

# TRABAJOS

# III CAIM 2012

Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

Plaun, Leonardo  
Trabajos CAIM 2012 :máquinas térmicas e hidráulicas : fluido  
termodinámica . - 1a ed. - Buenos Aires :Centro de Estudiantes de  
Ingeniería Tecnológica - CEIT, 2013.

E-Book. ISBN 978-987-1978-10-6

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

Fecha de catalogación: 06/06/2013

**AREA TEMATICA I - M - L**

**MAQUINAS TERMICAS  
E HIDRAULICAS  
FLUIDO TERMODINAMICA  
TRANSFERENCIA DE  
CALOR**

**III CAIM 2012**  
Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

**XXV** REUNIÓN  
CIENTÍFICA  
ACADÉMICA  
del FoDAMI

I MAQUINAS TERMICAS E HIDRAULICAS			
N	CODIGO	TITULO DEL TRABAJO	1er AUTOR
1	I- 001	UTILIZACION DEL COMBUSTIBLE HÍBRIDO GASEOSO (GNC+H2) EN MOTORES DE USO VEHICULAR	Tribugó, Horacio
2	I- 002	DISEÑO DE UN SISTEMA DISCO STIRLING PARA GENERAR POTENCIA MECÁNICA A PARTIR DE RADIACIÓN SOLAR	Vivas, Nelson
3	I- 003	ESTUDIO DE PRESTACIONES DE MOTOR DIÉSEL ALIMENTADO POR CORTES GASOILBIDIESEL	Caldera, Martín
4	I- 004	BANCO DE PRUEBAS DE MOTORES DE COMBUSTION INTERNA CON FLUJO DE AIRE INTELIGENTE	Mangoni, Marcos
5	I- 012	DESARROLLO DE UN CAUDALÍMETRO PARA PROPELENTES LÍQUIDOS DE VEHÍCULOS ESPACIALES	Jazni, Jorge

M FLUIDO TERMODINAMICA			
N	CODIGO	TITULO DEL TRABAJO	1er AUTOR
1	M- 003	ESTUDIO TERMODINAMICO Y CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN DE VACÍO PARA HORNOS DE TRATAMIENTO DE ACERO LÍQUIDO	López, Raúl Daniel
2	M- 004	DESARROLLO DE ECUACIONES CONSTITUTIVAS PARA EL FLUJO DE FLUIDOS MAGNETOREOLÓGICOS Y ANÁLISIS CUALITATIVO DEL CAMPO FLUIDODINÁMICO RESULTANTE	Lassig, Jorge
3	M- 005	ELABORACIÓN DE UN PROGRAMA DE COMPUTACIÓN Y UNA METODOLOGÍA PARA DISEÑAR EN DETALLE MÓDULOS PARA LA MEDICIÓN DE FLUJO PARA TRANSFERENCIA DE CUSTODIA	Rodríguez, Oscar
4	M- 006	APLICAÇÃO DE MODELOS RANS AO ESCOAMENTO TURBULENTO ANISOTRÓPICO	Rezende, André
5	M- 007	DISEÑO PRELIMINAR DE UN REGULADOR DE PRESIÓN PARA USO AEROSPAIAL	Salomone, Javier
6	M- 009	COLAPSO POR VIENTO EN TANQUES DE PETROLEO SIN CUBIERTA: CARACTERIZACIÓN Y EFECTOS DEL VÓRTICE DE CAVIDAD	Lassig, Jorge
7	M- 010	OPTIMIZACION DEL PROYECTO DE DUCTOS	Frabotta, Remo
8	M- 011	MODELIZADO DEL TUBO VÓRTICE	Provenzano, Pablo

L TRANSFERENCIA DE CALOR			
N	CODIGO	TITULO DEL TRABAJO	1er AUTOR
1	L- 001	DESENVOLVIMIENTO DE METODOLOGIAS PARA MONITORAMENTO DA POTÊNCIA TÉRMICA DE REACTORES NUCLEARES	Mezquita Amir, Zacarías
2	L- 002	UNA METODOLOGÍA COMPUTACIONAL PARA EL CÁLCULO DEL CALENTAMIENTO-ENFRIAMIENTO DE CUERPOS SÓLIDOS POR CONDUCCIÓN, CONVECCIÓN Y RADIACIÓN	Gonzalez Ferrari, Carlos
3	L- 003	SOFTWARE NUMÉRICO PARA LA ESTIMACIÓN DEL CALOR ESPECÍFICO Y DE LA CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE MANERA SIMULTÁNEA	Zueco, Joaquín
4	L- 004	SIMULACIÓN NUMERICA DEL COMPORTAMIENTO DE UN DESTILADOR SOLAR INTEGRADO A UN TANQUE COLECTOR ACUMULADOR	Zizzias, Javier
5	L- 006	ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR DENTRO DE CINCO (5) TUBOS DE ALUMINIO DE 12,7 mm CON ALETAS LOGITUDINALES INTERNAS EN FORMA DE REJILLA	Malaguera, Angel
6	L- 007	MODELACIÓN DE UN SISTEMA DISH/STIRLING PARA LA GENERACION DE ENERGIA ELECTRICA	Mendoza, Luis
7	L- 009	DESARROLLO DE UN MÉTODO APROXIMADO PARA EL CÁLCULO NUMÉRICO DE LOS FACTORES DE VISTA EN CAVIDADES BIDIMENSIONALES	Rebollo, Daniel
8	L- 010	ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DE LA RADIACIÓN TÉRMICA EN LA CONVECCIÓN NATURAL LAMINAR A LO LARGO DE UNA PLACA VERTICAL	Rebollo, Daniel
9	L- 011	ROTAÇÃO IDEAL EM TANQUE COM IMPULSOR AXIAL E CHICANAS TUBULARES VERTICAIS PARA O AQUECIMENTO DE SOLUÇÕES	Rosa, V.S.
10	L- 014	AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA SOLAR EM TUBO EVACUADO	Elson Avallone

ÁREA TEMÁTICA I

**MÁQUINAS TÉRMICAS  
E HIDRÁULICAS**

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



## UTILIZACION DEL COMBUSTIBLE HÍBRIDO GASEOSO (GNC+H<sub>2</sub>) EN MOTORES DE USO VEHICULAR

Ing. Horacio Trigubó, Ing. Nicolás Galante, Ing. Sergio Macchello, Ing. Roberto Franzi

*Depto. Ing. Mecánica – Facultad Regional Buenos Aires – Universidad Tecnológica Nacional.  
Av. Medrano 951, (C1179AAQ), Buenos Aires, Argentina*

[htrigubo@cedi.frba.utn.edu.ar](mailto:htrigubo@cedi.frba.utn.edu.ar) - [nicgalante@hotmail.com](mailto:nicgalante@hotmail.com)  
[sgmacchello@hotmail.com](mailto:sgmacchello@hotmail.com) - [robertofranzi@argentina.com](mailto:robertofranzi@argentina.com)

### RESUMEN

El incremento global vehicular sumado a la disminución de las reservas de petróleo impulsan el desarrollo de combustibles alternativos y es congruente con las normas para restringir la emisión de gases contaminantes.

En el Laboratorio de Máquinas Térmicas de la FRBA/UTN y promocionado por CNEA-IEDS, se trabaja en el proyecto para que motores ciclo OTTO consuman un nuevo combustible gaseoso resultante del mezclar GNC con porcentajes variables de H<sub>2</sub> (5 al 20%)

Los motivos que lo impulsan son:

- 1- El Gas Natural mundialmente está incrementando su utilización en reemplazo de nafta por su menor precio de venta y además que estos motores pueden funcionar con modificaciones de bajo costo emitiendo menor HC y CO.  
Sin embargo, la mayor temperatura de combustión de las mezclas GNC/Aire origina una considerable emisión de óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>).
- 2- El Hidrógeno es considerado el combustible del futuro tanto por la posibilidad de obtenerlo a partir de recursos renovables como el agua y utilizar métodos no contaminantes (Ej. energía eólica), y además por sus excelentes propiedades:
  - alta velocidad de propagación de la llama
  - amplio rango de ignición
  - no contaminante

En consecuencia, se aprecian los argumentos que impulsan la utilización del nuevo combustible híbrido con la ventaja fundamental de que los motores utilizarán la misma tecnología que para el GNC.

El programa de investigación consiste en el ensayo comparativo en dinamómetro de un motor actual normal de producción, al funcionar con combustibles líquido y gaseosos (GNC, GLP y GNC+H<sub>2</sub>) verificándose su performance, consumo y emisiones contaminantes, con la premisa de que en el motor se podrán efectuar modificaciones en la calibración original de los sistemas de: encendido, alimentación de combustibles gaseosos y riqueza de mezcla.

El trabajo de investigación está en pleno desarrollo. Por los resultados obtenidos en consumo y emisiones, se considera que el proyecto será una transición progresiva hacia el uso masivo del hidrógeno en vehículos de transporte, permitiendo asimismo adquirir confianza en el manejo de este combustible.

**Palabras Claves:** combustibles alternativos gaseosos, combustible híbrido GNC + H<sub>2</sub>, mezcla pobre, emisiones contaminantes, motor original.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



### 1. INTRODUCCIÓN

#### COMBUSTIBLES ALTERNATIVOS

El panorama energético mundial está en permanente cambio por: la disminución de las reservas de yacimientos fósiles, el incremento de su consumo generado principalmente por una mayor utilización de automóviles, y la exigente normativa internacional que, para reducir las emisiones contaminantes de los motores de combustión interna (CI), han potenciado la utilización de los denominados “combustibles alternativos”.

Tabla 1 *Combustibles alternativos*

MOTORES	COMBUSTIBLES		
	TRADICIONALES	ALTERNATIVOS	
	Líquidos	Líquidos	Gaseosos
OTTO	Nafta	Alcohol *	GNC
			GLP
			H <sub>2</sub> *
DIESEL	Gasoil	Biodiesel *	-----

\* Renovables

GNC: Gas Natural Comprimido / GLP: Gas Licuado de Petróleo

Se considera el H<sub>2</sub> como el combustible del futuro por su posibilidad de obtenerlo de recursos renovables y por sus excelentes propiedades físico-químicas (ver Tabla 2). Sin embargo, para lograr su uso masivo en los motores vehiculares, se deberán superar:

- el mayor costo de producción;
- las dificultades que permitan facilitar su distribución y almacenamiento.

En la actualidad, debido a la magnitud de las reservas de Gas Natural, como así también a su menor precio de venta, está en pleno auge la utilización mundial del **GNC**. Así, en nuestro país, con alrededor de 2 millones de vehículos que lo utilizan, ha generado el desarrollo de una industria de primera nivel en la fabricación de equipos.

Por las posibilidades y ventajas de su mezcla con H<sub>2</sub>, para constituir el nuevo combustible híbrido (GNC + H<sub>2</sub>), describiremos las características fundamentales de ambos:

#### 1.1. Gas Natural

Sus ventajas son:

- menor precio de venta que los combustibles líquidos;
- el bajo costo de la conversión de los motores ciclo Otto para funcionar con GNC;
- la posibilidad de los motores de trabajar con relaciones de compresión del orden 13:1, debido a su elevado número de octano;
- por tener 1C, el CH<sub>4</sub> resulta menos contaminante en CO y HC, que el Isooctano, con 8C.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



Sus desventajas son:

- la menor velocidad de propagación de la llama respecto de la nafta, requiere que el encendido de la mezcla se produzca con bastante anticipación del PMS (punto muerto superior).
- al ser la temperatura del proceso de combustión más elevada que al utilizar nafta, se origina mayor emisión de NOx;
- por su menor densidad, el gas ocupa más volumen en el cilindro del motor que la nafta, ocasionando por la menor carga de aire una pérdida de potencia de alrededor de un 15%.

### 1.2. Hidrógeno

Es considerado como el combustible más promisorio por:

- su obtención a partir de recursos renovables;
- elevado poder calorífico (120 Mj/kg);
- velocidad de llama cinco veces mayor que la nafta; aproxima al proceso teórico de combustión a volumen constante mejorando la eficiencia térmica;
- mínimo valor de energía para su ignición;
- amplio rango de inflamación, lo que permite que los motores de CI funcionen con mezcla pobre, disminuyendo el consumo de combustible y las emisiones contaminantes;
- por la composición del H<sub>2</sub>, durante su combustión se genera vapor de agua.
- debido al menor poder calorífico inferior volumétrico, genera menor potencia que los combustibles nafta y GNC.

La posibilidad de que el H<sub>2</sub> pueda ser utilizado masivamente en los vehículos dependerá que su fabricación, distribución y almacenaje en el vehículo se pueda efectuar con un costo aceptable y en el que habrá que incluir la ponderación económica de la “**mejora ambiental**”.

Tabla 2 Propiedades de Hidrógeno, Metano y Nafta \*

Propiedades	Unidad	Hidrógeno	Metano	Nafta
Densidad (líquido)	kg/dm <sup>3</sup>	0,07	0,423	0,73 - 0,74
Densidad (gas 25 °C; 1 atm)	kg/ m <sup>3</sup>	0,083	0,651	---
Densidad (gas 25 °C; 200 bar)	kg/ m <sup>3</sup>	15	130	---
Aire/Comb. Estequiométrico (vol.)	v/v	2,37	4,75	49,2
Aire/Comb. Estequiométrico (masa)	m/m	34,3	17,4	14,7
Poder Calorífico Inferior	MJ/kg	120	50	43,5
Límites de inflamabilidad	% vol	4 - 75	5,3 - 15	1 - 7,6
Energía mínima de encendido	mJ	0,02	0,29	0,24
Velocidad de llama laminar (NPT)	cm/seg	170	20	37 - 43
Número Octano Research	RON	60	120	97

\* BOSCH, Manual de la Técnica del Automóvil

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



### 1.3. Mezclas Gas Natural (Metano) + Hidrógeno

El uso de estas mezclas híbridas\* gaseosas facilita su utilización en los motores actuales y tiene como objetivo aprovechar las ventajas complementarias de ambos combustibles. Éstas son:

- Para obtener buenos resultados en cuanto a emisiones y potencia, se agregan cantidades reducidas de hidrógeno (la experiencia internacional indica del 20 al 30%).
- Como consecuencia, no incrementa el costo del combustible en forma apreciable.
- Al aumentar el H<sub>2</sub>, la velocidad de llama reduce las emisiones de HC, de CO y CO<sub>2</sub>.
- Por el gran rango de inflamabilidad del H<sub>2</sub>, el motor puede funcionar con mezclas pobres, emitiendo menor NO<sub>x</sub> y disminuyendo el consumo de combustible.
- De la Tabla 2, se observa que, por el menor PCI volumétrico del H<sub>2</sub> respecto del Metano, al incrementar el porcentaje de H<sub>2</sub>, se reduce la potencia del motor. Por lo tanto, el contenido de H<sub>2</sub> debe adecuarse al uso del motor.
- Se utiliza el mismo equipamiento del GNC instalado en el vehículo.
- Se considera como una transición hacia el uso masivo del hidrógeno en vehículos de transporte.

## 2. EMISIONES CONTAMINANTES

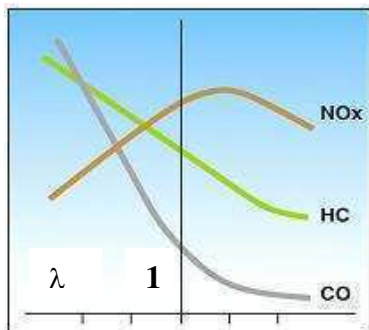
Por ser los motores de CI una de las causas fundamentales de contaminación ambiental (CO, HC, NO<sub>x</sub>, CO<sub>2</sub>), se ha generado una normativa cada vez más restrictiva sobre las emisiones (ej.: Euro 2, 3, 4, 5).

Una variable muy importante para determinar la emisión en los motores Otto es el valor denominado "Lambda", que es la relación entre la cantidad real instantánea de aire-combustible y la cantidad estequiométrica.

Tabla 3 *Relación Lambda*

Lambda	= 1	> 1	< 1
Mezcla	Estequiométrica	Pobre (exceso de aire)	Rica (exceso de combustible)

En la práctica, por variación de la cantidad de combustible, los motores Otto trabajan entre Lambda 0,9 y 1,10, pudiendo alcanzar otros valores según la exigencia del funcionamiento, lo que produce diversas emisiones contaminantes (HC, CO, NO<sub>x</sub>) (ver Figura 1).



HC	Hidrocarburos de Carbono
CO	Monóxido de Carbono
NO <sub>x</sub>	Óxidos de Nitrógeno

Figura 1 *Variación del CO, HC y NO<sub>x</sub> en función de Lambda*

En la Figura 1, se observa la importancia que tiene lograr que el motor trabaje con mezclas pobres para disminuir las emisiones. Sin embargo, al considerar el **Metano**, no es posible implementarlo

\* Las mezclas son denominadas comercialmente "Hythane" (Hy-drogen; Me-thane).

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



por su baja velocidad de propagación. Por ello se aumenta el avance al encendido (APMS), lo que incrementa la temperatura de la combustión con el consecuente aumento de los NO<sub>x</sub>.

De ahí surge la ventaja fundamental de **agregar H<sub>2</sub>** al Metano, para lograr incrementar la velocidad de llama y extender el límite pobre de la combustión, lo cual permite al motor funcionar con menor APMS, generando menor emisión de NO<sub>x</sub>.

### 3. PROGRAMA DE INVESTIGACIÓN

El Grupo de Investigación de la FRBA planificó el ensayo en dinamómetro de un motor actual de producción, Volkswagen modelo Gol, con todos los combustibles existentes en nuestro ámbito, con el que se efectuaron pruebas comparativas para obtener potencia, par motor, consumo específico y emisiones contaminantes.

Tabla 4 *Especificaciones del motor ensayado*

Datos Generales	MOTOR
Marca / Modelo	Volkswagen / Audi-Gol
Tiempos / Cant. cilindros	4 / 4
Cilindrada total (cm <sup>3</sup> )	1600
Relación Compresión	10:01
Sistema de refrigeración	agua
Sistema de combustible	Nafta => Inyección "Marelli"
	GNC-GLP => Aspiración
	GNC-GLP – GNC + H <sub>2</sub> => Inyección "PVR" (5 <sup>a</sup> generación)
Sistema de encendido / APMS	"Bosch" / 9°
Bujías	"Bosch"
Sistema de escape	Silenciador y catalizador original

#### 3.1. Consideraciones y programas de ensayo

- Los ensayos en dinamómetro se efectuaron según la Norma CETIA 3-1 (Comisión Estudios Técnicos Industria Automotriz Argentina).
- La medición de las emisiones contaminantes y de la temperatura de los gases de escape se realizó antes del catalizador para obtener una lectura real.
- Los ensayos del combustible líquido fueron efectuados con la calibración de fábrica del motor.
- Para los combustibles gaseosos, se utilizaron los sistemas de alimentación de combustible por aspiración e inyección gaseosa.
- Los combustibles ensayados fueron:

Naftas Súper "YPF" y "Shell"; Alconafta "YPF" al 5% y 10% de alcohol (E5; E10);  
 GLP (Gas Licuado de Petróleo); GNC (Gas Natural Comprimido); CH<sub>4</sub> (Metano);  
 [CH<sub>4</sub> + H<sub>2</sub> (5%)] (Metano + 5% Hidrógeno); [CH<sub>4</sub> + H<sub>2</sub> (20%)] (Metano + 20% Hidrógeno).

### 4. ENSAYOS EN DINAMÓMETRO

A continuación, se presentan los resultados energéticos y ambientales de algunos de los combustibles ensayados:

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



### 4.1. Comparación Curvas de Potencia de Nafta, GLP y GNC (Sistema por Depresión $\lambda = 1$ )

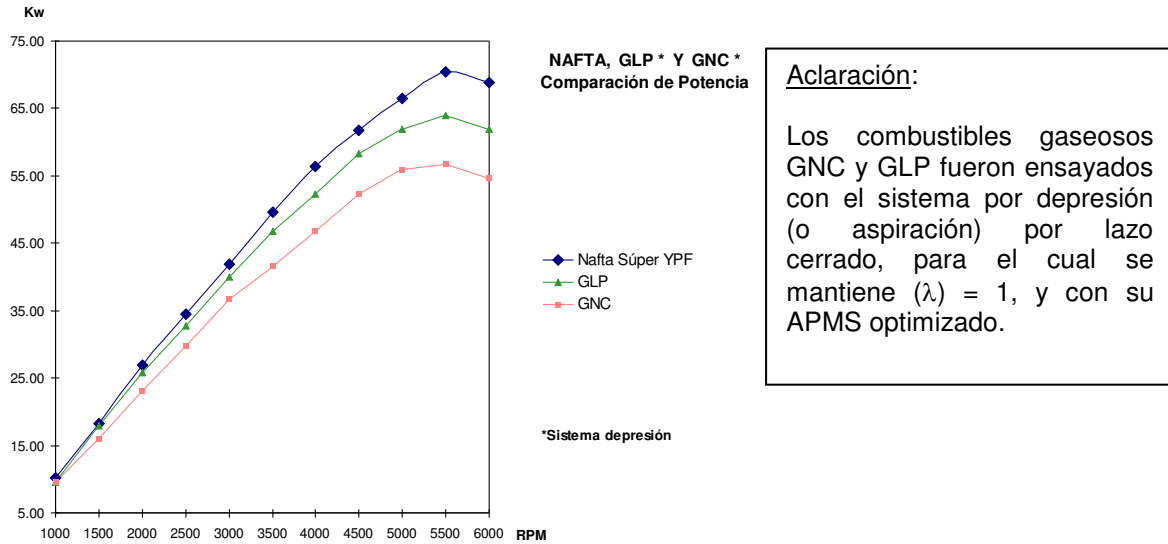


Figura 2 Comparación curvas de potencia - Nafta "Súper", GLP y GNC

En el siguiente cuadro (Tabla 5), presentamos un resumen de los resultados más significativos de los ensayos efectuados.

