de un ventilador que posee variación de velocidad. En la figura (4) que sigue se puede apreciar su configuración

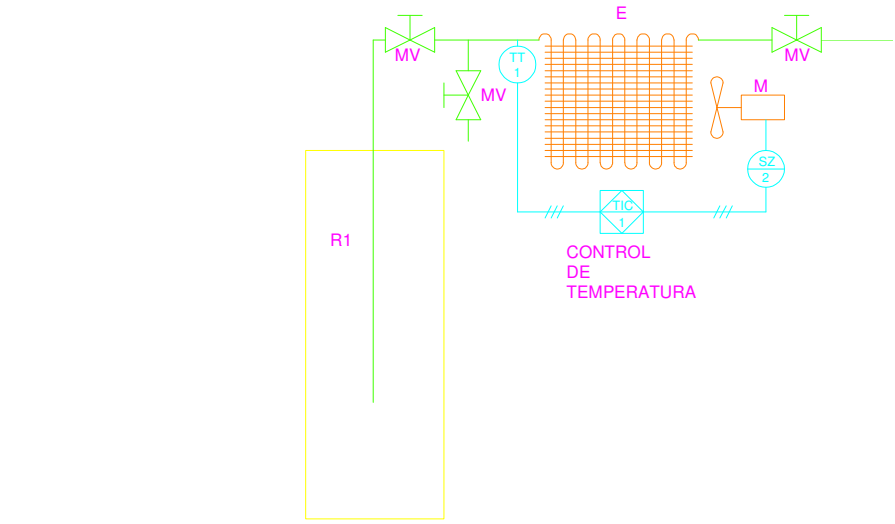


Figura (4). Esquema del lazo de control de temperatura - enfriador

Procedemos entonces a realizar el cálculo de cada una de las variables que deben ser contempladas en el modelo matemático a establecer. Para ello comenzamos con el Calculo de de la masa contenida en el serpentín (m). Para ello debemos utilizar la Longitud del serpentín 4,2m y calcular el área correspondiente ecuación (4)

$$A = \pi r^2 = \pi(0.0127m)^2 = 5.06cm^2 \quad (4)$$

El volumen será:

$$V = AxL = 5.06cm^2 * 420cm = 2125.2cm^3 \quad (5)$$

$$\rho_{agua} = 1 \, Kg / 1000cm^3$$

$$m = \rho * V = \frac{2125.2cm^3}{1000 \frac{cm^3}{Kg}} = 2.125Kg$$

Entonces

$$Ta = Ts + \frac{2.125Kg * 1 \frac{Kcal}{Kg^oC}}{0.67m^2 * 341 \frac{Kcal}{hm^2{}^oC}} \frac{\partial Ts}{\partial t} = Ts + 0.00928h \frac{\partial Ts}{\partial t} = Ts + 33.42seg \frac{\partial Ts}{\partial t} \quad (7)$$

La temperatura del aire Ta es función de la presión ejercida por las paletas sobre el aire, y considerando al aire como un gas ideal

$$PV = nRT = cte$$
$$\frac{n1R}{V1} = \frac{n2R}{V2} entonces$$
$$\frac{P1}{T1} = \frac{P2}{T2}$$
$$T2 = Ta = \frac{P2}{P1T2}$$

T1: temperatura ambiente=18ºC
P1: presión ambiente=10mca
P2: presión después del ventilador=?

Según el fabricante, operando en condiciones normales P2: 0.05mca pero como debemos modificar la velocidad del ventilador con un variador, la velocidad va a cambiar y por ende también la presión. Esto se rige por la siguiente ley de los ventiladores

$$P2 = Pa = P0\left(\frac{n_a}{n_0}\right)^2 \quad (8)$$

P0 y n0 son la presión y velocidad en condiciones normales
Linealización la ecuación alrededor de las 1400 rpm (punto de trabajo)

$$Pa = 10mca\left(\frac{1400}{1400}\right)^2 + 10mca\left(\frac{2*1400}{1400^2}\right)(n_a - 1400) = 10 + 0.014n_a - 20 = 0.014n_a - 10$$

Interesa solo la variación de Pa respecto de Ta, por lo que la pendiente de la ecuación anterior y se reemplaza en la ecuación (2)

$$Ta = \frac{PaT1}{P1} = \frac{T1}{P1}0.014n_a = \frac{18}{10.05}0.014n_a = 0.025na \quad (9)$$