Tabla 5 Valores comparativos de los ensayos con Nafta, GLP y GNC

Valores	NAFTA "SÚPER"	GLP	GNC
PCI (kj / kg)	43500	46000	50000
N° Octano	97	100	120
$\lambda$	0,85	1	1
N máxima (kw) (5500 RPM)	70,45	63,98	56,71
Ce mínimo (gr / kwh) (3000 RPM)	287,68	234,45	211,52

$N = Potencia$        $Ce = Consumo\ específico$

En la tabla anterior se observa:

- A pesar de que el número de octano del GNC es muy elevado, se utiliza, en general, en motores con relación de compresión  $rc = 10:1$ . Se podrían disminuir las emisiones y el consumo de combustible al utilizarse en motores dedicados con  $rc = 13:1$ .
- Al utilizar un sistema de alimentación de combustible gaseoso más moderno ( $\lambda = 1$ ), disminuyen el consumo específico y las emisiones.

### 4.2. Sistema de inyección de combustibles gaseosos

Es el sistema más moderno utilizado en la actualidad, por el cual la cantidad de combustible está determinada por una central electrónica, independiente de la original del motor. Así, y mediante un inyector de combustible gaseoso por cilindro, se logra un mejor llenado de los mismos y un control continuo de la mezcla aire-gas para disminuir las emisiones.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



Con este sistema de inyección, se efectuó el siguiente programa de ensayos:  
Gas Natural Comprimido (**GNC**) - Metano (**CH<sub>4</sub>**) - [Metano + Hidrógeno (5%)] [**CH<sub>4</sub> + H<sub>2</sub> (5%)**]

Para cada uno de estos combustibles, se logró la mejor curva de potencia a través de la modificación del avance inicial al encendido (APMS) y de los tiempos de inyección.

### 4.2.1. Curvas características GNC – CH<sub>4</sub> – [CH<sub>4</sub> + H<sub>2</sub> (5%)] (Sistema Inyección $\lambda = 0,85$ )

- En el GNC varían los porcentajes de sus componentes según el yacimiento del que proviene (mezclas de Metano ~90%, Etano, Propano, Butano). Por ello, y dado que en la mezcla del combustible híbrido se utilizaba Gas Metano, se ensayó el motor con este combustible, para utilizarlo como referencia respecto de los ensayos con mezclas de [CH<sub>4</sub> + H<sub>2</sub>], y el GNC.

- Con el fin de adquirir confianza en el manejo de un gas de alta reactividad, como el H<sub>2</sub>, se ensayaron mezclas al 5% en volumen, por lo cual las propiedades de la mezcla son, principalmente, las del CH<sub>4</sub>.

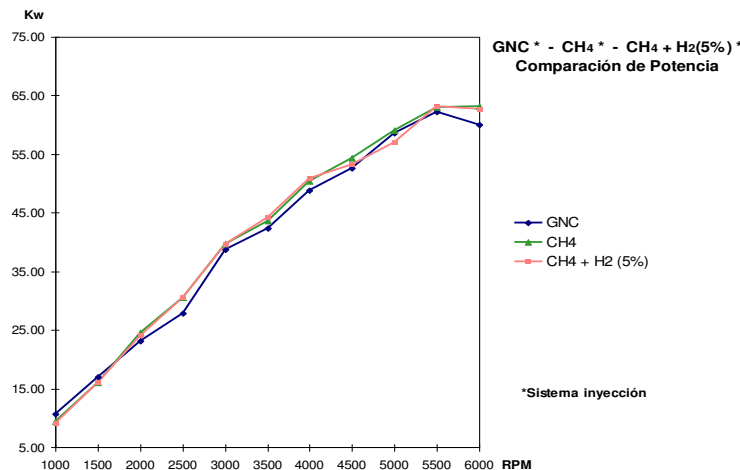


Figura 3 Comparación potencias GNC – CH<sub>4</sub> – [CH<sub>4</sub> + H<sub>2</sub> (5%)]

Se observa que no existen diferencias apreciables entre el CH<sub>4</sub> y el combustible híbrido, ya que el 5% de H<sub>2</sub> no influye. Con el GNC, se verifica un menor valor en la potencia y en el Ce.

### 4.3. Medición de temperatura de gases de escape y emisiones contaminantes a 3000 RPM para todos los combustibles ensayados

Tabla 6 Temperatura de gases de escape y emisiones contaminantes\* a 3000 RPM

Combustible	$\lambda$	Temperatura de gases de escape °C	CO %	HC (ppm)	NOx ** (ppm)
Nafta Súper YPF	0,85	540	2,68	69	>2000
E 5 YPF	0,85	--	2,8	54	>2000
E 10 YPF	0,85	--	2,96	60	>2000
GLP (Aspiración)	1	560	2,46	48	>2000
GNC (Aspiración)	1	620	2,11	40	>2000
GNC (Inyección)	0,85	640	2,13	54	>2000
CH <sub>4</sub> (Inyección)	0,85	642	2,08	48	>2000
CH <sub>4</sub> + H <sub>2</sub> (5%) (Inyección)	0,85	648	1,88	44	>2000

\* Mediciones antes del catalizador

\*\* 2000 ppm límite medición del instrumento

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



De la tabla 6, surge:

- Las temperaturas de gases de escape aumentan al pasar de los combustibles líquidos a los gaseosos por aspiración, incrementándose cuando se utiliza el sistema de inyección por la variación  $\lambda$  (de 1 a 0,85).
- Las emisiones contaminantes (CO y HC) disminuyen al utilizar el combustible híbrido.
- Los valores de  $\text{NO}_x$  no pudieron medirse por exceder el rango del instrumento.

### 5. INVESTIGACIÓN PARA UTILIZAR EL COMBUSTIBLE HÍBRIDO GNC + H<sub>2</sub> (20%) OPTIMIZANDO EL FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR

La información internacional indica que las mezclas de GNC con H<sub>2</sub> entre **20 al 30%** permiten lograr resultados convenientes en cuanto a emisiones y potencia, para valor de  $\lambda = 1,2$ .

Para poder verificarlo en nuestro motor VW de producción *standard* y a efectos de aprovechar las propiedades del H<sub>2</sub>, se le instaló el siguiente equipamiento para optimizar su funcionamiento:

- Sistema para control del motor "MOTEC", que permite programar las variables encendido y alimentación de combustible mediante una ECU (Engine Control Unit), independiente de la original del motor.
- Sistema de control electrónico de combustibles gaseosos "PVR", (de 5ª generación) que posibilita dosificar la cantidad en función del estado de carga del motor.
- Medidor de señal Lambda, constituido por un instrumento y una sonda Lambda lineal "BERTA INNOVATE".

Para lograr que este instrumental pudiera ser utilizado en los trabajos de investigación, fue necesario obtener los programas de calibración de encendido y alimentación de combustible (Nafta) incorporados en la ECU "Marelli" original del motor. Al ser ésta "un sistema cerrado", no permite acceder a la información de la fábrica (VW). Por ello, debimos efectuar numerosas pruebas de funcionamiento con el motor para ir determinando los parámetros originales e incorporarlas al equipo MOTEC. Esto permitió determinar los nuevos parámetros de avance al encendido y tiempos de inyección para diferentes Lambda con que se ensayó el combustible híbrido.

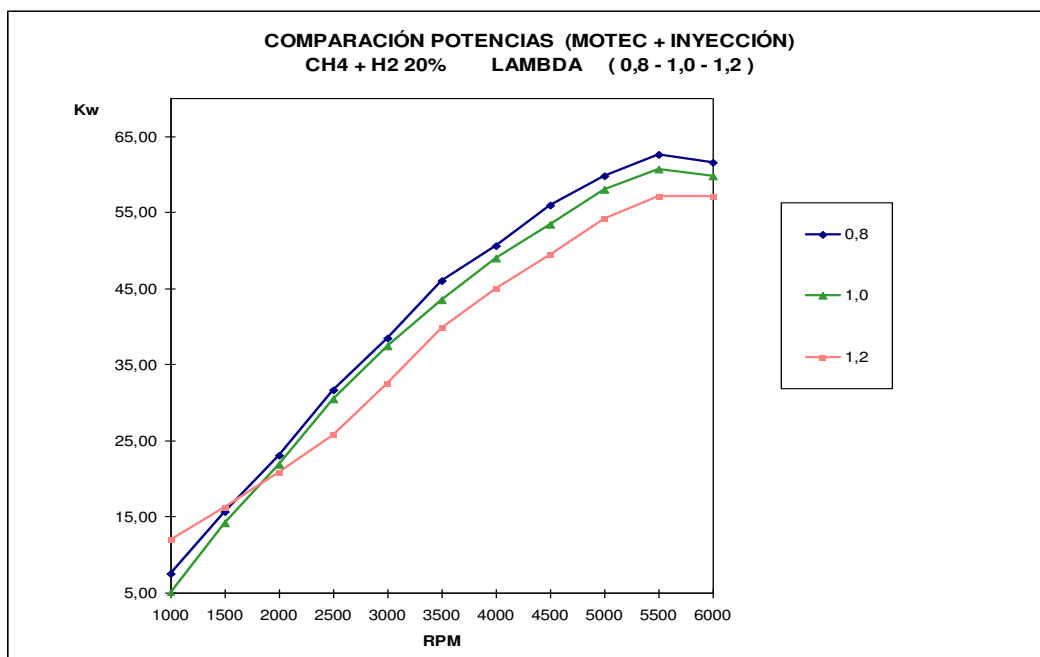


Figura 4 Comparación potencias MOTEC y [CH<sub>4</sub> + H<sub>2</sub> (20%)] para  $\lambda = 0,8 - 1 - 1,2$

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



Tabla 7 Valores comparativos para diferentes Lambda

$\lambda$	RPM	Potencia	Temp. Escape	Ce
-	-	kw	°C	gr/kw h
0,8	3000	35,3	630	231,8
1	3000	34,6	615	229,7
1,2	3000	28,7	595	219,7

En la tabla 7 se observa:

- Al aumentar la relación Lambda (empobrecer), disminuye la temperatura de escape, con la consecuente disminución de los NOx.
- Se observa que este motor, para  $\lambda = 1,2$ , está funcionando en condiciones límite en cuanto a disminución de potencia y consumo, por lo cual se debería efectuar nuevos ensayos con motores más modernos (ej: mayor relación de compresión).

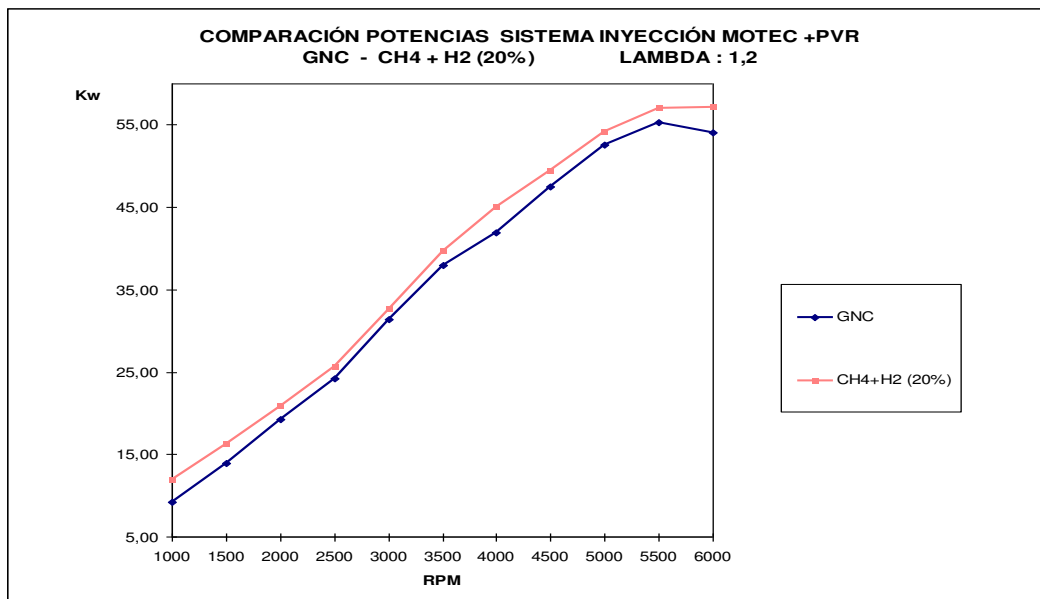


Figura 5 Comparación potencias MOTEC con GNC y [CH<sub>4</sub> + H<sub>2</sub> (20%)] para  $\lambda = 1,2$

En la figura se observa que, como resultado de una mejor combustión con el combustible híbrido, se logra una mejor potencia que con el GNC para igual Lambda.

### 6. UTILIZACIÓN DEL COMBUSTIBLE HÍBRIDO [CH<sub>4</sub> + H<sub>2</sub> (20%)] EN VEHÍCULOS ACTUALES EQUIPADOS CON SISTEMAS DE INYECCIÓN DE 5ª GENERACIÓN

Dada la perspectiva de que este combustible híbrido se utilice en los vehículos mencionados, el Grupo de Investigación está efectuando ensayos preliminares de acuerdo a las siguientes condiciones (\*\*):

- Motor VW con su ECU original ("Marelli").
- Sistema de inyección de combustibles gaseosos ("PVR" – 5ª generación).
- APMS (a determinar).
- Lambda pobre (a determinar).

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012

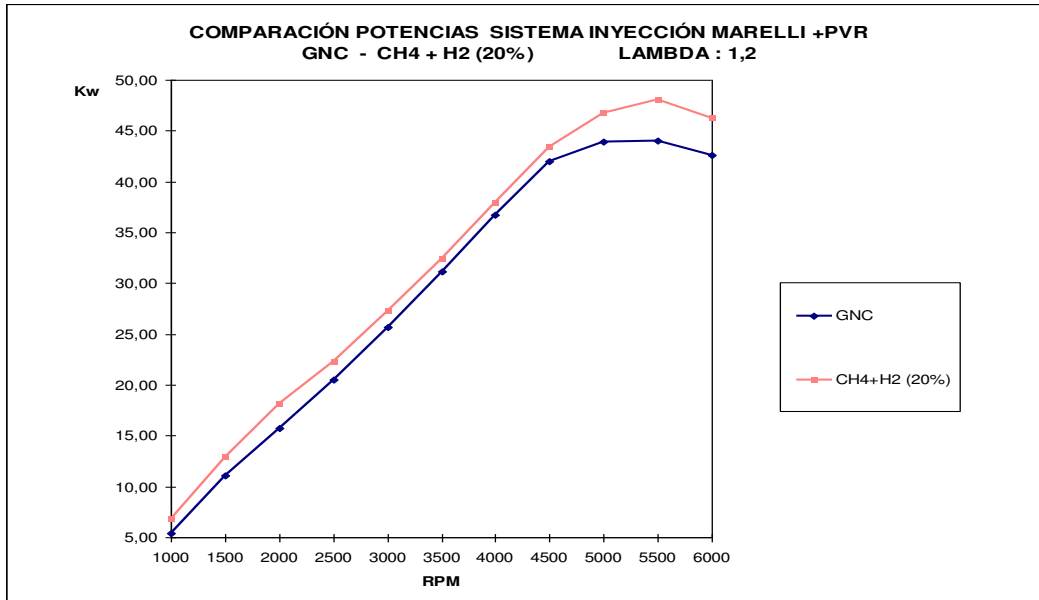


Figura 6 Comparación potencias sistemas MARELLI con GNC y [CH<sub>4</sub> + H<sub>2</sub> (20%)] para  $\lambda = 1,2$

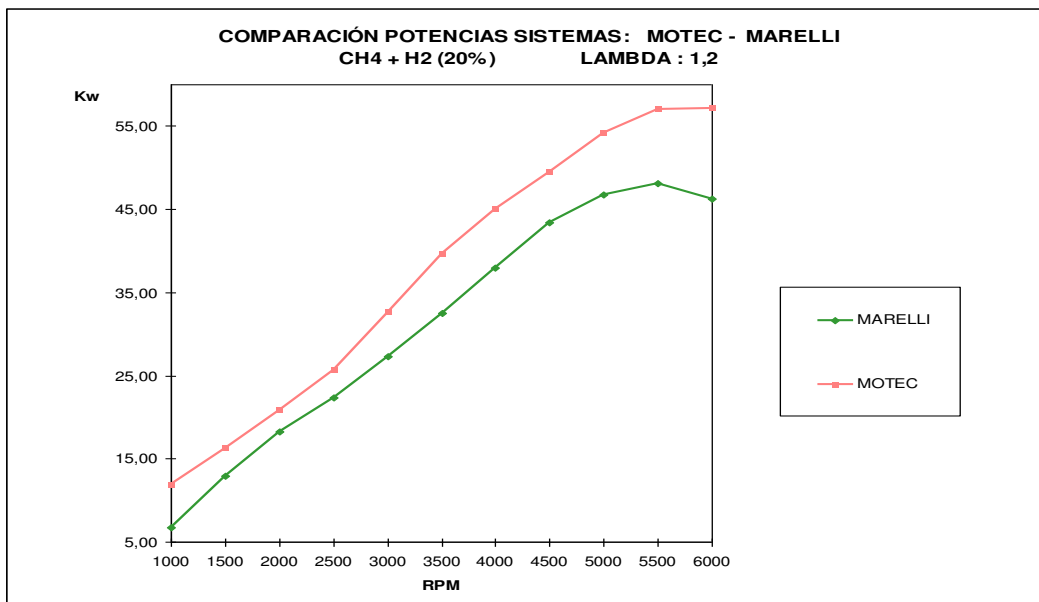


Figura 7 Comparación potencias sistemas MOTEC y MARELLI con [CH<sub>4</sub> + H<sub>2</sub> (20%)] para  $\lambda = 1,2$

Al comparar las curvas de potencia del mismo combustible híbrido trabajando con  $\lambda = 1,2$  para los sistemas optimizado (MOTEC) y standard (MARELLI) y considerando las condiciones del ensayo, (ver \*\* pag.9), se aprecia la magnitud del trabajo a efectuar para lograr un mejor aprovechamiento del combustible con el equipamiento standard del motor y el sistema de inyección de gases de 5ª generación.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



### 5. CONCLUSIONES

Por los mejores resultados obtenidos en las curvas de performance con el combustible híbrido (alternativas 5% y 20%) respecto al GNC, se comprueba la importancia que presenta, para nuestro país, lograr su correcta implementación. También habrá que investigar cuál es el Lambda más conveniente de acuerdo con el porcentaje de hidrógeno a utilizar en su mezcla con GNC y su adecuación a los diferentes motores.

### 6. REFERENCIAS

- [1] Manivannan, A.; Porai, P.; Chandrasekaran, S.; Ramprabhu, R. (2003). *Lean Burn Natural Gas Spark Ignition Engines*, SAE, EE.UU.
- [2] Estévez, Esteban, y Otros. (2003). *Effects of hydrogen supplementation in the combustion of natural gas fuelled engines*, Hydrogen Research Institute, Université du Québec, Canadá.
- [3] Kindelan, Jesús. (2009). *El hidrógeno, combustible en motores*, Politécnica de Valencia, España.
- [4] Karim, G. (1999). *Hydrogen an additive to methane for spark ignition engine applications*. Pergamon, EE.UU.
- [5] Sierens, Roger. (2007). *Hydrogen fuelled internal combustion engines*, Universiteit Gent, Holanda.

### AGRADECIMIENTOS

Los autores de este trabajo desean agradecer al Dr. Daniel Pasquevich y a la Dra. Cristina Fernández de Giorgi, de la CNEA, a los docentes del Laboratorio de Máquinas Térmicas<sup>1</sup>, y a los integrantes de los departamentos de Mecánica y de Ciencia y Técnica de la FRBA/UTN, que han participado con nosotros en la realización del trabajo de investigación.

---

<sup>1</sup> Ing. Carlos Baglioni, Ing. Francisco Hubana, Ing. Martín Rodríguez, Ing. Oscar Varela, Sr. Néstor Frangi.  
Alumnos: Germán De Acetis, Ignacio Corro, Javier González.



## Diseño de un sistema disco Stirling para generar potencia mecánica a partir de radiación solar.

Vivas, nelson\*, Velandia, jenny

*Escuela de Ingeniería Electromecánica, Facultad Sede Duitama, Universidad Pedagógica y Tecnológica de Colombia.*

*Carrera 18 calle 13 Duitama, Boyacá Colombia.*

[vivanelson21@gmail.com](mailto:vivanelson21@gmail.com) [jnyvelandia@gmail.com](mailto:jnyvelandia@gmail.com).

### RESUMEN.

Con el propósito de promover uso de energías alternativas y el mejor aprovechamiento del recurso solar, se realiza el diseño de un dispositivo que consta de un concentrador en forma de disco parabólico que direcciona la radiación solar hacia su foco, donde se ubica una maquina térmica de combustión externa que opera gracias a la concentración de la energía térmica y la transforma en potencia mecánica.

Los resultados de este trabajo permiten tener una visión más amplia a cerca de las ventajas que supone el uso de fuentes no convencionales de energía, ofrece una aproximación al proceso de construcción del sistema y lo plantea como una alternativa modular, accesible y ambientalmente sustentable, sin que esto signifique pérdida de rigurosidad en los parámetros de diseño. Se parte de una potencia deseada de cinco HP o un valor cercano y se calculan las variables que intervienen en el diseño, se seleccionan los materiales y la configuración de la máquina para luego realizar un modelo utilizando un software CAM.

**Palabras Claves:** Radiación solar, disco parabólico, motor Stirling, potencia mecánica, energía renovable.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



### 1. INTRODUCCIÓN

Los combustibles fósiles (carbón, petróleo y gas) han sido usados de forma casi exclusiva como fuentes de energía durante más de 120 años, periodo durante el cual la demanda mundial de energía ha crecido dramáticamente, esta circunstancia ha hecho que el volumen de combustibles que se quema cada año aumente de forma considerable y, en consecuencia la creciente emisión de gases de efecto invernadero acelere el proceso de calentamiento global (Brakmann y Rainer. 2004), condición que ha desencadenado en una serie de cambios climáticos y ambientales como el deterioro de la capa de ozono, el derretimiento de los casquetes polares, el aumento en el nivel de las mareas, el desequilibrio entre las lluvias y las sequías y el aumento de la contaminación, entre otros, cuyos efectos son devastadores e irreversibles.

Además de los problemas ligados a la quema de los combustibles fósiles, los daños causados a los ecosistemas durante el proceso de exploración, extracción, refinamiento y transporte en el caso del petróleo junto con los conflictos sociales propios de un negocio con gran lucro, se han sumado al temor generado por la inestabilidad de los mercados y posibilidad del agotamiento de las reservas, para generar la inquietud sobre de que tan conveniente es depender de los combustibles fósiles para cubrir la totalidad de la demanda energética mundial. En aras de la reducción del impacto ambiental negativo y la producción limpia, surgen las llamadas energías renovables dentro de las que se encuentra la energía solar que a su vez enmarca la energía solar térmica mediante la cual opera el dispositivo que aquí se describe. El sistema disco Stirling es una máquina que transforma la radiación solar incidente en potencia mecánica, consta básicamente de un concentrador en forma de disco parabólico que concentra la radiación solar en su área focal, allí se ubica un motor Stirling, que es una máquina térmica de combustión externa que aprovecha el calor concentrado y opera aprovechando la diferencia de temperaturas entre el foco del disco parabólico y la temperatura del ambiente para producir trabajo o potencia mecánica.

Si bien las energías renovables son menos nocivas al ambiente que los combustibles fósiles, presentan también inconvenientes de disponibilidad y afectación de las zonas donde se instalan en el caso de las plantas hidráulicas, parques eólicos y granjas solares termoeléctricas. Los dispositivos de disco Stirling tienen ventajas como la no emisión de gases u otros residuos, es una máquina modular que puede suplir las necesidades de uno o varios usuarios sin tener que instalar una gran infraestructura. Al implementar el sistema en forma modular, se eliminan los inconvenientes relacionados con la utilización de terreno aprovechable para otros fines y el deterioro del suelo, haciendo que este tipo de tecnología tenga un muy bajo impacto negativo en el ambiente frente otras formas de energía alternativa y aún más frente a los combustibles fósiles.

#### 1.1. Antecedentes.

Los sistemas disco Stirling han sido objeto de estudio desde hace más de 20 años por parte de la comunidad académica y posteriormente por empresas en varias partes del mundo, por ejemplo, se han construido prototipos demostrativos en España, Estados Unidos, Australia, y Alemania, entre otros actualmente una empresa estadounidense ofrece en el mercado dispositivos de este tipo con una capacidad de 3 kW. En América Latina existen pocos trabajos relacionados con el desarrollo de la tecnología disco Stirling y la consecución de un dispositivo construido se hace compleja por cuestiones arancelarias y el alto costo de la máquina en el mercado, por estos motivos se decide realizar el diseño de uno de estos dispositivos que posibilite su construcción y facilite el acceso del público a esta opción de aprovechamiento energético.

#### 1.2. Objetivos.

Este trabajo tiene como objetivo general obtener las dimensiones, parámetros y materiales de construcción de un sistema disco Stirling para posibilitar su montaje utilizando los recursos y tecnología disponible en el mercado colombiano. Con el diseño se busca dar a conocer este tipo de dispositivo y promocionar implementación como fuente limpia de energía en lugares con un índice de radiación solar conveniente.

## 2. METODOS.

Se cuenta con dos parámetros en base a los que se inicia el proceso de diseño. Primero, se espera que el dispositivo genere una potencia de 5 HP, este valor puede cambiar dadas las condiciones de pérdidas en cada etapa de la transformación de la energía y la variación de los parámetros de trabajo, en segundo lugar según el mapa de radiación solar de Colombia proporcionado por la Unidad de planeación minero energética del ministerio de minas y energía, el índice de radiación solar en la ciudad de Tunja-Boyacá tiene un valor entre 5 y 5.5 kWh/m<sup>2</sup> en promedio multianual, este valor es mayor al del promedio nacional.

### 2.1. Tipo de Motor

Existen básicamente tres tipos de motor Stirling: ALFA, BETA Y GAMMA clasificados de acuerdo con la configuración geométrica de sus componentes, cada uno ofrece ventajas e inconvenientes en cuanto a su construcción y funcionamiento. La consideración de los pro y contra de cada configuración concluyó con la elección del motor tipo ALFA, que consta de dos cilindros dispuestos a 90° entre sí, conectados para permitir el flujo del gas de trabajo conteniendo cada uno un pistón que actúa como desplazador y pistón de potencia a la vez, cada pistón está conectado a un vástago que transmite la potencia a un cigüeñal y este hace girar el cabezal de la máquina.

El motor tipo ALFA fue seleccionado para el trabajo dada su alta relación de compresión, es decir la relación entre el volumen máximo y mínimo del ciclo de operación, esta característica se traduce en una mayor potencia generada con la misma radiación incidente, además el motor tipo ALFA presenta la mayor eficiencia entre los tres gracias a la sencillez de sus mecanismos de transmisión de potencia y la ausencia de pistón desplazador.

El motor Stirling tipo alfa está compuesto básicamente por dos cilindros sellados herméticamente cada uno de los cuales contiene un pistón que se mueve alternativamente, cada pistón se conecta a una biela y esta a su vez transmite el movimiento a un volante de inercia que sirve para transmitir la potencia a un dispositivo de aprovechamiento externo como un generador eléctrico o una bomba, entre otros. Para hacer que el rendimiento del motor se incremente se utilizan disipadores de calor en el foco frío del motor y un regenerador de calor en el transepto que conecta los dos focos para recalentar el gas con el calor que el mismo gas rechaza.

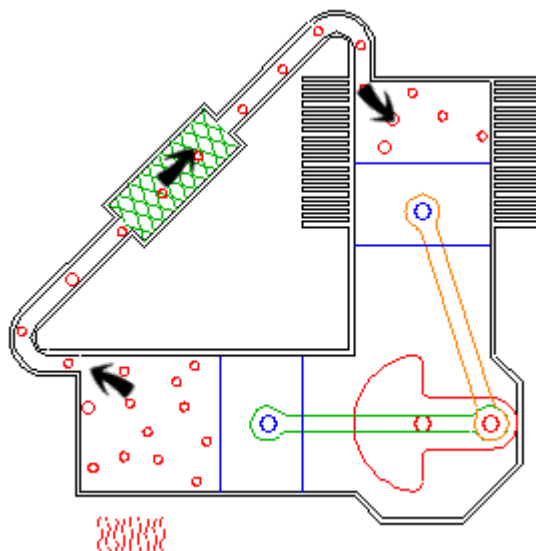


Figura 1. Esquema de motor Stirling tipo ALFA.

Como inconveniente esta configuración presenta dificultad para sellar las cámaras que contienen el gas de trabajo, especialmente en el foco caliente pues la alta temperatura a que se somete deteriora rápidamente los materiales.

Los motores Stirling pueden trabajar con hidrógeno, nitrógeno, helio, o aire, en este caso se decidió trabajar con aire teniendo en cuenta la facilidad para su manejo máxime cuando puede conseguirse en cualquier lugar de ser necesario.

### 2.2. Funcionamiento del motor

El funcionamiento del motor Stirling puede enmarcarse en cuatro etapas básicas: expansión, transferencia, contracción y transferencia.

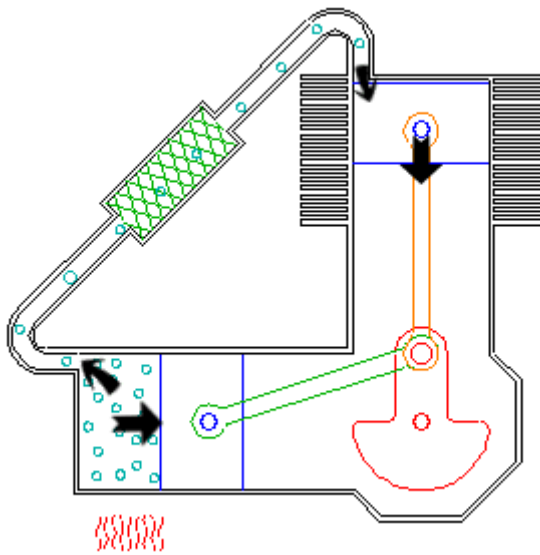


Figura 2.a. Etapa de expansión.

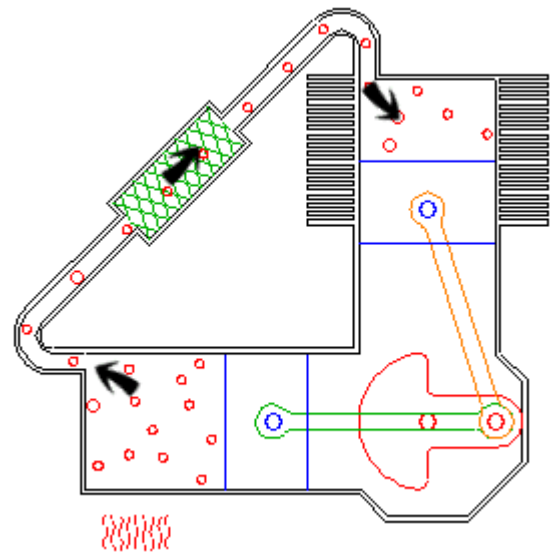


Figura 2.b. Etapa de transferencia al foco frío.

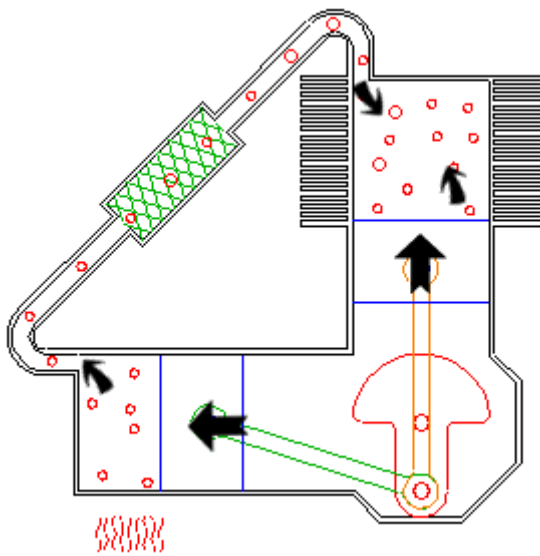


Figura 2.b. Etapa de contracción.

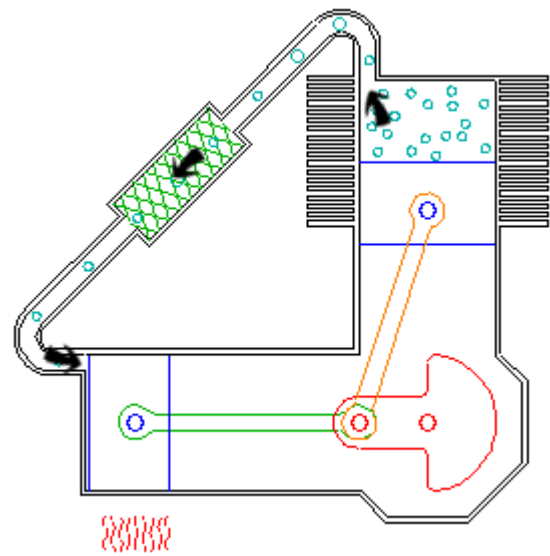


Figura 2.b. Etapa de transferencia al foco caliente.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



Un ciclo comienza cuando la mayoría del gas en el sistema se encuentra contenido al cilindro de alta temperatura, este se calienta y expande haciendo que los pistones se muevan hacia la parte central del motor. En esta etapa se sucede una expansión isotérmica del gas de trabajo como resultado de la adición de calor por parte del concentrador, después de que el gas se ha expandido, la mayoría (cerca de 2/3 partes) se encuentra aún en el cilindro de alta temperatura. El volante arrastra la biela que se mueve 90 grados transfiriendo el gas restante hacia el cilindro de baja temperatura.

La mayoría del gas expandido ha llegado al cilindro de baja temperatura. Este se enfría y contrae haciendo que ambos pistones se muevan hacia la parte externa de los cilindros. En esta etapa del ciclo el gas de trabajo cede calor al ambiente y como consecuencia sufre una compresión isotérmica, el gas que se ha contraído se ubica todavía en el cilindro de baja temperatura. El movimiento del mecanismo de transmisión de potencia hace que el gas se desplace hacia el cilindro de alta temperatura cerrando de esta forma el ciclo.

Es de anotar que los procesos de expansión y compresión se llevan a cabo a temperatura constante, la adición y rechazo de calor y la transferencia entre los cilindros sucede mientras el gas, mantiene un valor de volumen constante

### 2.3. Dimensionamiento del concentrador

Se puede construir el concentrador usando espejos o usando lentes, en este caso se optó por los espejos ya que tienen la capacidad de reflejar una mayor proporción de la radiación incidente dado que su índice de absorción es bajo y el índice de reflexión muy alto, además los espejos tienen un menor costo que los lentes.

Los espejos parabólicos tienen la particularidad que direccionan los rayos incidentes en su superficie hacia su foco, aunque realmente la radiación no se concentra en un punto sino en un área focal, para este trabajo se decidió usar una sección esférica pues las dimensiones del concentrador hacen que los valores no varíen notoriamente frente a un disco parabólico.

Con respecto a las dimensiones, se parte del valor de la potencia esperada y el valor promedio de la disponibilidad energética, previamente conocido. De acuerdo con la bibliografía consultada se asumió una eficiencia del dispositivo del 25%, que es un valor austero para garantizar un valor de potencia cercano al esperado. Primero se calculó el valor de potencia incidente necesaria correspondiente a 14.92 kWh para luego hallar el área efectiva del concentrador, se obtuvo un valor de  $2.8m^2$ , por otra parte se determinó el tamaño aproximado de la zona focal o imagen donde se concentrará la energía solar, el cálculo arrojó un valor de  $0.015m^2$ , conociendo estos datos se halló el factor de concentración equivalente a 190 aproximadamente.

A partir de un análisis termodinámico en que se tomó la temperatura del ambiente y el factor de concentración de del disco se determinó que la temperatura máxima de la zona focal es de  $535^{\circ}C$

### 2.4. Dimensionamiento del Motor

Se determinaron los valores de las variables básicas que intervienen en el desarrollo del ciclo Stirling, primero asumiendo un ciclo ideal se halló el volumen de aire contenido en las cámaras del motor, para luego calcular el diámetro de los pistones, es de anotar que para el cálculo de diámetros de pistón y longitud de carrera se debe tener en cuenta el número de revoluciones por minuto que se esperan del motor, además es recomendable una longitud de carrera corta para minimizar el desgaste debido a la fricción en pistones y vástagos. El análisis termodinámico del ciclo Stirling mediante el cual opera el motor incluyó los datos de estándar de aire y el comportamiento del aire como gas ideal

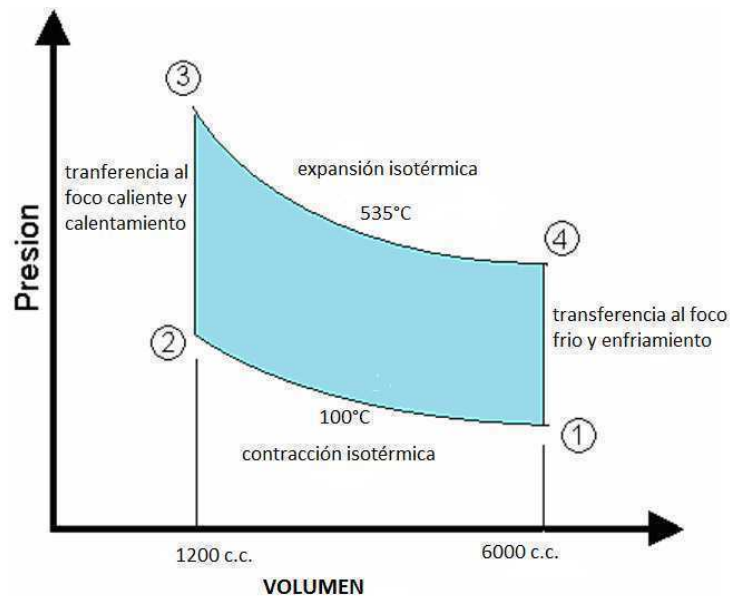


Figura 3. Ciclo Stirling ideal.

### 2.5. Selección de materiales

se debe tener especial cuidado a la hora de seleccionar los posibles materiales de construcción, pues el dispositivo está sometido a condiciones de trabajo muy exigentes, por ejemplo el cilindro y el pistón de la zona de alta temperatura, además de estar sometidos a esta, también lo están a la fatiga térmica y a un nivel de fricción alto dado que en los cilindros no es recomendable el uso de lubricantes que interfieren directamente en el rendimiento del ciclo, o pueden llegar a generar combustión dentro de la cámara. Otro punto crítico del sistema es la forma de sellar las cámaras que contienen el aire de forma que este no se escape y que permita también el movimiento del vástago del pistón que transmite la potencia. Adicionalmente para los componentes móviles del motor se necesita un material liviano y resistente que soporte los esfuerzos mecánicos generados y proporcione un bajo valor de inercia.

El concentrador además de la superficie reflectante, posee una base y una estructura que lo soporta y cada parte tiene unas características específicas así: la superficie reflectante debe ser lo suficientemente flexible para guardar la forma de disco, su coeficiente de expansión térmica no debe ser alto para evitar aberraciones ópticas y su coeficiente de absorbancia ha de ser pequeño para evitar el sobrecalentamiento. Aunque pueden usarse polímeros de alta reflectancia, estos no son recomendables pues se deterioran muy rápidamente debido a la radiación solar misma. La estructura de soporte del concentrador debe ser liviana y resistente, preferiblemente rígida para evitar deflexiones que interfieran con la posición de disco y por ende la concentración de la energía.

## 3. RESULTADOS

### 3.1. Variables

En la tabla 1 se exponen los valores de los parámetros básicos de funcionamiento del dispositivo obtenidos a partir de cálculos de comportamiento ideal.

Parámetro de diseño	Valor
Área del concentrador	2.84m <sup>2</sup>
Área de la imagen	0.015m <sup>2</sup>
Factor de concentración	190
Temperatura mayor	535°C
Temperatura menor	100°C

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
DE LAS  
INGENIERIAS

**FoDAMI**

<b>Volumen de aire contenido</b>	6 L
<b>Presión menor</b>	2 atm
<b>Diámetro de pistones</b>	10 cm
<b>Longitud de carrera de pistón</b>	20 cm
<b>Potencia esperada</b>	3730 W
<b>Potencia incidente</b>	14920 W
<b>RPM</b>	1000

Tabla 1. Valores de las variables de diseño.

### 3.2. Materiales

A continuación se relacionan los materiales recomendados para los componentes básicos del dispositivo.