Y volviendo a la ecuación 1 tenemos

$$0.025n_a = Ts + 33.42\left(\frac{\partial Ts}{\partial t}\right) \quad (10)$$

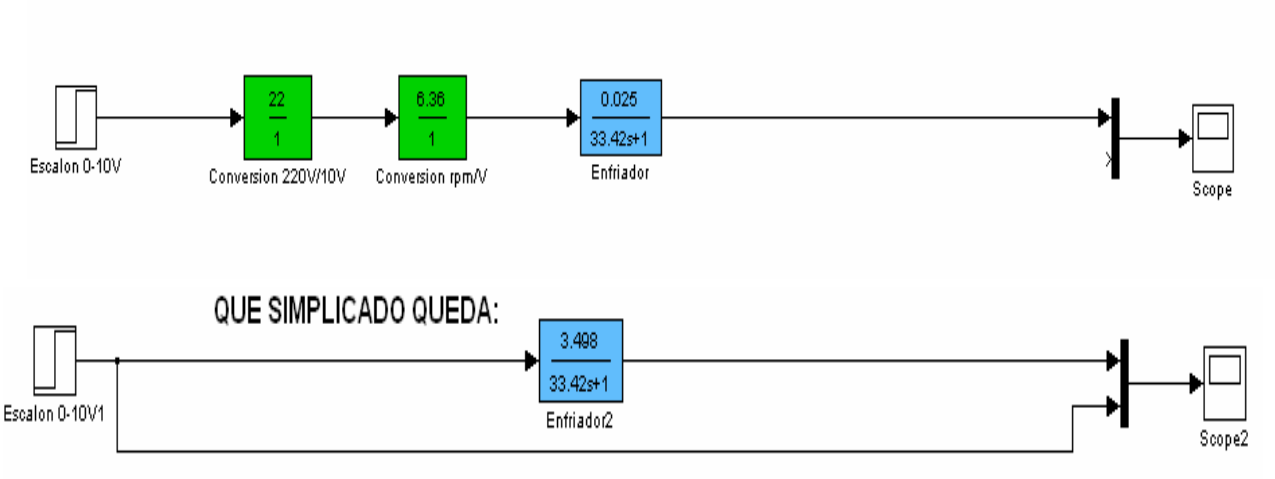
Transformando por Laplace queda de la siguiente manera

$$0.025n_a(S) = Ts(S) + 33.42ST(S)$$
$$0.025n_a(S) = Ts(S)(1 + 33.42S)$$
$$\frac{Ts(S)}{n_a(S)} = \frac{0.025}{1 + 33.42S}$$

De esta manera encontramos la función de transferencia del calo ventilador

2.1.1 Diseño del controlador

En este punto se determinaron los parámetros de los algoritmos PID que controlan el lazo partiendo del modelo matemático determinado de la planta en este caso el calo ventilador. Se utiliza un control modelo de PID estándar para el modelo matemático del controlador. Para el control de temperatura del enfriador elaboraremos primeramente un modelo de la planta en lazo.
El sistema en lazo abierto esta compuesto por un calo ventilador (electro ventilador) que le impulsa aire al fluido que circula por un serpentín. Se agrega una conversión de V (volt) a V (volt) y de V (volt) a rpm (revoluciones por minuto) para que concuerden las unidades del modelo. A continuación se observa el diagrama de bloques:



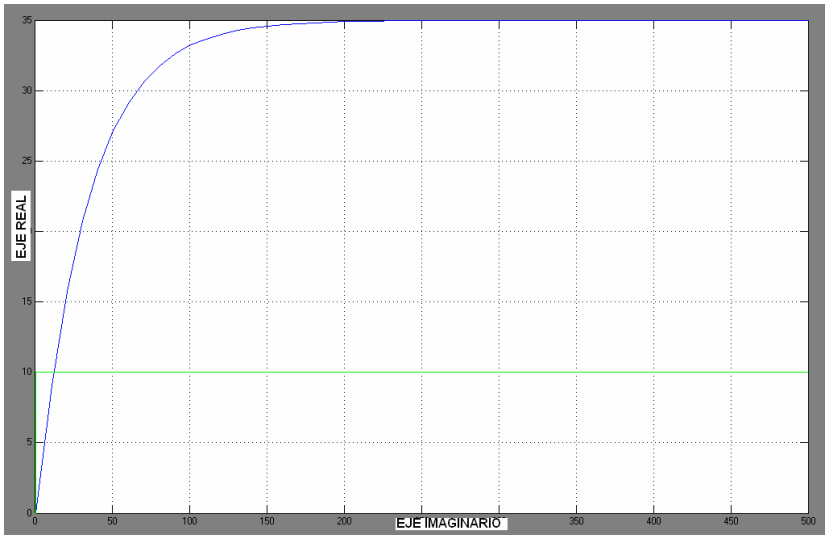


Figura (5). Respuesta lazo abierto

Se observa que el sistema resultante es de primer orden con un polo en -1/33.42, que lo hace estable para cualquier ganancia. De todos modos, se grafica a continuación la respuesta del sistema al escalón, el lugar de raíces (root locus) y el diagrama de Nyquist