Componente	Material recomendado
<b>Superficie reflectante</b>	Espejo de espesor 0.8 mm
<b>Disco parabólico</b>	Fibra de vidrio
<b>Estructura de soporte</b>	Acero AISI 1030
<b>Cilindro zona caliente</b>	Acero AISI 1045
<b>Cilindro zona fría</b>	Aluminio
<b>Pistón zona caliente</b>	Acero AISI 1045
<b>Pistón zona fría</b>	Aluminio
<b>Vástagos</b>	Aluminio
<b>Cigüeñal</b>	Aluminio
<b>Tubos de conexión caliente-frío</b>	Acero AISI 1010
<b>Anillos de pistón</b>	Acero AISI 1045
<b>Sellos de las cámaras</b>	Neopreno de alta densidad
<b>Lubricante de mecanismos</b>	Aceite multigrado SAE 20

Tabla 2. Lista de materiales recomendados

### 3.3. Simulación

A continuación se muestra una imagen del modelo del motor realizado utilizando el software CAD Solid Edge que es un componente del software UGS NX 7.5.

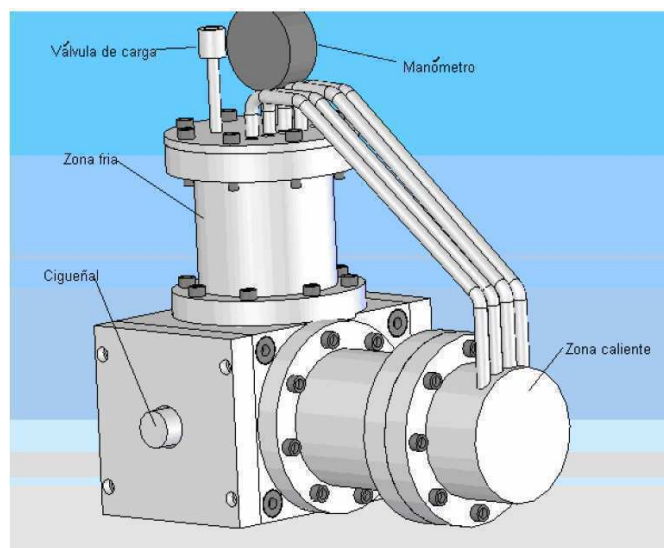


Figura 4. Modelamiento del motor Stirling.



### 3.4. Costos aproximados

El sistema disco Stirling diseñado durante el desarrollo de este trabajo tiene como característica que su construcción puede llevarse a cabo usando materiales de fácil consecución en el mercado y con un precio accesible, sin que esto implique pérdidas en el rendimiento, pues pese a lo básico de sus materiales está diseñado rigurosamente de acuerdo con las competencias de la ingeniería.

Se realizó un estimativo de precios tomando como fuente catálogos de las empresas más representativas del mercado colombiano en este tipo de materiales, y el valor de las horas de trabajo aproximadas de un técnico y un ingeniero necesarias para el montaje del dispositivo, como resultado de dicho cálculo se obtuvo un valor de USD \$ 3.750<sup>oo</sup>.

Es pertinente aclarar que el valor obtenido es aproximado y solo incluye el valor del concentrador parabólico y el motor Stirling, no toma en cuenta el costo del sistema de control de movimiento que se encuentra al margen de este trabajo, pero es indispensable para el funcionamiento correcto del sistema, además no se incluye ningún margen de ganancia sino que al valor se limita al costo de materiales y mano de obra.

En el mercado la empresa más importante dedicada a la construcción de máquinas de este tipo es la corporación *infinia* con sede en U.S.A, sus modelos si bien no son idénticos al aquí diseñado, son muy similares, y la referencia más cercana para hacer una comparación es una máquina que trabaja con helio a una temperatura de 600°C y produce 3.5 kW de potencia y la cual tiene un precio de USD \$ 20.000 que es notablemente mayor que el precio aquí estimado.

### 4. CONCLUSIONES

En vista de los problemas generados por el uso de combustibles fósiles, el sistema disco Stirling es una opción eficiente para suplir la demanda energética diaria de uno o varios usuarios agrupados, con un muy bajo impacto negativo sobre el ambiente si llega a implantarse en zonas urbanas, por ejemplo en terrazas de edificios. Además este tipo de tecnología ofrece la posibilidad de escoger entre una amplia gama de materiales y configuraciones de acuerdo a la disponibilidad de recursos y las necesidades de cada caso.

Los sistemas de disco parabólico y motor Stirling son una alternativa accesible para el aprovechamiento del potencial energético solar pues los materiales y procesos de manufactura necesarios para su construcción están disponibles en el mercado. El sistema disco Stirling presenta el mayor rendimiento frente a otras formas de aprovechamiento de energía solar.

Se hace necesaria la construcción de un dispositivo disco Stirling para evaluar los procedimientos de montaje y el comportamiento real de cada componente en pos de mejorar el diseño de forma que los sistemas comerciales tengan el mayor rendimiento posible con el precio más conveniente y facilidad de instalación, es de anotar que la vida útil mínima requerida para la funcionalidad de un sistema de este tipo es de 20 años, la selección de componentes debe cumplir con esta condición.

En este momento el proyecto se encuentra en ejecución, hasta ahora se han obtenido resultados positivos, resta aún aplicar un modelo de iteraciones para hallar los valores exactos y más convenientes de las variables del motor y diseñar y simular el concentrador de disco parabólico para tener una aproximación al sistema completo, además se debe incluir aun el montaje de un sistema electrónico de control de movimiento que realice seguimiento a la trayectoria del sol a lo largo del día.

El precio del dispositivo es mucho menor que el de otros disponibles en el mercado lo cual posibilita e impulsa el desarrollo de este tipo de tecnologías no solo como una opción de aprovechamiento energético limpio y eficiente sino también como una estrategia de negocio.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



### 5. REFERENCIAS

- [1] K.G.J. Tyner., C.E. Geyer, M. Romero (2001), "Concentrating Solar Power in 2001: An IEA SolarPACES Summary of Present Status and Future Prospects", International Energy Agency, Solar PACES.
- [2] J.A. Álvarez., A. Callejón., (2005)Maquinas térmicas motoras, México, Editorial Alfaomega, enero 2005, pp. 65-67, 391-395, 423.
- [3] IBERDROLA RENOVABLES (2009): La energía solar termoeléctrica. Planta termosolar de Puertollano, Madrid.
- [4] G. Brakmann., A. Rainer., (2004): Energía solar termoeléctrica. 200 pasos firmes contra el cambio climático, Greenpeace, Ámsterdam.
- [5] S. Palero., Energías Renovables: Energía Solar - CIEMAT, 2006.
- [6] F. J. García., M. A. Silva., V. Ruiz., (2008), Thermal Model of the EuroDish Solar Stirling Engine, Grupo de Termodinámica y Energías Renovables, Escuela Técnica Superior de Ingenieros, Universidad de Sevilla. 2008.
- [7] J. A. Cabrera., M. J. Cuesta., M. Pérez. (2006) Energía Solar Térmica de Concentración - CIEMAT .2006.
- [8] UPME, UNIDAD DE PLANEACIÓN MINERO ENERGÉTICA. Atlas de Radiación Solar de Colombia [en línea]. Bogotá, 2005. Disponible en Internet: [www.upme.gov.co/Atlas\\_Radiacion.htm](http://www.upme.gov.co/Atlas_Radiacion.htm).
- [9] Darlington, R. y Strong, K. (2005). Stirling and Hot Air Engines: Designing and Building Experimental Model Stirling Engines. Crowood Press.



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**

### “Estudio de prestaciones de motor diésel alimentado por cortes gasoil-biodiesel”

Caldera, Martín<sup>1</sup>; Bour, Marcelo<sup>2</sup>; Castagnaro, Emanuel<sup>3</sup>; Martinez, Ricardo<sup>4</sup>

<sup>1,4</sup> *División Metalurgia y Área Máquinas Térmicas, INTEMA- CONICET – Facultad de Ingeniería. Universidad Nacional de Mar del Plata, Argentina.*

*E-mail<sup>1</sup>: mcaldera@fi.mdp.edu.ar, E-mail<sup>4</sup>: rimarti@fi.mdp.edu.ar*

<sup>2,3</sup> *Alumno de grado– Facultad de Ingeniería. Universidad Nacional de Mar del Plata, Argentina.*

*E-mail<sup>2</sup>: aeromdq@hotmail.com, E-mail<sup>3</sup>: emanuelcastagnaro@yahoo.com.ar*

#### RESUMEN.

Los problemas relacionados con la escasez de combustibles fósiles y la emanación de gases contaminantes, han impulsado soluciones tendientes a mejorar el rendimiento y funcionamiento de los motores [1]. Una de las tendencias actuales es la sustitución parcial de los combustibles fósiles por otros derivados de la biomasa [2]. En tal sentido, la Argentina se ha posicionado como un gran productor de Biodiesel y las políticas gubernamentales actuales apuntan a incrementar dicha tendencia. Es por ello que el objetivo del presente trabajo es evaluar el efecto del uso de biodiesel como combustible, sobre el funcionamiento del motor diésel y la emanación de gases contaminantes.

Se realizaron ensayos de potencia, par, consumo específico, temperatura de gases de escape, análisis de humos (opacidad), y análisis de gases (CO, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, HC). Las mediciones fueron realizadas utilizando cinco mezclas gas-oil/biodiesel B7.5, B25, B50, B75, y B100.

El combustible utilizado corresponde a biodiesel procesado a partir de aceite de soja según normas internacionales EN 14214 / ASTM 6751, producido por la empresa Patagonia Bioenergía S.A.

Los resultados muestran, en forma coincidente con la bibliografía [3], que a medida que aumenta el porcentaje de biodiesel disminuye la potencia máxima alcanzada, por ejemplo el corte B100 muestra una reducción del 9% respecto del B7.5. El consumo específico de combustible aumenta con el incremento de biodiesel. Por otro lado la opacidad y la emanación de gases contaminantes disminuye.

**Palabras Claves:** Combustibles fósiles, biodiesel, gases, rendimiento, contaminación.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

### FoDAMI

## 1. INTRODUCCIÓN

Nuestro planeta experimenta problemas ambientales causados fundamentalmente por el efecto invernadero. El efecto invernadero es el proceso por el cual ciertos gases de la atmósfera retienen gran parte de la radiación emitida por la Tierra y la remiten de nuevo a la superficie terrestre, calentando la misma. Los gases responsables del efecto invernadero son: Vapor de agua ( $H_2O$ ), Dióxido de carbono ( $CO_2$ ), Metano ( $CH_4$ ), Óxidos de nitrógeno ( $NO_x$ ), Ozono ( $O_3$ ), y Clorofluorocarbonos ( $CFCI_3$ ). Estos gases han estado presentes en la atmósfera en cantidades muy reducidas durante la mayor parte de la historia de la Tierra.

Actualmente, el  $CO_2$ , presente en la atmósfera, está creciendo en gran forma debido a diferentes actividades desarrolladas por el hombre, pero principalmente por la combustión de carbón, petróleo y gas natural, proceso que libera el carbono de estos combustibles fósiles. Los principales contribuyentes en el engendro de estos fenómenos son los países desarrollados, sin embargo toda la población mundial forma parte del problema y contribuye a agravarlo. La población se ha multiplicado y la tecnología ha alcanzado una enorme y sofisticada producción.

Por otro lado, es de conocimiento público que los combustibles fósiles son un recurso limitado, si bien no se conocen en forma exacta la cantidad de reservas aun disponibles, es cierto que con los niveles extremadamente crecientes en el consumo de este tipo de combustibles la escasez del petróleo se torna cada vez más próxima [1].

En las últimas tres décadas, se ha notado un fuerte interés en lograr una disminución en el consumo innecesario de combustibles fósiles y un mejor aprovechamiento de la energía. Un claro ejemplo, es la mejora en la eficiencia de funcionamiento de los motores de combustión interna, la disminución en el tamaño y peso de los automóviles, etc. Otro objetivo más reciente es lograr disminuir, o de ser posible evitar, la producción y emanación de los gases que contribuyen al efecto invernadero. Para ello, y con la ayuda de la electrónica, se ha logrado controlar notablemente la emanación de gases contaminantes generados en cualquier proceso de combustión.

Actualmente gobiernos y científicos de los países más desarrollados trabajan en pos de evitar estos inconvenientes. Un ejemplo de ello es el desarrollo de fuentes de energía alternativas, "renovables", que permitan: en primer lugar disminuir la generación de gases que aportan al aumento del efecto invernadero, y en segundo lugar disminuir o al menos mantener el consumo desmedido de las fuentes de energía no renovables [1-2].

Las tendencias más importantes marcan el uso de combustibles generados a partir de biomasa, los cuales son 100% renovables, llamados biocombustibles. Dentro de estos podemos encontrar el biodiesel, aceite vegetal (biooil), el bioetanol, el biogas, y el gas pobre. Si bien los bajos niveles de producción de estos combustibles hacen imposible el reemplazo de los combustibles fósiles, ayudan a minimizar el consumo de estos últimos, crear una parcial independencia del petróleo de las economías emergentes y fundamentalmente ayudan a evitar la generación de gases invernaderos [2, 4-6].

En nuestro país la legislación existente (Ley Nacional 26093/06, artículos 7 y 8) estableció para principios del 2010 un uso obligatorio de cortes 5% de biodiesel en el gasoil y 5% de bioetanol en las naftas. Para cumplir con dichos requisitos, alcanza con el 8% del aceite que se produce en la Argentina, para cumplir con el biodiesel, y el 2,5% del maíz para el bioetanol [7].

Los autores de este trabajo han realizado estudios previos sobre un motor de ciclo diésel monocilíndrico. El estudio consistió en realizar ensayos de prestaciones del motor operando con gasoil, biodiesel de diferentes procedencias, y diferentes mezclas gasoil-biodiesel. Se observaron tendencias que marcan una leve caída de los valores de potencia y cupla motriz cuando aumenta el porcentaje de biodiesel de la mezcla, por otro lado el consumo específico aumenta a medida que se incrementa el porcentaje de biodiesel en el corte. Además muestran que la temperatura de los gases de escape disminuye al aumentar el porcentaje de biocombustible, lo cual se justifica por el menor poder calorífico de este combustible [3]. Finalmente se evidencia una menor emisión de CO al incrementar el porcentaje de biocombustible lo cual queda justificado por la presencia de átomos de oxígeno en la molécula de biodiesel [2].

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



### UTN.BA

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

### FoDAMI

### 1.1 Objetivos del trabajo.

Evaluar las prestaciones de un motor ciclo diésel funcionando con biodiesel certificado según normas internacionales y nacionales (ASTM 6715, EN 14214, IRAM 6515) en diferentes proporciones, comparando los resultados obtenidos.

Analizar y determinar la influencia de la utilización de biocombustibles (biodiesel y mezclas biodiesel-gasoil) sobre características del motor, tales como: potencia, consumo específico, temperatura y composición de gases de escape, humos, y temperatura del sistema de refrigeración.

## 2. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.

Los ensayos se realizaron en el laboratorio de Máquinas Térmicas sobre un motor marca Pertrak 4-203 perteneciente a la Facultad de Ingeniería de la UNMdP. Se empleó un freno dinamométrico hidráulico, marca Go-Power de 500 hp de capacidad. Los ensayos se adecuaron a la norma de ensayos de motores de combustión interna (ISO 3046 "Performance – Reciprocating Internal Combustion Engine") y la norma de determinación de gases contaminantes (ISO 8178 "Exhaust Emission Measurement - Reciprocating Internal Combustion Engine").

El combustible utilizado fue gasoil grado 3, de la petrolera ESSO, el cual contenía al momento de la realización de los ensayos, un porcentaje de 7,5% de biodiesel (B7,5). Esto coincide con la legislación nacional vigente, según lo mencionado en el punto 1. Al momento de realizar los ensayos de gases el gas oil comercial contenía un 15% de biodiesel (B15). La medición de mencionados porcentajes se realizó con un equipo marca Delphi modelo YDT 553. El Biodiesel, a base de aceite de soja, cumple con las normas internacionales ASTM 6715 y EN 14214

Todas las determinaciones se realizaron utilizando las siguientes mezclas: a) 7,5% en volumen de biodiesel – resto gas oil (B7,5), b) 25% biodiesel – resto gas oil (B25), c) 50% biodiesel – resto gas oil (B50), d) 75% biodiesel – resto gas oil (B75), c) motor funcionando con biodiesel (B100).

Las determinaciones de cupla motriz, potencia, temperaturas de refrigeración, de aceite, y de gases de escape fueron realizadas con un equipo de adquisición de datos marca SMAC (perteneciente al laboratorio de máquinas térmicas), a su vez los datos fueron corregidos por condiciones climáticas. La determinación del consumo de combustible se midió con el método gravimétrico. Por otro lado, la emanación de CO, CO<sub>2</sub>, HC y NO<sub>x</sub> fue medida con un analizador de gases de escape de tecnología infrarroja de alta precisión, de la firma SENSOR INC, y la opacidad de los humos con un opacímetro de flujo total marca TESTO 308, en la escala de Bacharach.

Utilizando los valores obtenidos en los ensayos se determinaron las curvas de: a) consumo específico de combustible, b) torque, c) potencia, d) humos, y e) emisión de gases contaminantes. Además se midieron variables de funcionamiento como temperatura de fluido de refrigeración, temperatura de aceite, temperatura de escape, etc.

## 3. ANALISIS DE RESULTADOS.

### 3.1 Curva de Par y Potencia.

Las Figura 1 y 2 muestran las curvas obtenidas de potencia y par. Resulta evidente que en todo el rango de revoluciones del motor ambos parámetros decrecen a medida que aumenta el porcentaje de biodiesel en la mezcla, registrándose los valores más altos para el corte B7,5.

Estos resultados son esperables dado que el biodiesel comercial tiene aproximadamente un 14% menos de poder calorífico que un gasoil comercial [2] y que posee oxígeno en su molécula [3], resultando en términos estequiométricos en una menor cantidad efectiva de combustible.

En un sector de las curvas los valores de B25 se sitúan por debajo de B50. Este no es un resultado esperado, siendo posible que alguna variable mecánica o condición inicial afectaran estos valores. Las caídas de los valores muestran porcentajes de entre el 1% y 2% de diferencia entre cortes con mayor cantidad de biodiesel.

A 3000 RPM, que es el punto de potencia máxima, entre el gasoil (B7,5) y B100 hay una diferencia de 7,7%, mientras que a 1400 RPM la diferencia entre los mismos combustibles es de 5,2%.

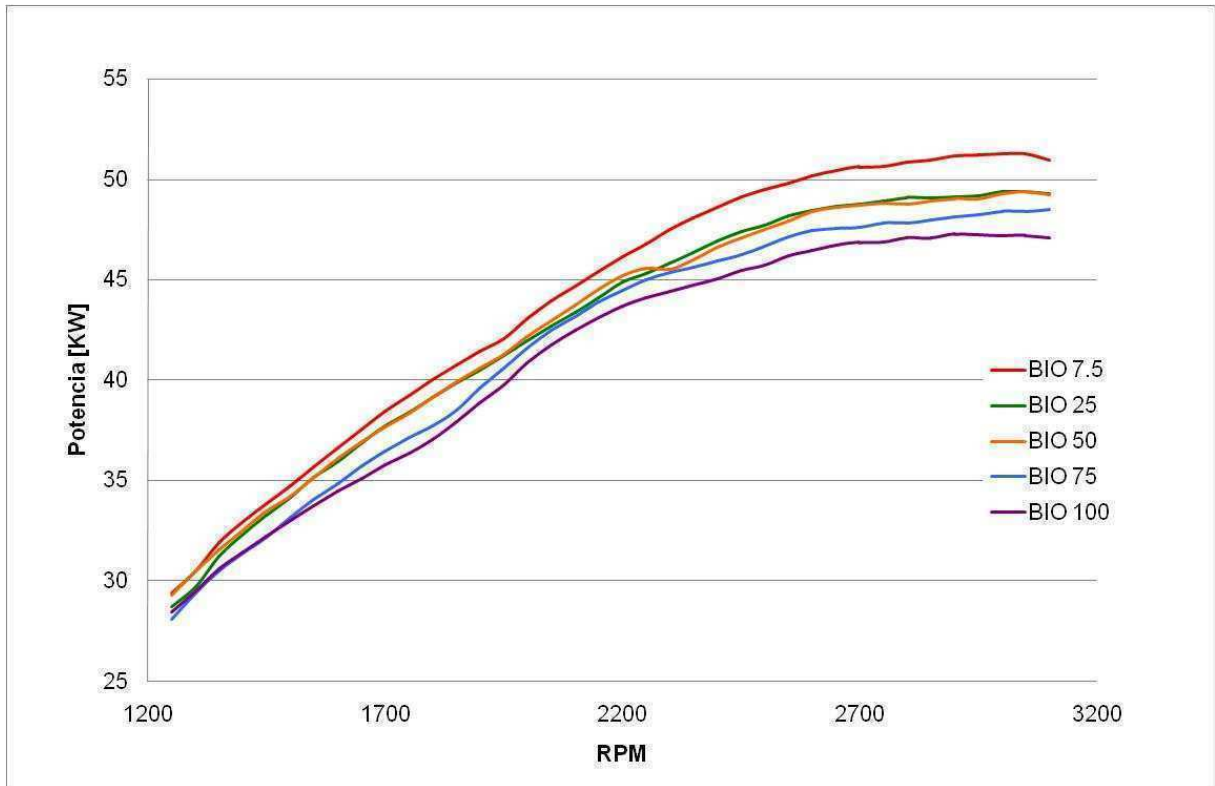


Figura 1. Curvas de potencia.

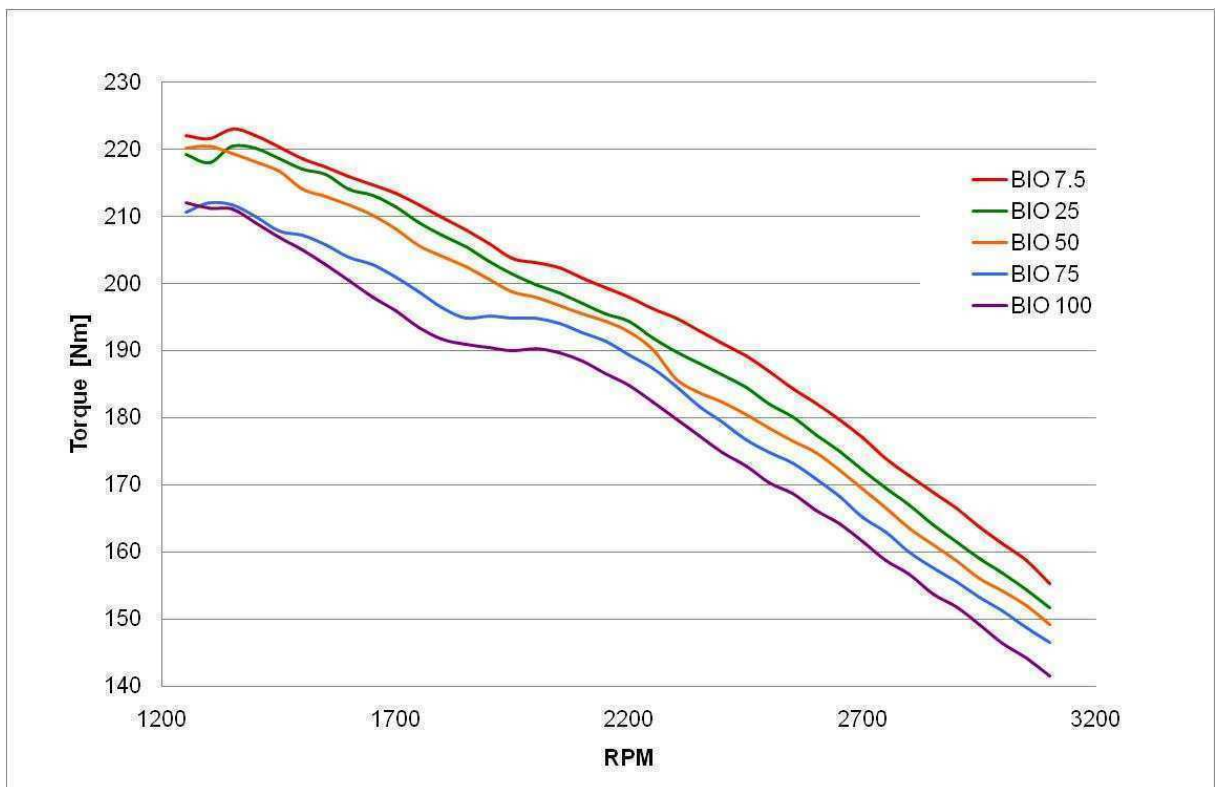


Figura 2. Curvas de par.



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**

### 3.2 Consumo específico

La Figura 3 muestra las curvas de consumo específico. Se observa que los valores de consumo aumentan a medida que crece el contenido relativo de biodiesel, en coincidencia con la bibliografía [2, 3]. Nuevamente el B25 mostró datos dispares en relación al resto.

La curva de gasoil (B7,5) se posiciona en la parte más baja, representando el menor consumo específico, con una diferencia promedio del 15% con la curva correspondiente a B100. Nuevamente se atribuye este comportamiento al menor poder calorífico del biodiesel.

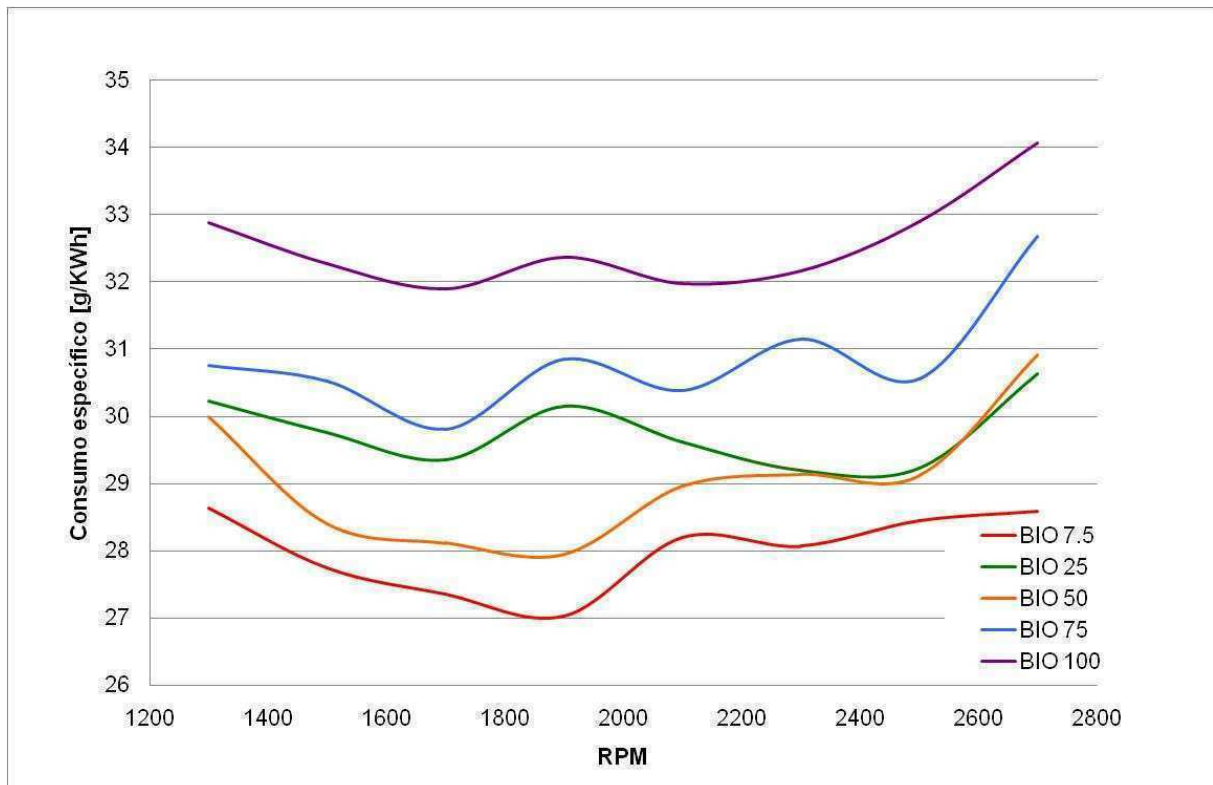


Figura 3. Curvas de consumo específico.

### 3.3 Temperatura de gases de escape (TGE)

Las curvas correspondientes a la temperatura de los gases de escape se pueden apreciar en la Figura 4. Se observa que a medida que aumenta el contenido de biodiesel, la temperatura de gases de escape disminuye destacándose una diferencia promedio de 7,8% entre B7,5 y B100. La misma tendencia fue observada por Murillo et. al. [3].



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

**FoDAMI**

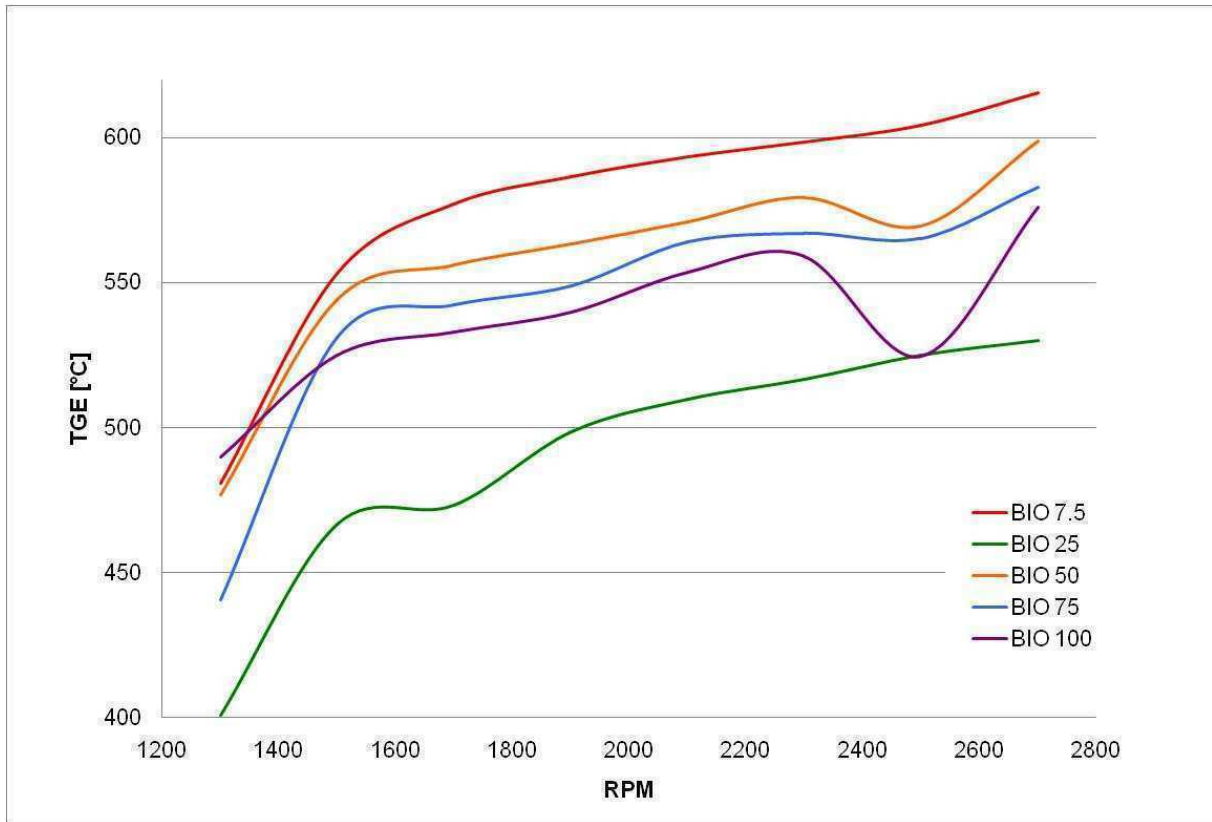


Figura 4. Temperatura de gases de escape.

### 3.4 Opacidad

En la Figura 5 se pueden observar los valores de opacidad, medida con el motor sin carga. Los resultados muestran una tendencia a disminuir la cantidad de humos a medida que aumenta el porcentaje de biodiesel, valores coincidentes con la bibliografía [8].

También se aprecia que el biodiesel puro (B100), se diferencia notablemente del resto de las mezclas. Se observa que todas las curvas presentan un valor mínimo a 1300 RPM, probablemente haya a este régimen una combustión más completa coincidente con el máximo par motor.

La diferencia porcentual promedio entre el corte B25 y el biodiesel (B100) es del 22%.

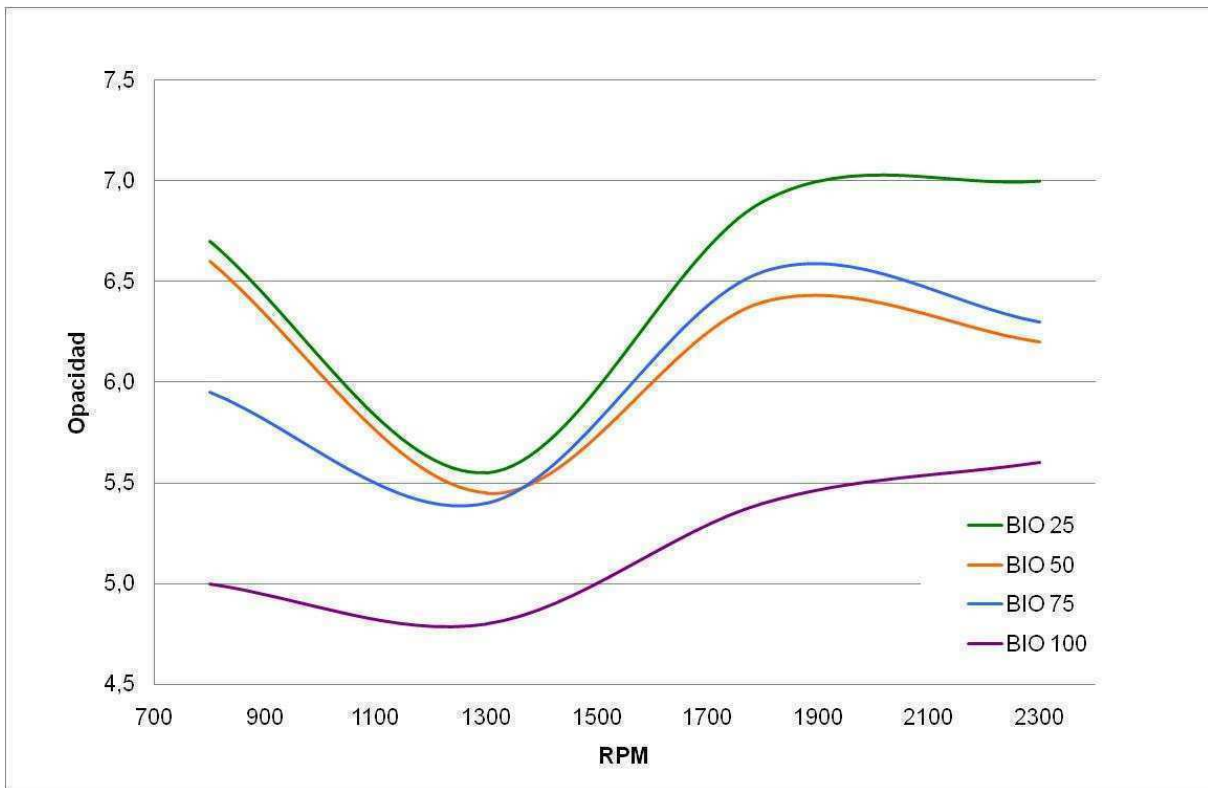


Figura 5. Curvas de opacidad medida en escala de Bacharach.

### 3.5 Gases

Las Figuras 6 y 7 muestran los valores de CO, HC, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, de gas oil comercial (B15) y biodiesel puro (B100), medidos a plena carga y a tres regímenes diferentes: 1300 (par máximo), 2000, y 2500 RPM.

La medición de monóxido de carbono (CO) muestra, en todos los casos, una clara tendencia a aumentar con las RPM. Por otro lado, los valores obtenidos con el motor funcionando a B100 son, en cada régimen, inferiores a los valores obtenidos con B15 en aproximadamente un 25%. Esta tendencia es coincidente con la observada en la bibliografía [3,8].

Los valores de hidrocarburos (HC) muestran una disminución con el incremento de las RPM. Al igual que en el caso anterior, se observa que los valores obtenidos con el motor funcionando a B100 son, en cada régimen, inferiores a los valores obtenidos con B15 en aproximadamente un 10% a bajas RPM y en un 25% a 2500 RPM.

Los valores de CO<sub>2</sub>, mostrados en la figura 7, indican una disminución con el incremento de las RPM. Nuevamente se observa, aunque con una pequeña diferencia del 4%, que los valores obtenidos con el motor funcionando con biodiesel son menores a los obtenidos con funcionamiento de gas oil comercial.

Finalmente, al analizar la emanación de óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>) podemos ver que es el único caso en el cual se observa un aumento, al pasar de gas oil comercial a biodiesel puro. Si bien el incremento ronda entre el 2 y el 3%, coincide con lo reportado por la bibliografía [8] aunque en menor proporción. Con respecto a la tendencia con las RPM no fueron encontradas variaciones en los regímenes estudiados.

Podemos resumir que la emanación de gases generados por el motor, operando con biodiesel, es menor que cuando el motor funciona a gas oil, a excepción de los NO<sub>x</sub> los cuales aumentan ligeramente.

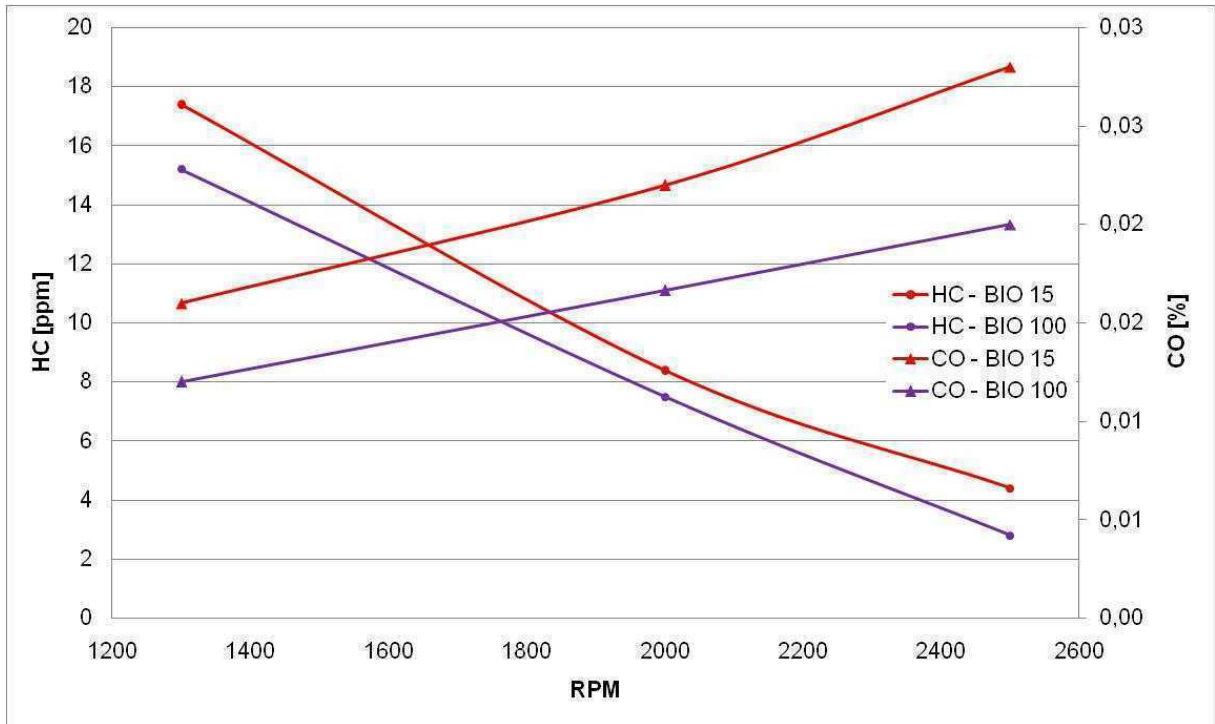


Figura 6. Curvas de Hidrocarburos y Monóxido de carbono.