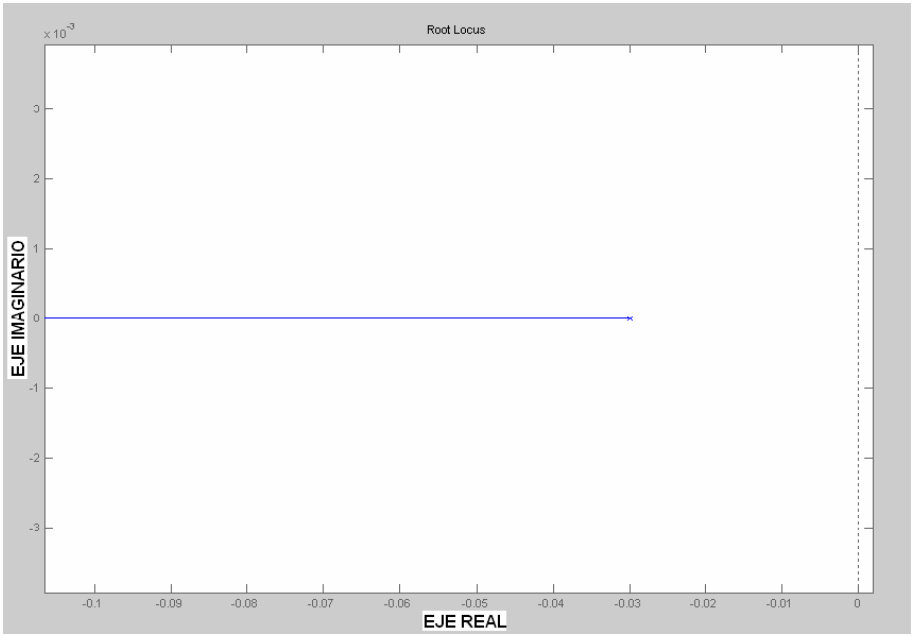


Figura (6). Lugar de raíces del lazo abierto del enfriador

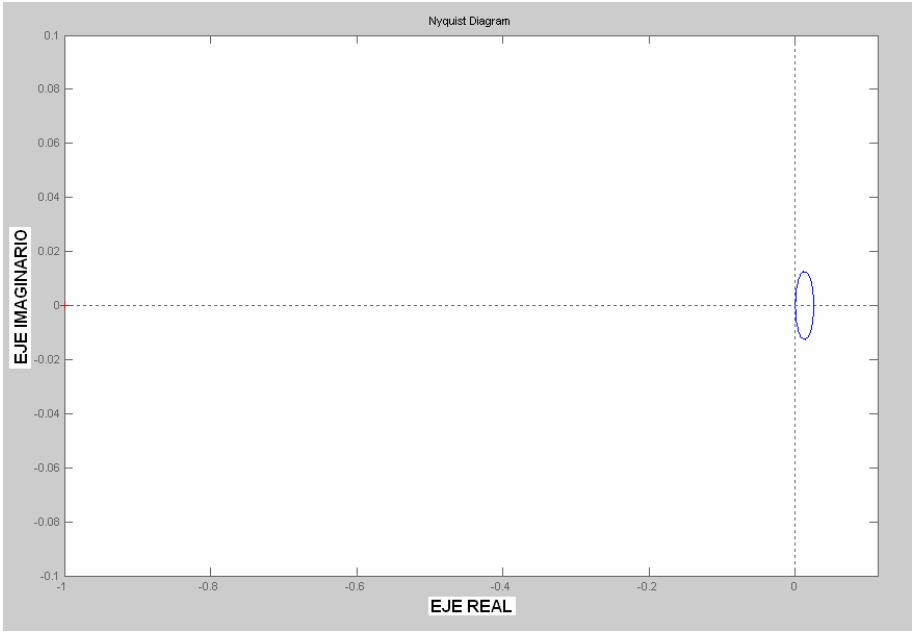
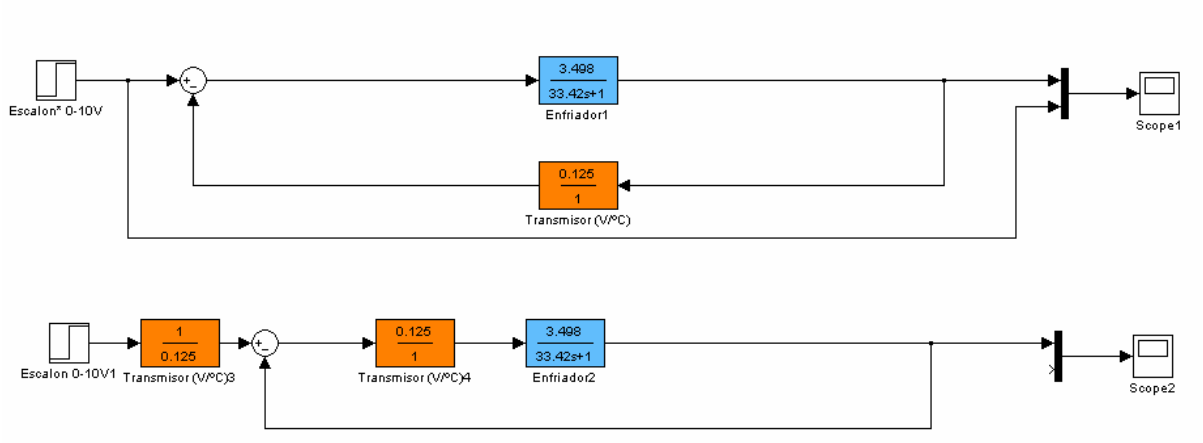


Figura (7).Diagrama de Nyquist del lazo abierto del enfriador

Se observa en la respuesta que el sistema esta acotado, se estabiliza en 35 para un escalón de entrada de 10. En el lugar de raíces se aprecia el polo en -0.03 +0jw, lo que genera una salida de allí hacia -∞ mostrando que el sistema es estable para cualquier ganancia y que puede ser controlable. También garantiza la estabilidad que en el diagrama de Nyquist el grafico no rodea al punto -1.

2.1.2 Modelo de la planta en lazo cerrado

Evaluada la estabilidad del sistema en lazo abierto se procede a cerrarlo a través de la realimentación que realiza la termocupla sobre el fluido esta función esta dada por la cantidad de voltaje sobre grados centígrados dadas por el sensor . La salida de ésta ya es un voltaje para comparar con la referencia. Se llevó la planta a un modelo de realimentación unitaria para hacer más sencillo el diseño del controlador.



Que simplificado queda

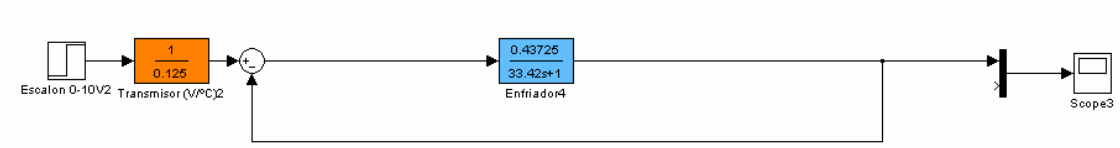


Figura (8). Modelo simplificado de la planta (calo ventilador,) usando la realimentación de la temperatura dada por el sensor rtd instalado a la salida del calo ventilador

La respuesta del sistema de nivel en lazo cerrado para un escalón unitario es:

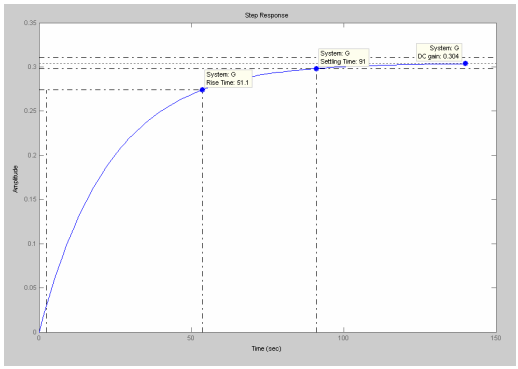


Figura (9). Respuesta a escalón.