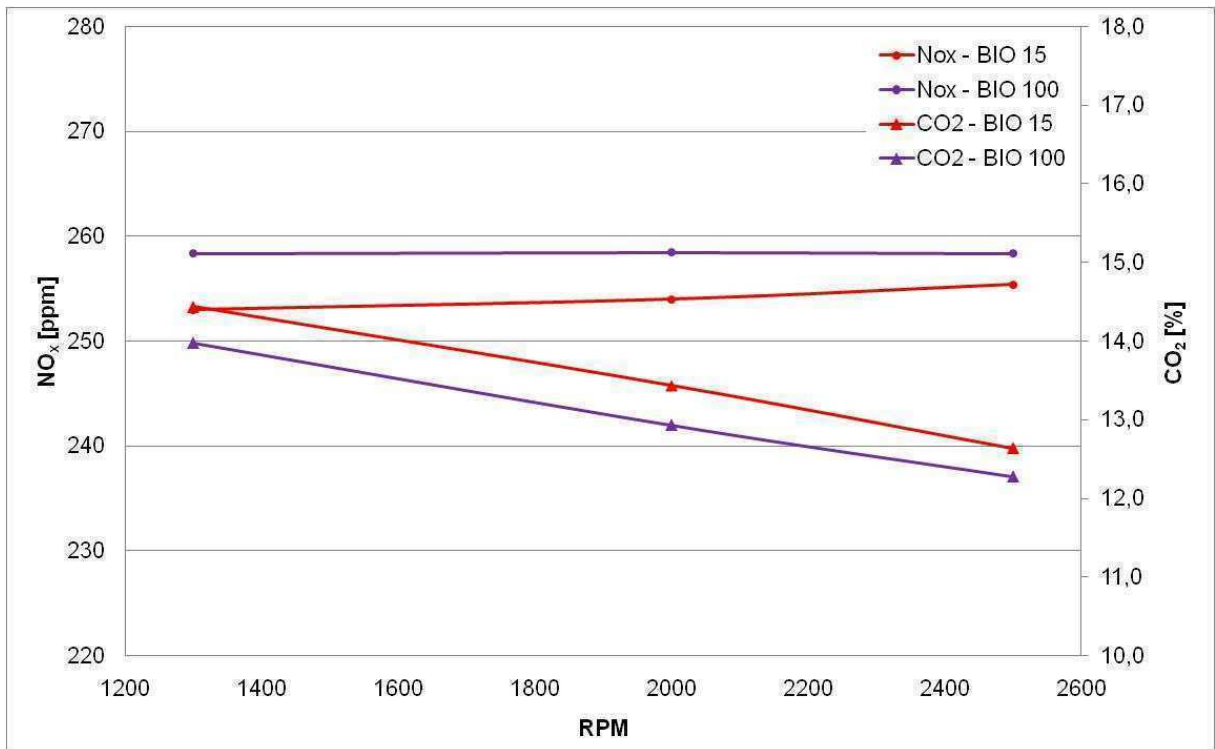


Figura 7. Curvas de Dióxido de Carbono y Óxidos de Nitrógeno.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

FoDAMI

#### 4. CONCLUSIONES

- El incremento en el contenido de biodiesel, en los cortes ensayados, provoca una reducción de la potencia y del par del motor.
- El consumo específico de combustible se incrementa a medida que aumenta el porcentaje de biodiesel.
- La caída en los valores de prestaciones y el aumento en el consumo específico se atribuye al menor poder calorífico del combustible biodiesel, frente al gasoil tradicional.
- Se destaca que los gases de escape presentan una temperatura menor a mayor proporción de biodiesel, por su parte los humos acompañan esta tendencia, haciendo que la implementación de este tipo de combustibles aporte al cuidado ambiental.
- Con el uso de biodiesel la emanación de gases contaminantes disminuye, a excepción de los NO<sub>x</sub> los cuales se incrementan ligeramente.
- Es necesario un estudio de costos para determinar la conveniencia de su aplicación en función a la relación costo/potencia y costo/consumo.

#### 5. REFERENCIAS

- [1] Demirbas, Ayhan. (2009). "Political, economic and environmental impacts of biofuels: A review". *Applied Energy*. vol 86. pp 108-117.
- [2] Agarwal, Avinash. (2007). "Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines". *Progress in Energy and Combustion Science*. vol 33. pp 233-271.
- [3] Murillo, S.; Miguez, J.; Porteiro, J.; Granada, E.; Moran, J. (2007). "Performance and exhaust emissions in the use of biodiesel in outboard diesel engines". *Fuel*. vol 86. pp 1765-1771.
- [4] Romano, S.D.; González Suárez, E. (2009) "Biocombustibles líquidos en Iberoamérica". Ediciones Cooperativas, Capital Federal, Argentina. ISBN 978-987-652-043-0.
- [5] Demirbas, Ayhan. (2000). "Conversion of biomass using glycerin to liquid fuel for blending gasoline as alternative engine fuel". *Energy Convers Manage*. vol 41. pp 1741-1748.
- [6] Agrawal, A. K.; Das, L.M. (2001). "Biodiesel development and characterization for use as a fuel in compression ignition engines". *Trans ASME*. vol 123. pp 440-447.
- [7] Revista encrucijadas, Universidad de Buenos Aires (UBA), Vol 45. ([www.uba.ar/encrucijadas/45/staff/index.php](http://www.uba.ar/encrucijadas/45/staff/index.php)).
- [8] Hazar, Hanbey. (2009). "Effects of biodiesel on a low heat loss diesel engine". *Renewable Energy*. vol 34. pp 1533-1537.

#### Agradecimientos

Los autores de este trabajo desean agradecer al CONICET y a la Universidad Nacional de Mar del Plata por el financiamiento otorgado y a la empresa Patagonia Bioenergía S.A. por el biodiesel donado.



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**

## "Banco de pruebas de motores de combustión interna con flujo de aire inteligente"

Mangoni, Marcos<sup>1</sup>; Saénz Tidone, Leandro<sup>2</sup>; Caldera, Martín<sup>3\*</sup>

<sup>1,2</sup> *Alumno graduado– Facultad de Ingeniería. Universidad Nacional de Mar del Plata, Argentina.  
E-mail<sup>1</sup>: marcosmangoni@gmail.com, E-mail<sup>2</sup>: leandroaenzt@hotmail.com*

<sup>3</sup> *División Metalurgia y Área Máquinas Térmicas, INTEMA- CONICET – Facultad de Ingeniería.  
Universidad Nacional de Mar del Plata, Argentina.  
E-mail<sup>3</sup>: mcaldera@fi.mdp.edu.ar*

### RESUMEN.

El mundo automotriz, y fundamentalmente el vinculado a la competición, realiza constantes evoluciones tecnológicas, exigiendo de esta manera introducir métodos de medición cada vez más precisos.

Por otro lado, es bien conocido que la mayoría de las categorías del automovilismo Argentino permiten la utilización de "tomas dinámicas" [1], cuyo sentido de utilización está orientado a mejorar las condiciones de ingreso del flujo de aire a la admisión del motor, y con ello una mejora en el rendimiento gravimétrico [2].

El objetivo principal de este trabajo es diseñar un sistema de inyección de aire, para ser utilizado en bancos de pruebas de motores. De esta manera, se podrá reproducir en ensayos de laboratorio, las condiciones reales de funcionamiento del motor cuando varía la velocidad de desplazamiento del vehículo.

Se realizaron mediciones, en pista, de valores reales de presión y velocidad de flujo de aire, en distintos puntos de la toma, se emplearon tubos pitot y un sistema de adquisición de datos marca MOTEC. Se realizó la simulación computacional de las condiciones de pista y dentro del banco. Para ello se debió relevar y dibujar la geometría de la trompa del vehículo y de la toma dinámica mediante el uso de los programas SolidWorks y GAMBIT. Posteriormente se simuló con FLUENT.

El diseño final emplea un ventilador centrífugo que impulsa el aire a través de un conducto hacia la toma dinámica del motor. La velocidad de giro del ventilador es controlada por medio de un variador de frecuencia, cambiando las velocidades del flujo a medida que varían las revoluciones por minuto del motor de combustión interna ensayado. De esta manera, se logra que el motor funcione, durante la prueba, en condiciones muy similares a las experimentadas en la pista, obteniendo así curvas más representativas.

**Palabras Claves:** Simulación, automovilismo, banco de pruebas, inyección de aire.



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**

### 1. INTRODUCCIÓN

La labor de investigación necesaria para el desarrollo, mejora, y consiguiente evolución de los motores modernos, solo puede ser realizada en un banco de pruebas de motores. Su función es relevar las curvas características del motor, es decir, curva de potencia, par (o torque) y consumo específico [3]. Se utiliza básicamente como herramienta comparativa, dándole al profesional una forma muy certera de detectar si las modificaciones que se efectúan sobre el motor influyen de manera positiva en las prestaciones del mismo. El desarrollo de estos equipos está en continuo crecimiento, cada vez se logran mediciones más precisas, permitiendo que las curvas sean más representativas de la realidad.

En los bancos actuales de pruebas de motores, el flujo de aire que circula dentro de la sala, y que alimenta a la admisión del motor, es constante y no controlado. En cambio, en la pista de carreras la situación difiere, ya que el flujo de aire incidente varía con la velocidad de desplazamiento del vehículo y con los perfiles aerodinámicos del mismo. Es por ello, que al momento de desarrollar elementos vinculados a la admisión del motor (como por ejemplo la toma dinámica en autos de turismo carretera), las pruebas deben realizarse en la pista, lo que trae aparejado un costo muy elevado de logística, mano de obra y tiempo. Con este nuevo desarrollo, expuesto en el presente trabajo, estos elementos podrán ser evaluados directamente en la prueba de laboratorio. La incorporación de este innovador sistema de inyección de aire, a los bancos de pruebas existentes, es de gran utilidad para todo cliente que busque en ellos la mayor semejanza entre las condiciones reales de un motor funcionando sobre el vehículo y las existentes en los dispositivos de pruebas. La gran importancia que tiene simular las condiciones reales dentro del recinto de pruebas radica en que una mayor entrada de aire al motor modifica la combustión, generando un aumento en las prestaciones del motor [2].

Actualmente los márgenes de mejora de las prestaciones de los motores son muy estrechos, por lo tanto un pequeño cambio en este aspecto representa una ventaja competitiva frente a los bancos de pruebas convencionales. De esta forma se puede trabajar sobre mejoras a dispositivos del motor, cuya incidencia no podía ser controlada anteriormente. A su vez, evita la construcción innecesaria de elementos especiales que se realizan en forma empírica y no necesariamente rinden de la misma manera en distintos motores o condiciones ambientales, lo que eleva significativamente la relación costo-beneficio.

Los beneficios que otorga este sistema, evitando ensayos basados en "prueba y error" serán: a) Disminución de tiempos de desarrollo, b) Disminución de costos de mano de obra, construcción de elementos y prueba de los mismos, c) Aumento de las prestaciones de los motores.

En el presente trabajo se realizó el diseño de este novedoso sistema de inyección de aire, cuyos puntos fundamentales a considerar son los siguientes:

a) Forzador: el mismo debe lograr una velocidad del aire muy elevada a la salida del conducto que direcciona el flujo hacia la toma (del orden de 200 a 300 Km/h), por lo que el ventilador debe soportar las pérdidas de carga que se generan, tanto en el conducto de salida, como de entrada al ventilador y en los accesorios utilizados.

b) Conducto: Se calculó y diseñó el conducto de "*salida del forzador*", el mismo es muy importante para lograr las condiciones esperadas, ya que cuenta con accesorios que permiten orientar correctamente el flujo y obtener las velocidades deseadas en el área de descarga (área más próxima a la toma dinámica).

c) Variador de velocidad para el forzador: se seleccionó un equipo existente en el mercado, que se adapta correctamente a las condiciones deseadas. El mismo debe lograr la correspondencia entre las revoluciones instantáneas del motor de combustión interna y del forzador, y así la correcta simulación del flujo de aire. Permite, mediante el ingreso de una serie de datos, el ajuste automático de dicha correspondencia. Esto se debe, a que un motor puede estar trabajando al mismo régimen pero lograr velocidades de desplazamiento del vehículo muy distintas, según la relación del cambio de la caja de velocidades y la relación de diferencial. A su vez, los motores de las diferentes marcas trabajan en un rango de RPM distinto, para las mismas velocidades del vehículo y de acuerdo a su curva de par, por lo tanto será necesario modificar la correspondencia.

### 2. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

FoDAMI

### 2.1. Medición, en pista, de la velocidad de flujo de aire entrante a la toma.

Para medir la velocidad del flujo de aire en el ingreso a la toma dinámica, a las distintas revoluciones del motor, se utilizó un tubo pitot conectado a un sistema de adquisición de datos de última generación marca MOTEC.

La prueba se desarrolló en el autódromo de Nueve de Julio, sobre el auto de competición del piloto marplatense Lionel Ugalde.

El procedimiento de prueba se basó en la adquisición de datos (presión, RPM, velocidad de desplazamiento, velocidad de flujo de aire) durante el desplazamiento rectilíneo del vehículo (conocido en la jerga del automovilismo como prueba del kilómetro). En esta prueba el auto desarrolla su potencia hasta alcanzar la velocidad máxima. La misma se realizó en ambos sentidos para corroborar la importancia del viento reinante el día de la prueba. Luego se relevaron los datos correspondientes a las RPM del motor en sexta marcha (directa), en el rango en que se realiza la prueba de los motores en los bancos.

En la Figura 1 se observa una fotografía de la trompa del automóvil, la misma muestra en detalle la colocación del tubo pitot, delante de la toma dinámica de mencionado vehículo.



Figura 1 Posición del tubo Pitot sobre le auto de Lionel Ugalde

### 2.2. Simulación con elementos finitos.

Para realizar las simulaciones, que se detallarán a continuación, se utilizó el programa de diseño asistido por computadora "SolidWorks" mediante el cual se generan las geometrías en tres dimensiones que se desean analizar.

En segundo lugar, se utilizó un software "Gambit" el cual permite el pre-procesamiento del elemento. Este se encarga de mallar la geometría creada previamente dándole la capacidad al elemento de transformarse en un modelo para estudios paramétricos.

Por último, se carga dicho modelo en el programa de dinámica de fluidos computacional "ANSYS Fluent" con el cual se obtendrán los resultados de las variables que se desean analizar.

#### 2.2.1 Simulación de la prueba experimental en pista

La simulación del vehículo completo busca reproducir, con la mayor exactitud posible, las condiciones en que se realizó la prueba experimental. De esta manera, si se verifica la correspondencia con los resultados experimentales, se pueden extraer datos de variables no medidas en pista, tales como: a) presiones absolutas en las posiciones de interés, ya que la medición con Tubo Pitot solo permitió hallar presiones relativas; b) el perfil de velocidades que existe en la zona aledaña a la toma.

Para la obtención de resultados confiables, fue necesario dibujar el vehículo cumpliendo todas las dimensiones que establece el reglamento técnico de la ACTC [1]. En aquellas en las cuales el

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**

reglamento no limita su valor, y estas influyen sobre los resultados de las simulaciones a realizar, se procedió a la medición in situ de las mismas. El ejemplo más importante de este caso es el conjunto “trompa-toma dinámica”, ya que es determinante para la correcta simulación del flujo.

### 2.2.2 Simulación del conducto dentro de la sala de pruebas.

En esta simulación se evaluó un conducto, ubicado dentro de la sala de pruebas, de sección transversal de 280 mm de ancho por 180 mm de alto (se busca cubrir las dimensiones máximas de la toma dinámica permitidas por el reglamento de la ACTC). Es muy importante la posición relativa a la entrada de la toma dinámica, ya que de esto dependen gran parte de las variables en juego, para una correcta correspondencia con el flujo real incidente en el vehículo (velocidad, presión en la salida del conducto e ingreso en la toma dinámica).

## 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### 3.1. Medición, en pista, de la velocidad de flujo de aire entrante a la toma.

Realizando un promedio de los valores de velocidad obtenidos en los distintos ensayos de la prueba experimental, cuando el auto se desplazaba a 250 Km/h, se obtiene que la velocidad promedio del aire medida por el tubo pitot fue de 182,25 Km/h.

Se pone en evidencia que a altas velocidades el flujo en las proximidades de la toma dinámica sufre un estancamiento debido a que el caudal aspirado por el motor, a ese régimen, está muy por debajo del que circula en la sección de entrada de la toma. Este es un fenómeno muy importante que el preparador podría cuantificar a la hora del diseño de la toma, evitando la posible pérdida de rendimiento gravimétrico por desaprovechar la inercia del mismo.

La Figura 2 muestra, a modo de ejemplo, el gráfico correspondiente a los valores de velocidad del flujo de aire, en la entrada de la toma dinámica, y la velocidad de desplazamiento del vehículo en una de las pruebas realizadas.

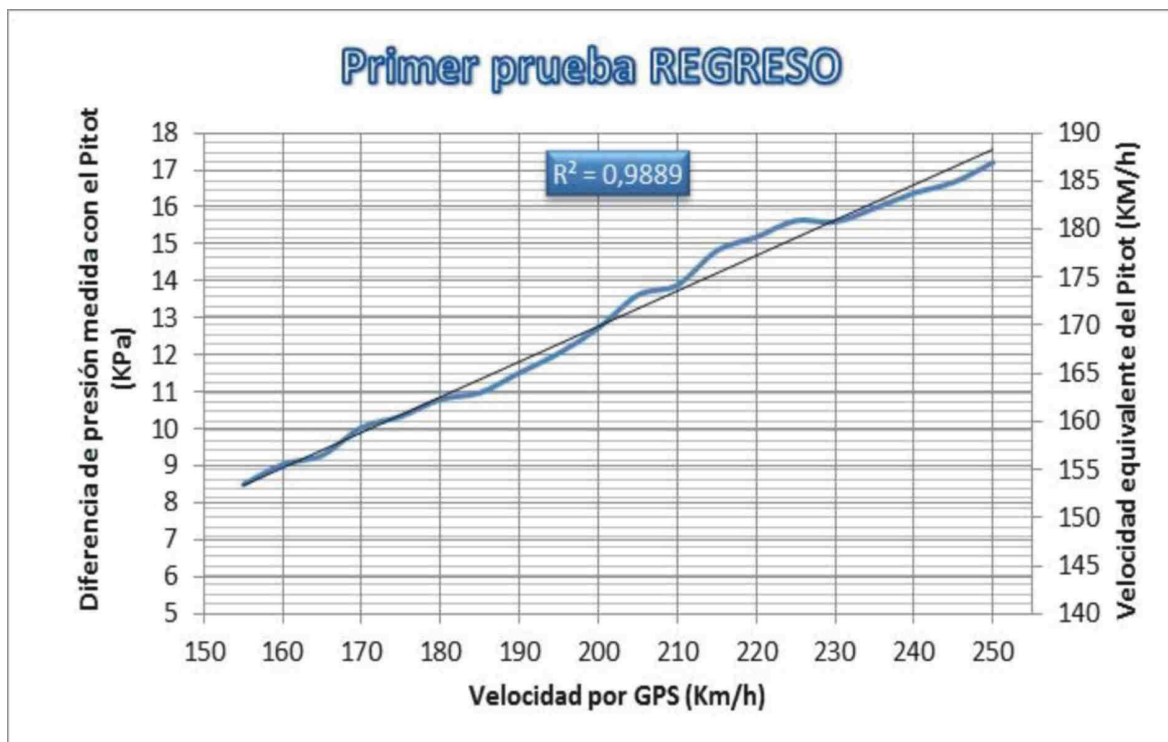


Figura 2. Valores de presión y velocidad medidos en una de las pruebas experimentales

### 2.2 Simulación de la prueba experimental en pista

La Figura 3 muestra los vectores de velocidad coloreados, de acuerdo a su magnitud, sobre las superficies del auto y sobre un plano que pasa por un punto central del área frontal de la toma y es

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica III CAIM 2012



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**

paralelo al plano de simetría del mismo. Sobre este plano se puede observar la disminución de velocidad en la zona posterior al área frontal de la toma dinámica, previendo de esta manera, que allí se generará una sobre presión.

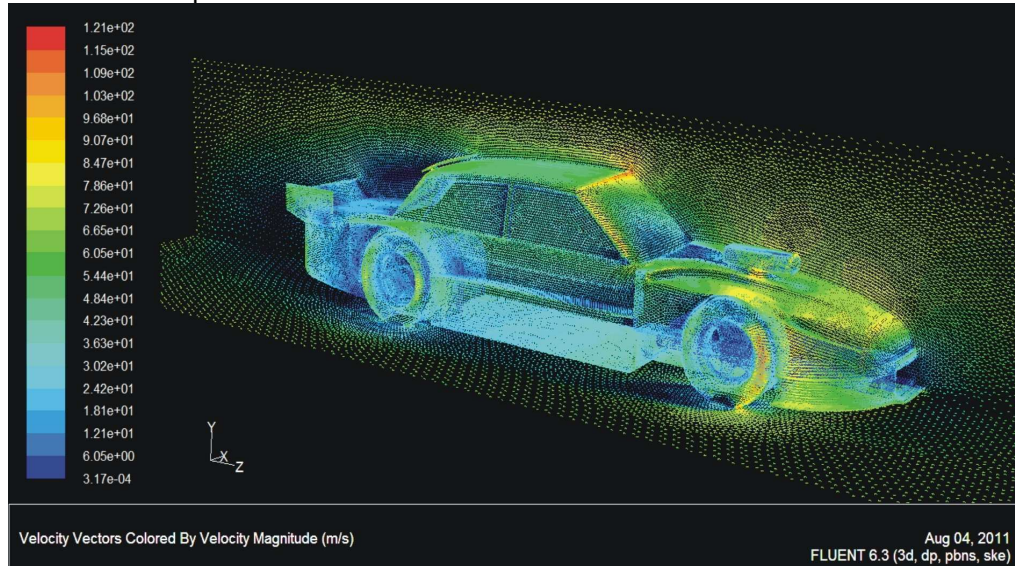


Figura 3. Vectores de velocidad sobre superficies del auto coloreados según su magnitud

La magnitud de la sobre presión generada, dentro del volumen de la toma, se puede observar en la Figura 4, detectando que es la zona del auto en la cual el aire se encuentra a mayor presión. Esto era de esperar, ya que como fue mencionado previamente, es uno de los objetivos por los cuales se utilizan las tomas dinámicas en lo vehículos de competición.