Puede verse en la respuesta que la señal no tiene sobrepicos y se estabiliza dentro del 2% a los 91 segundos, pero el valor deseado es 30, lo que indica que necesita de un controlador.
Para el diseño del controlador puede observarse nuevamente que por la forma de la respuesta no se puede utilizar el primer método de ajuste de Ziegler Nichols porque requiere que la señal de salida

tenga forma de S. Para ver si es factible la utilización del segundo método observamos el lugar de raíces. Figura (9)

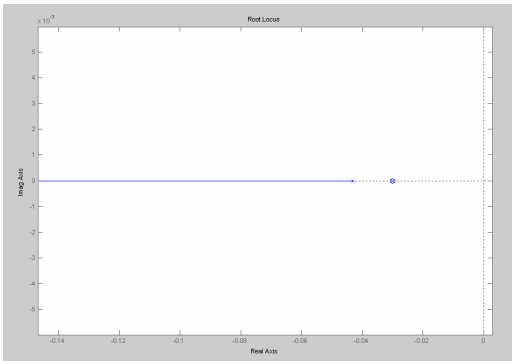


Figura (10). Lugar de raíces.

Para este caso tampoco es posible utilizar el método de Ziegler Nichols porque no hay valores para los cuales el sistema se desestabilice (corte del eje jw). Un control proporcional mejoraría los tiempos de establecimiento abruptamente, si ponemos una ganancia muy alta haciendo que nuestro sistema oscile. Se opta entonces por un control clásico PI.
Para realizar un control proporcional – integrativo debe utilizarse una función de trasferencia del estilo

$$Gc = \frac{Kp(S + {}^{1}\!/_{Ti})}{S} \qquad (11)$$

La constante de integración indica la velocidad con la que se repite la acción proporcional. Se define para este caso un tiempo de integración de 60 seg. Se realizan pruebas con valores de Kp =1, 10, 20 y 50