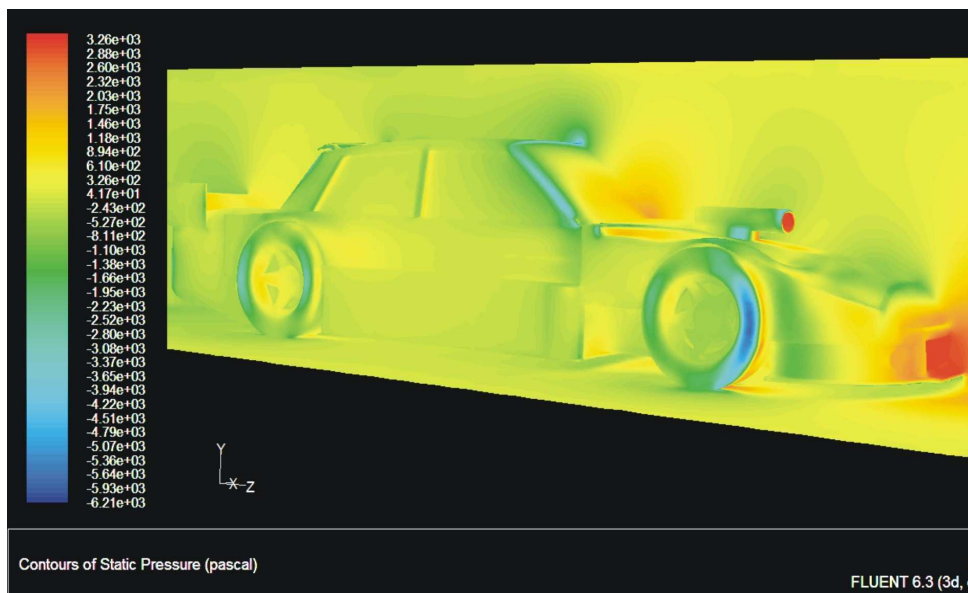


Figura 4. Presiones sobre las superficies del auto coloreadas según su magnitud

Las Figuras 5 y 6 muestran los diagramas de presión y velocidad en función de la posición a lo largo del eje "z" tomados sobre la línea de simetría que pasa por el centro del área frontal de la toma dinámica. De esta manera, se logran obtener los valores que se desean reproducir dentro del recinto de prueba.

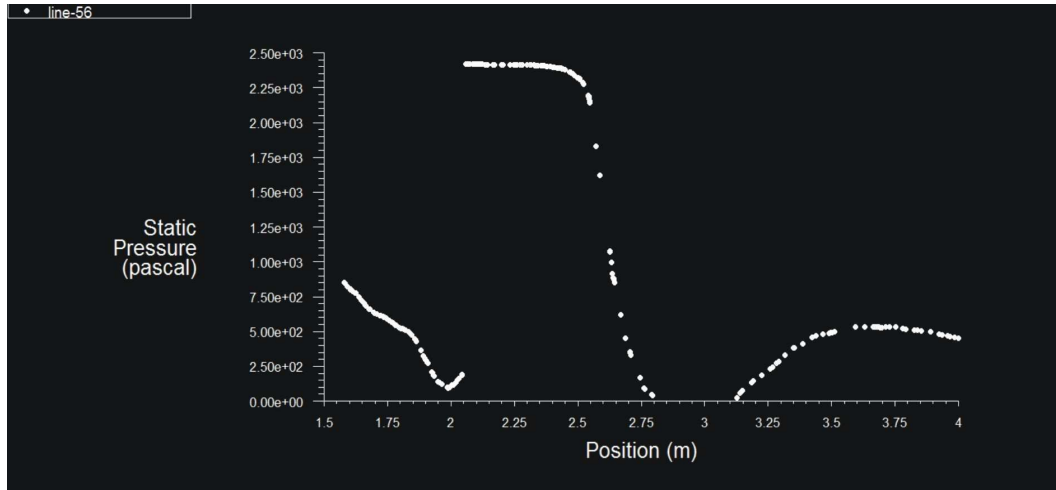


Figura 5 Presión estática en función de la posición, medido sobre la línea de simetría de la toma

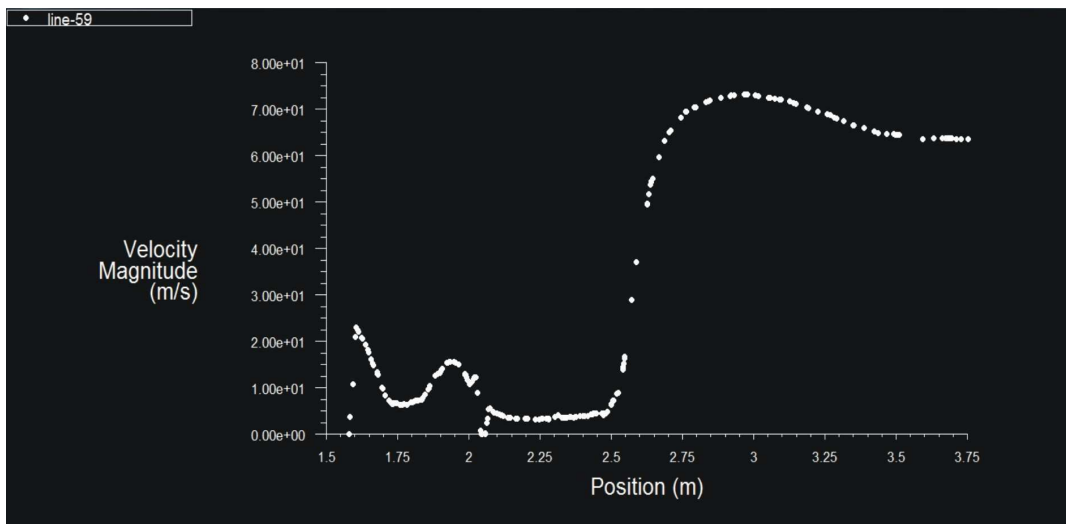


Figura 6 Velocidad en función de la posición, medido sobre la línea de simetría de la toma

Se puede observar que velocidad del aire en la entrada de la toma dinámica (posición 2.6 metros) obtenida por medio de la simulación es de 50.03 m/seg, es decir 181,08 Km/h. Por lo tanto, la diferencia porcentual entre el valor obtenido en la simulación y el medido con el Tubo Pitot (182.25 Km/h) es del 0,65%.

### 3.3 Simulación del conducto dentro de la sala de pruebas.

Se simuló el conducto de inyección de aire dentro de la sala de pruebas. Su posición, respecto de la toma, fue el parámetro más importante a evaluar. Esto se debe fundamentalmente a que como se determinó en la simulación anterior, y en la prueba en pista, frente a la toma se genera una sobre presión importante. Esto condiciona el diseño ya que si la salida del conducto se encuentra demasiado cerca del área frontal de la toma se debe vencer mencionada presión y la manera de hacerlo es colocando un ventilador de más potencia, el cual elevaría los costos del proyecto. Pero tampoco se debe distanciar mucho la salida del conducto, ya que el fluido expulsado pierde velocidad

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica III CAIM 2012



y no se logran reproducir las condiciones buscadas, debiendo también aumentar la potencia del ventilador para alcanzar las velocidades deseadas.

Para recrear las condiciones reales se adoptaron distintas posiciones del conducto a lo largo del eje "z". Se debe tener en cuenta que el recinto de prueba es muy reducido y por lo tanto la distancia desde el forzador a la sección frontal de la toma está muy limitada.

El rango de posiciones adoptado, para la selección de la ubicación de la boca de salida del conducto, es de como máximo 1000mm medido desde el área frontal de la toma. Con lo cual se fue desplazando el conducto a lo largo del mismo hasta lograr que la velocidad no caiga de manera significativa y la presión estática a la salida del mismo no sea demasiado elevada. A continuación, en las Figuras 7, 8, 9 y 10 se muestran los datos obtenidos de la simulación del conducto en la posición considerada como óptima.

Esta condición se obtuvo cuando la separación entre el frente de la toma y la salida del conducto fue de 500 mm.

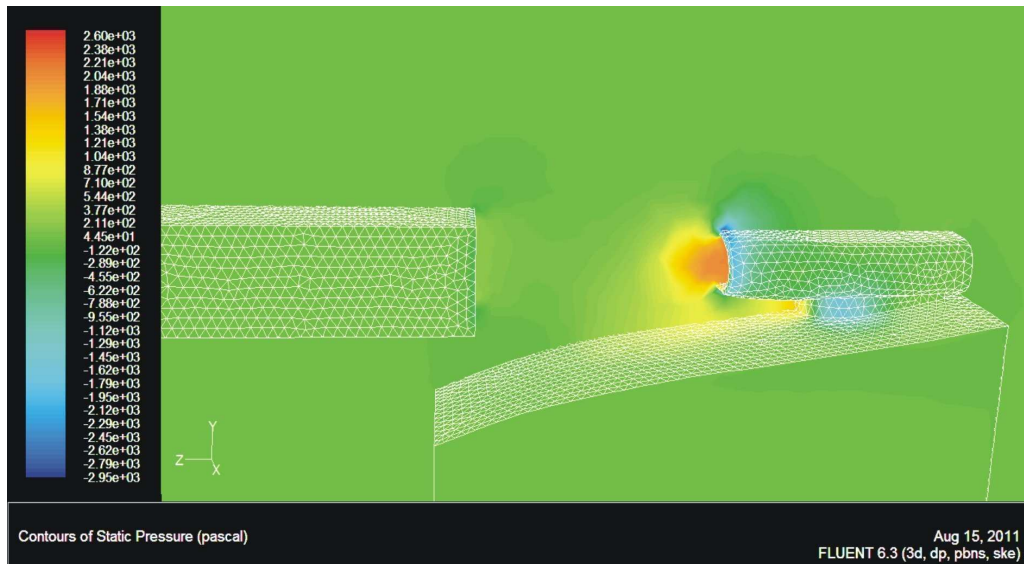


Figura 7 Presión estática en un plano que pasa por el eje de simetría de la toma dinámica

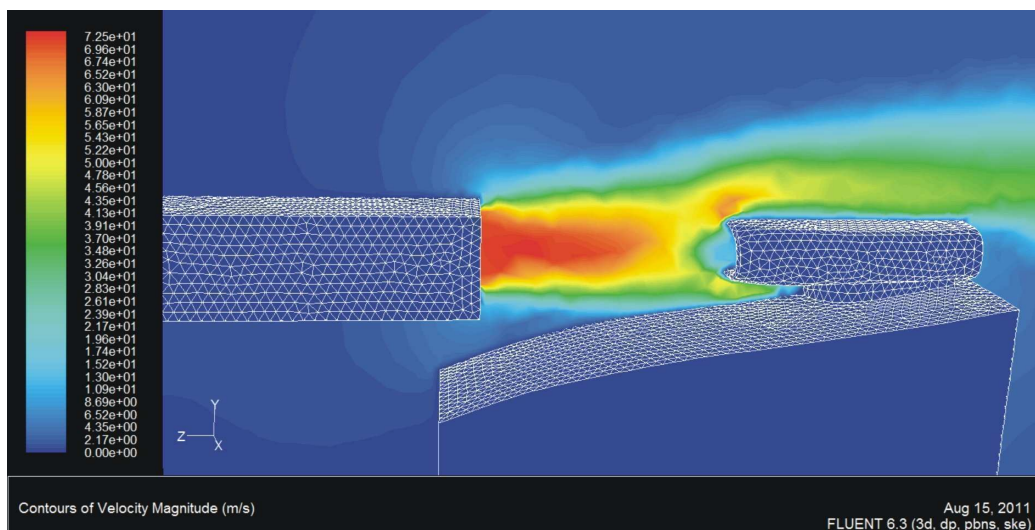


Figura 8 Velocidades en un plano que pasa por el eje de simetría de la toma dinámica

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



En las figuras anteriores se puede observar que el flujo de aire incide de manera correcta en la zona de entrada a la toma, recreando las condiciones de velocidad y presión que se generan en la simulación del auto.

Para poder analizar de manera más precisa esta situación se procedió a relevar los datos de presión y velocidad en distintos puntos, a lo largo de la línea de simetría de la toma dinámica, tal como se hizo en la simulación del vehículo.

La Figura 9 muestra que los valores de presión estática (puntos blancos) son muy aproximados a los obtenidos en la simulación del auto (puntos rojos en la figura), se observa que el valor alcanzado en el área de entrada a la toma es levemente menor. Esto se debe a que en el auto la influencia del perfil aerodinámico provoca un leve aumento sobre la magnitud de la presión en la zona de entrada a la toma.

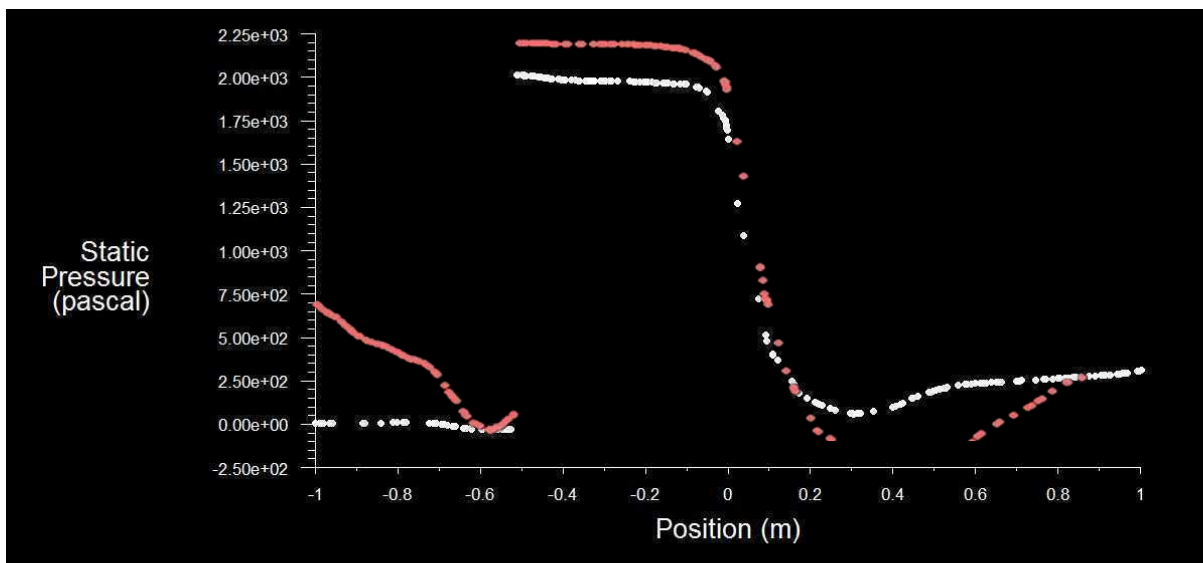


Figura 9 Presión estática en función de la posición, en la zona de la toma, en la simulación del conducto teórico (puntos blancos) comparada con la simulación del auto (puntos rojos)

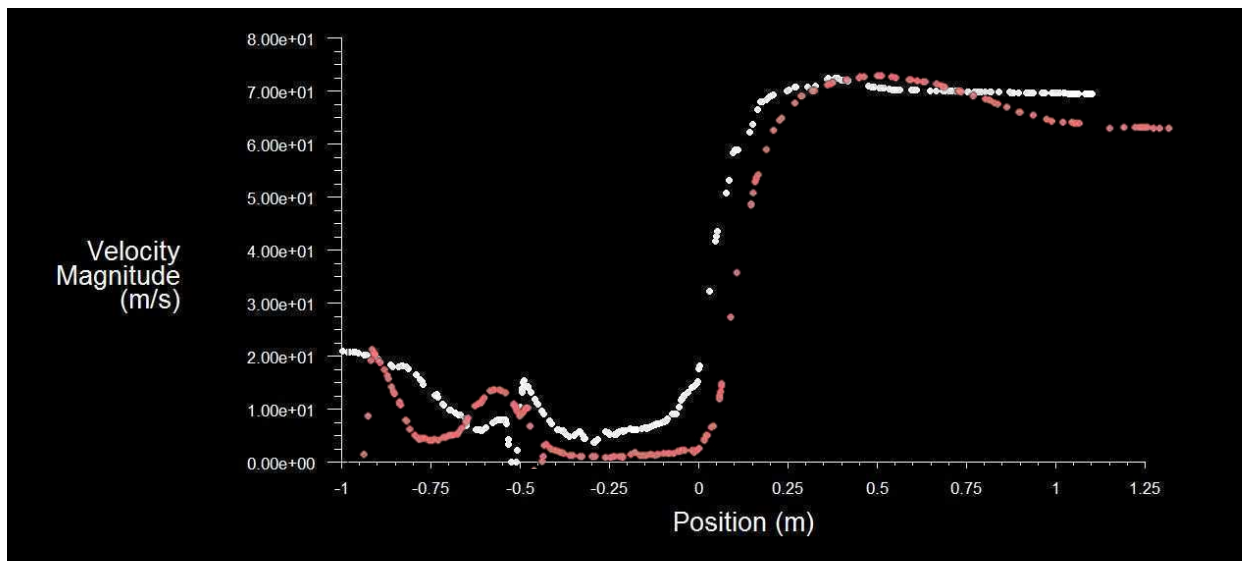


Figura 10 Velocidad en función de la posición, en la zona de la toma, en la simulación del conducto teórico (puntos blancos) comparada con la simulación del auto (puntos rojos)



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



**FoDAMI**

En la Figura 10 se detecta un leve descenso de la velocidad en la zona de medición del pitot, respecto a la obtenida en la simulación del auto completo. Esto se debe a la influencia del perfil de la trompa. De todas maneras las diferencias son menores y puede considerarse que el dispositivo reproduce de manera precisa la condición de pista.

Los valores de presión de la Figura 9 son muy importantes, porque influyen directamente sobre el valor de pérdida de carga del forzador. La simulación demuestra que en la distancia considerada como óptima la presión en la salida del conducto es de 206 Pa.

### 3.4. Diseño del sistema de inyección de aire.

#### 3.4.1 Cálculo del conducto real y selección del forzador

Una vez verificada la reproducción de las condiciones de trabajo del motor en la pista, dentro de la sala de pruebas con el conducto de sección constante utilizado en la simulación anterior, se procedió a analizar cómo debe construirse dicho conducto utilizando elementos disponibles en el mercado.

Para realizar correctamente el diseño del conducto y el cálculo de las pérdidas de carga que se generan en el mismo fue necesario conocer las limitaciones de espacio que existen dentro del recinto. Considerando la sala de pruebas tomada como referencia, en la cual la distancia lineal desde la pared (donde se encontrará la salida del forzador) hasta la sección de entrada a la toma dinámica es de 2000 mm aproximadamente, se diseñó el conducto principal. Se tuvo en cuenta que la salida del conducto debía estar a 500 mm de distancia al área frontal de la toma, y por lo cual su longitud no debe superar los 1500 mm.

Para realizar el cálculo de la pérdida de carga en la tubería se procedió de la siguiente manera:

1) Sabiendo el espacio disponible, y considerando la configuración del conducto estimado, se debió lograr la velocidad de salida deseada, es decir 69,44 m/seg (250 Km/h). Para abarcar el área de cualquier toma dinámica se impone un área de salida de 280 mm de ancho por 180 mm de altura. Con estos datos, y a partir de la Ecuación (1), se logró obtener el caudal máximo que debe tener el forzador a seleccionar, el cual es de 3,5 m<sup>3</sup>/seg.

$$Q=V.A \quad (1)$$

2) Sabiendo el caudal necesario y el área de salida se buscó un forzador, existente en el mercado, que cumpla mencionadas características. Si bien se buscó entre ventiladores axiales (de diámetro máximo 300 mm) y centrífugos (con el área muy próxima a la especificada), no se encontró ningún ventilador que otorgue el caudal necesario con una boca de salida de esas dimensiones. Es por ello que se debió seleccionar un ventilador con un área de salida de mayores dimensiones y que cumpla con los valores de caudal necesario. Posteriormente se debió realizar, en el diseño del conducto, una reducción en el área la cual permitió llegar al área esperada y alcanzar la velocidad buscada. El problema de realizar esta restricción, es la diferencia de presión que se genera a causa de la variación de velocidades a lo largo de la misma. El ventilador seleccionado, por lo tanto, deberá soportar esa diferencia de presión sumada a todas las pérdidas de carga del conducto y accesorios, más la contra presión a la salida a causa de la sobre presión que se genera en la toma.

A partir de estas consideraciones se procedió a realizar el cálculo de pérdida de carga, considerando que la pérdida total es la suma de las pérdidas de carga en cada zona del conducto [4], Ecuación 2, obteniéndose una pérdida de carga total de:  $\Delta P_{L\text{Total}}=3095$  Pa.

$$\Delta P_{L\text{TOTAL}}=\Delta P_{\text{EST}}+\Delta P_{\text{LI}}+\Delta P_{\text{LII}}+\Delta P_{\text{LIII}}+\Delta P_{\text{LIV}}+\Delta P_{\text{LV}}+\Delta P_{\text{LSÁLIDA}} \quad (2)$$

A partir de estos valores se seleccionó un ventilador centrífugo marca GATTI, modelo "RM 442 SASE-2900", cuya presión estática admisible es de 3800 Pa, a régimen máximo, es decir 2960 RPM. Como puede apreciarse, mencionada presión es un 22% mayor a la presión requerida por el sistema.