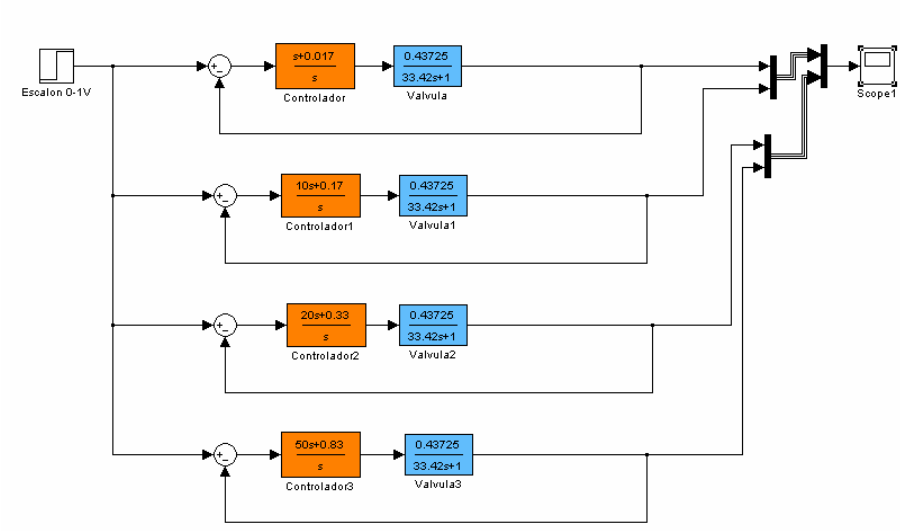


Figura (11). Diagrama de bloques para diferentes ganancias

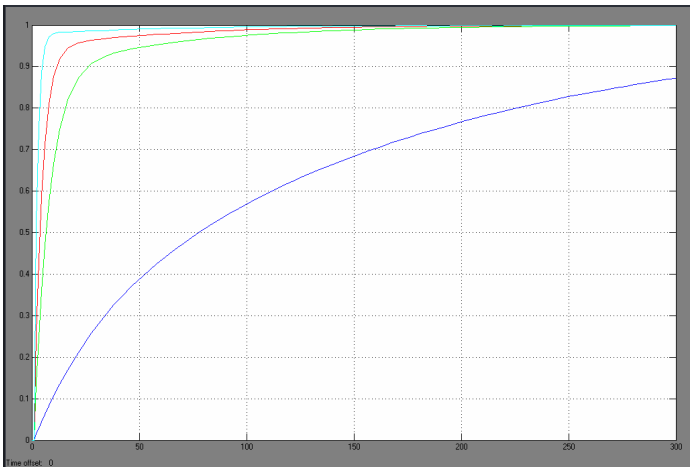


Figura (12).Respuesta de las diferentes ganancias o valores de KP 1, 10, 20, 50 en su orden de celeste oscuro a celeste claro

Se observa que para kp=50 se cumplen los requisitos. Se comprueba a continuación con Matlab

```
>> g=tf([0.43725],[33.42 1])
 >> c=tf([50 0.83],[1 0])
 >> GT=g*c/(1+g*c)
 >> c=tf([50 0.8333],[1 0])
 >> GT=g*c/(1+g*c)
 >> step(GT)
```

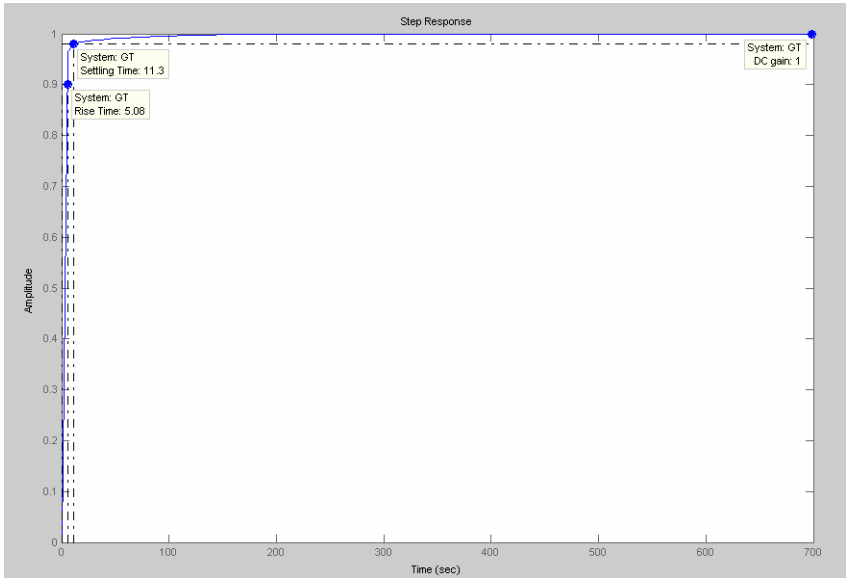


Figura (13).Respuesta de las diferentes ganancias o valores de KP 1, 10, 20, 50 con la relación de tiempos para compararlos con lo requerido en la tabla 1

Se observa que se cumplen con los requerimientos establecidos. Si continuamos elevando la ganancia se ajustará mejor cada vez pero hay que tener en cuenta la complejidad de armar los controladores en la realidad, y no saturar los actuadores en este caso el motor enfriador que no debe

sobrepasar las rpm en función del calor generado en la figura (14).se muestra la acción de control y la salida de la planta controlada.

El controlador queda de la siguiente manera:

$$GC = \frac{50(S + 1/60)}{S} = 50 + \frac{0.833}{S}$$

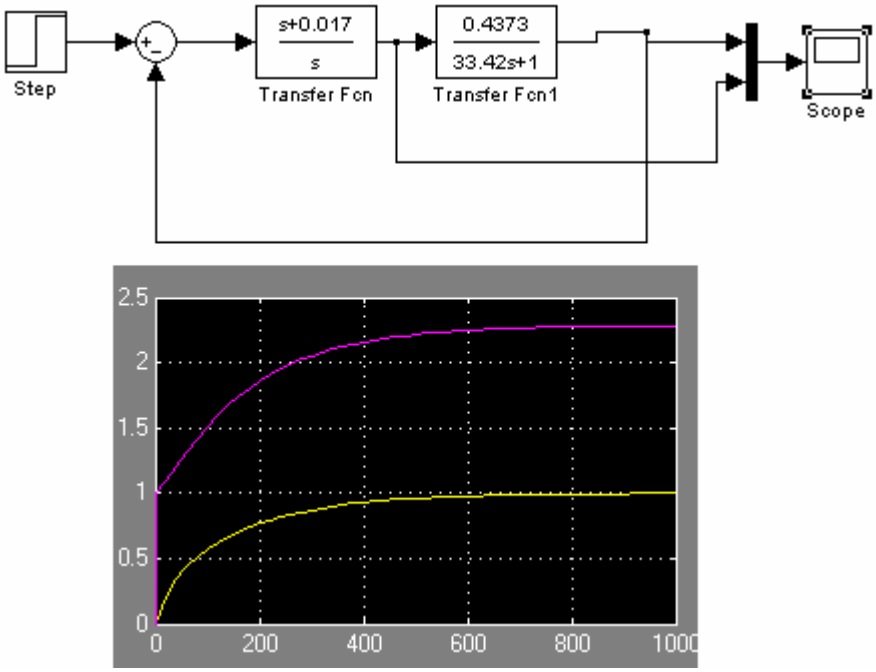


Figura (14)

Con este controlador alcanzamos los siguientes parámetros:

Tabla 1. Parámetros de respuesta del controlador.

parámetros	Deseados	Logrados
Error al escalón Tiempo de establecimiento al 2% de la referencia Sobrepico máximo	0. < 30 s 5%	0.008 11.3 s 0 %

.

3. CONCLUSIONES.

El sistema térmico del intercambiador responde de manera lenta La colocación del sensor de temperatura influye en la respuesta de esta planta en particular haciéndola tender a un sistema de primer orden La experiencia de diseño, construcción y automatización enriquece los conceptos, gracias a que se puede evidenciar que los lazos de control aplicados satisfacen las necesidades de amplificación y control para la planta en cuestión. Para las Etapas de un estudio dinámico se debe

Especificar el sistema o componente para mejor análisis aislando un componente de un sistema y considerarlo como otro sistema. Para este sistema no fue necesario implementar un sistema de PID. Completo ya que con el proporcional e integral fue suficiente para lograr los valores de repuesta en el tiempo.entonces todo sistema tendrá un controlador específico de acuerdo a sus necesidades propias El teorema de Ziegler Nichols como herramienta de ajuste de lazo no siempre es ajustable a los lazos de control de primer y segundo orden. La razón fundamental estriba en el hecho de que tales sistemas poseen funciones de transferencia cuyo gráfico de Nyquist no corta el eje real más que en $\omega = 0$ y $\omega = \infty$.

El controlador modelado produce una saturación de la acción de control, lo cual implica que debe revisarse los parámetros del mismo, o aplicar técnicas más modernas para diseñar el controlador como modelo de control interno (IMC) que permite más flexibilidad en la determinación de los parámetros, y además permite trabajar con diferentes escalones de entrada sin necesidad de modificar el modelo del controlador.

4. REFERENCIAS.

[1] Jiménez Placer, Gustavo; Vitali, Amado Osvaldo, Ferreira, Fabiana , et . “Implementación de una maqueta industrial para el desarrollo, estudio y análisis de software de supervisión industrial”. (2010). World Congress&Exhibition Engineering 2010. Buenos Aires, Argentina.

[2] Kern, Donal; (2005) Procesos de transferencia de calor, Ed. Continental, Cap1 ISBN 968-26-1040-0.

[3] Hernández Gaviño, Ricardo;(2010) Introducción a los sistemas de control, Ed. Persson, México, ISBN 978-607-442-842-1

[4] Acebes, L.F., Alves, R, Merino A., Prada C. *Un Entorno de Modelado Inteligente y Simulación Distribuida de Plantas de Proceso*. Actas de las XXIV Jornadas de Automática. 2003.

[5] Alves R. “Simulación distribuida de procesos”. Tesis Doctoral. Universidad de Valladolid.2005.

[6] Campos T, de la Iglesia J. “Construcción, instrumentación y control de una planta piloto termo hidráulica”.Proyecto fin de Carrera. Departamento de Ingeniería de Sistemas y Automática. Universidad de Valladolid.2001.