A partir de este dato de pérdida de carga, y mediante el uso de las leyes de los ventiladores, se encontró la curva resistente del conducto y por lo tanto el régimen de revoluciones en el cual deberá funcionar el ventilador para entregar los 3.5 m<sup>3</sup>/seg de caudal requerido a la salida.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



### 3.4.2 Simulación del conducto real.

Luego de realizado el cálculo de pérdida de carga, y por lo tanto quedando definidas las dimensiones del conducto, se procedió a realizar la simulación del dispositivo tal como quedará instalado en el recinto de pruebas.

La simulación se realizó ingresando al programa "Fluent" la curva característica de presión del ventilador, en el régimen de revoluciones correspondiente (2750 RPM) para que reproduzca una velocidad de salida del conducto de 250 Km/h. La condición se estableció en el área de entrada al conducto, con lo cual el flujo debe atravesar todo el interior del mismo permitiendo así detectar los parámetros de interés.

Como era de esperar, las condiciones recreadas se asemejaron mucho a las reproducidas con el conducto recto. Las diferencias se pueden detectar en el valor de la velocidad de salida del aire del conducto, en este caso el valor es 2.5 km/h superior, lo cual se puede deber a una pequeña diferencia en el valor de la contra presión que se genera en el conducto y frente a la toma.

En el gráfico de la Figura 11, se releva la curva de presión estática en función de la posición, al igual que en las simulaciones anteriores. El perfil obtenido (puntos blancos) se asemeja en gran medida a los anteriores y su punto de máxima presión estática no sufrió grandes variaciones (en puntos rojos se observan los datos relevados en la simulación del auto).

A su vez, este gráfico también permite observar las condiciones de presión dentro del conducto (desde 500 a 2000 mm en el eje de posición) y pudiendo corroborar que la máxima pérdida de carga teórica coincide con el valor real obtenido por simulación.

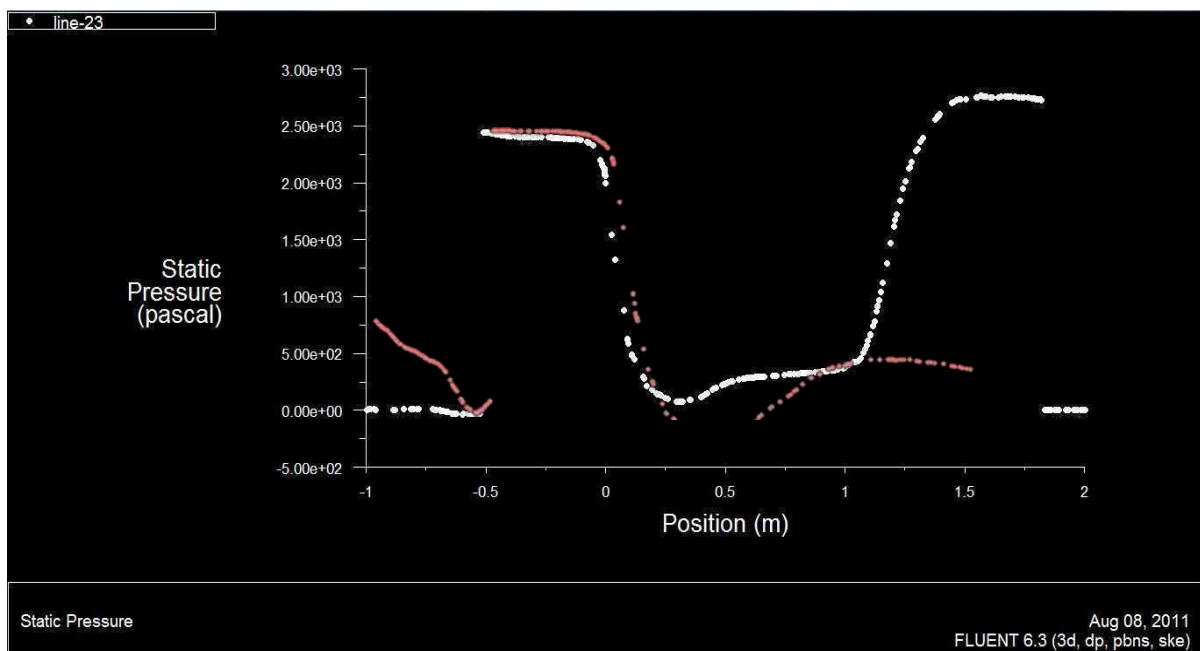


Figura 11 Presión estática en función de la posición, en la zona de la toma, en la simulación del conducto real (puntos blancos) comparada con la simulación del auto (puntos rojos)

### 3.4.3 Reproducción en toda la gama de RPM.

Una vez seleccionado el forzador, y conociendo sus características, se buscó conseguir que este adapte su velocidad de rotación, y por ende el caudal de aire impulsado, de acuerdo a la condición de funcionamiento del motor de combustión interna en ese momento. Es decir, lograr la reproducción de las condiciones reales de flujo de aire en toda la gama de RPM del motor de combustión interna en que se realizan las pruebas.

Debido a que el motor del forzador es eléctrico del tipo trifásico, para regular sus revoluciones se necesita el uso de un variador de frecuencia. Este actúa como intermediario, midiendo las revoluciones del motor de combustión interna y mediante el ingreso de datos específicos genera la frecuencia adecuada dándole la condición de velocidad esperada al motor eléctrico del forzador.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

FoDAMI

Para ello se debió obtener la relación existente entre los parámetros de entrada (Velocidad de rotación del motor de combustión interna transformado en voltaje por un sensor de RPM) y de salida (frecuencia de alimentación al motor eléctrico), teniendo en cuenta que los datos disponibles para el cálculo son la velocidad de desplazamiento del vehículo en función de las RPM del motor.

Debido a que la adquisición de datos utilizada en la pista entregó como parámetro la velocidad de desplazamiento del vehículo (en Km/h) fue necesario, para lograr la correspondencia buscada, conocer la relación de diferencial y de la caja de velocidades (en sexta marcha) que tenía instalada el vehículo.

El variador de frecuencia que cumple con los requisitos necesarios para comandar el motor eléctrico del forzador (30 HP) y tener la capacidad de programar la relación existente entre el caudal de aire y las revoluciones por minuto del motor de combustión interna es de la marca DELTA modelo VFD-220F43.

### 3.4.4 Diseño del soporte y conducto principal.

Un problema a solucionar, al implementar el dispositivo en el banco de pruebas, fue las posibles diferentes posiciones del carburador respecto a la salida del forzador en cada marca de motor. Para ello se diseñó un conducto que se adapte fácilmente a estos cambios, junto con un soporte que adopte las posiciones del conducto requeridas en cada oportunidad. Para ello se utilizó como herramienta de cálculo el software "SolidWorks", a través de su interfaz de cálculo por elementos finitos.

La Figura 12 muestra un esquema en tres dimensiones del soporte y del conducto diseñado.

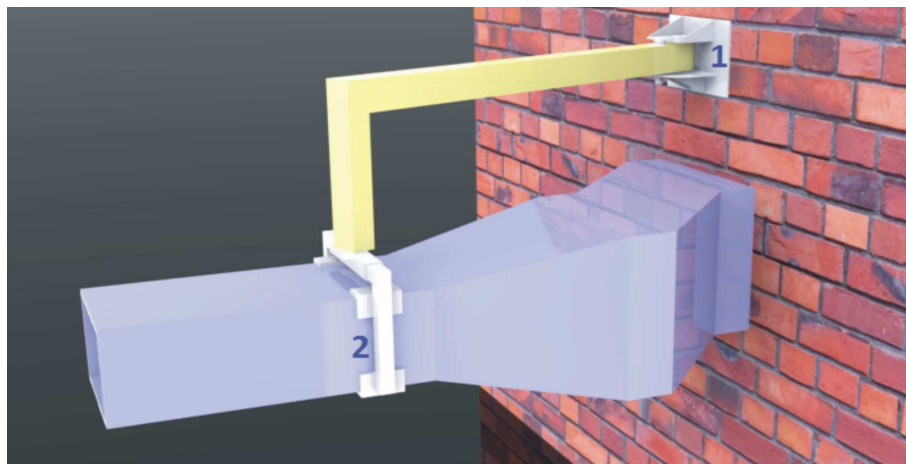


Figura 12 Esquema del soporte y del conducto diseñado

## 4. CONCLUSIONES.

- El sistema diseñado es un equipo de características innovadoras para el mercado nacional.
- Se observa que existe un muy buen ajuste entre los datos relevados mediante pruebas experimentales en la pista y los valores obtenidos con las distintas simulaciones.
- Se detectó un fenómeno de estancamiento en la entrada a la toma dinámica, que se incrementa a medida que aumenta la velocidad de desplazamiento del vehículo. Esto se debe a la diferencia entre el caudal que aspira el motor y el que ingresaría por la toma dinámica cuando esta se desplaza.
- La mínima cantidad de elementos, y la alta simplicidad de los mismos, es otro de los beneficios del dispositivo al momento de la instalación
- La simplicidad en el ingreso de datos otorgada por el variador de frecuencia seleccionado, permite su utilización sin necesidad de tener conocimientos especializados.
- El sistema tiene una gran capacidad de ser adaptado a cualquier tipo de sala de pruebas. A su vez, al no modificar ningún elemento propio del banco, la utilización de este sistema es independiente del tipo de dinamómetro.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



#### 4. REFERENCIAS.

- [1] Reglamento Técnico de la Categoría Turismo de Carretera. Código REG-TC-00/10. (2008).
- [2] Martyr, A. J.; Plint M. A. (2007). Engine Testing. UK. 3ra edición. Elsevier Ltd. Oxford. ISBN-13:978-0-7506-8439-2.
- [3] Heywood, J.B. (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals. EEUU. McGraw-Hill. New York.
- [4] Streeter, V. L.; Wylie, E. V. (1988). "Mecánica de los Fluidos". México. 8va edición. McGraw-Hill Interamericana. Distrito Federal.

#### Agradecimientos

Los autores de este trabajo desean agradecer al CONICET y a la Universidad Nacional de Mar del Plata por el financiamiento otorgado y a Ugalde Competición (Lisandro Ugalde, Lionel Ugalde y su equipo).



## DESARROLLO DE UN CAUDALÍMETRO PARA PROPELENTES LÍQUIDOS DE VEHÍCULOS ESPACIALES

Jazni, Jorge E.<sup>1</sup>, Cova, Walter J. D.<sup>2</sup>, Salomone, Javier E.<sup>3</sup>,  
González, Gustavo J.<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Instituto Universitario Aeronáutico, CIA – Universidad Tecnológica Nacional, FRC, CUDAR.  
Av. Fuerza Aérea 6500, (CP)X5010JNX Córdoba, Argentina. jazni@iua.edu.ar

<sup>2</sup> wjd.cova@gmail.com

<sup>3</sup> Universidad Tecnológica Nacional, FRC, Dep. Ing. Mecánica. jsalomone@scdt.frc.utn.edu.ar

<sup>4</sup> ggonzalez@scdt.frc.utn.edu.ar

### RESUMEN

Se presenta el desarrollo de un caudalímetro a turbina para medición de caudales de propelentes de vehículos espaciales a combustible líquido, realizado por requerimiento de las autoridades nacionales de desarrollo espacial.

Los caudalímetros a turbina axiales logran su mejor desempeño en la medición de flujo de fluidos con bajas viscosidades cinemáticas, siendo en general lineales para regímenes subsónicos y flujos turbulentos. Bajo estas condiciones la estabilidad mecánica de este tipo de dispositivos ofrece una excelente performance en la repetibilidad. El diseño básicamente incorpora un rotor con álabes suspendido axialmente en la dirección del flujo en el interior del ducto conductor de fluido. La velocidad angular de la turbina es proporcional al caudal y medida por un sensor.

Del análisis de requerimientos se establece como alcance del trabajo el diseño de un caudalímetro a turbina para medir hasta 10 litro/s para propelentes MMH y NTO, y pérdida de carga máxima de 1 bar a máximo caudal. La metodología aplicada sigue los clásicos lineamientos de la ingeniería de desarrollo: análisis de requerimientos, estudios de factibilidad, diseños preliminar y definitivo, cálculos, simulación, construcción de partes, integración, ensayos y evaluación. Partiendo de las leyes de conservación de masa y variación de cantidad de movimiento se deduce la formulación de cuplas activas y parásitas que se ejercen sobre el rotor, estando estas últimas representadas por la resistencia de deslizamiento del fluido en la superficie de las palas, drag producido por el cubo con el fluido y momentos originados por el sensor electromagnético y fricción de rodamientos, las que, junto con las propiedades del fluido circulante, influyen en la determinación del factor K (pulsos/litro) del instrumento para los fluidos considerados.

El caudalímetro fue construido y ensayado exitosamente, presentándose los resultados obtenidos.

**Palabras Clave:** Sensores, caudalímetro para líquidos, caudalímetro a turbina.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

FoDAMI

### 1. INTRODUCCIÓN

Los caudalímetros a turbina axiales logran su mejor desempeño cuando están destinados a la medición de flujo de gases y líquidos con bajas viscosidades cinemáticas. Esto es, hasta aproximadamente 10 cSt, aunque son usados en ciertos casos en fluidos con valores hasta de 100 cSt, siendo en general lineales para regímenes subsónicos y flujos turbulentos. Bajo tales condiciones la estabilidad mecánica este tipo de dispositivos ofrece una excelente performance en lo atinente a la repetibilidad, teniéndose las siguientes características genéricas. Rango de diámetros de ductos: desde 6 a 760 mm. Rango de capacidad de medición de caudales: desde 0,025 m<sup>3</sup>/h a 25500 m<sup>3</sup>/h para gases y 0,036 m<sup>3</sup>/h a 13000 m<sup>3</sup>/h para líquidos. Repetibilidad en el orden de  $\pm 0,1$  % de la lectura total para líquidos y  $\pm 0,25$  % para gases. Linealidad (sin compensación por hardware ni por software) entre  $\pm 0,25$  % a  $\pm 0,5$  % de la lectura para líquidos y  $\pm 0,5$  % a  $\pm 1$  % para gases. Relaciones entre flujo máximo y mínimo de lectura comprendidas entre 10:1 a 100:1. Con temperaturas de operación entre  $-270$  °C a  $+650$  °C. Rangos de presión de operación que van desde importantes niveles de vacío a 400 Mpa. Caídas de presión a máxima erogación de flujo comprendidas entre 300 Pa (0,05 psi) y 70000 Pa (10 psi).

La construcción básica de un caudalímetro a turbina incorpora un rotor con álabes que se instala en el interior del tubo conductor de flujo del fluido. El rotor es suspendido axialmente en la dirección del flujo a través del tubo. La velocidad de rotación de la turbina es proporcional al caudal erogado y dicha velocidad es medida por un sensor que detecta la velocidad de giro.

Se expone el diseño de un flujómetro que mide hasta 10litro/s para propelentes MMH (monometilhidracina) y NTO (tetróxido de nitrógeno), con pérdida de carga máxima de 1bar a 10litros/s. Partiendo de las leyes de conservación de masa y variación de cantidad de movimiento se deduce la formulación de cuplas activas y parásitas que se ejercen sobre el rotor, estando éstas representadas por la resistencia al deslizamiento del fluido en la superficie de las palas, drag producido por el cubo con el fluido y momentos originados por el sensor de velocidad y fricción de rodamientos, las que influyen en la determinación del valor del factor  $K$  (pulsos/litro) del instrumento para los fluidos considerados.

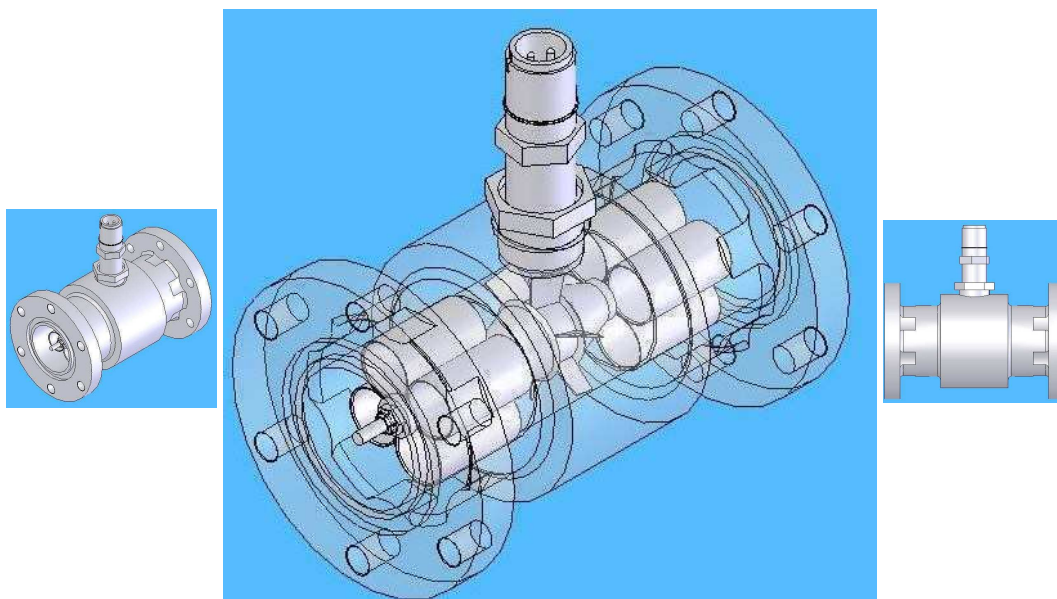


Figura 1. Geometría del flujómetro.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



En la sección 2 se procede a describir los aspectos constructivos del instrumento detallándose los materiales empleados. La sección 3 trata de la modelización físico-matemática de su funcionamiento, en tanto que la sección 4 presenta los resultados obtenidos mediante simulación numérica. En la sección 5 se analizan los resultados obtenidos en los ensayos experimentales del caudalímetro, finalizando el trabajo con las conclusiones tratadas en la sección 6.

## 2. DESCRIPCIÓN DEL INSTRUMENTO

Se considerará al instrumento como un sistema diseñado en función de un conjunto de requerimientos y compuesto por un subsistema mecánico y un subsistema de medición. La Figura 1 muestra el conjunto con sus elementos constitutivos internos y exteriores.

### 2.1. Requerimientos de funcionamiento

Resulta importante detallar las propiedades físicas de interés de los fluidos circulantes (MMH y NTO), siendo los valores indicados en la Tabla 1 los valores correspondientes a 20 °C de temperatura.

Tabla 1. *Propiedades de los fluidos*

	Unidades	MMH	NTO
Densidad másica	$\delta$ [g/cm <sup>3</sup> ]	0.91	1.50
Viscosidad cinemática	$\nu$ [cSt]	0.956	0.547

En la Tabla 2 se listan los requerimientos que fueron considerados para el diseño del instrumento. La naturaleza de los fluidos a medir influyó preponderantemente en la selección de los materiales constructivos.

Tabla 2. *Requerimientos de diseño*

Item	Especificación
Fluidos de trabajo	monometil hidracina (MMH)
	tetróxido de nitrógeno (NTO)
Caudal	10l/s @ 26 Bares
Presión de operación	26 bares
Temperatura de operación	rango -30°C a 200°C
Perdida de carga	1 bar max. a 10lts/s de caudal
Masa	< 3 kg
Interfaz	2" (Brida)

### 2.2. Partes que componen el instrumento

En la Figura 2 se pueden apreciar las partes que forman el caudalímetro, que se encuentran detalladas en la Tabla 3. A continuación se analizarán brevemente los principales elementos que integran los subsistemas mecánico y de medición.

#### 2.2.1. Rotor

Consiste de un cubo cilíndrico de acero inoxidable austenítico del tipo 304 que en su zona exterior soporta 6 álabes planos. Para la construcción de los álabes se emplearon materiales magnéticamente blandos (AISI 430) y duros (AISI 304), montándolos alternadamente sobre el cubo. La razón de esta disposición responde a la necesidad de conseguir cambios bruscos en los flujos magnéticos establecidos, lo que no se obtendría si todas las palas fueran de materiales blandos ya que el enfrentamiento de la expansión polar del sensor al eje virtual entre dos palas consecutivas podría generar un campo

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



similar al que se genera en el enfrentamiento con una única pala corriéndose el riesgo de que las variaciones de la densidad de flujo no sean lo suficientemente importantes para generar las amplitudes necesarias de los pulsos de tensión inducida. Los materiales empleados para las palas se detallan en la Tabla 3. Las palas se montan caladas sobre el cubo formando un ángulo de  $25^\circ$  con respecto al eje de rotación, con el objeto de generar una apropiada velocidad de rotación sin excesivas cargas axiales. El criterio de selección de palas planas en lugar de palas alabeadas para conseguir un rendimiento mayor, está sustentado en la pequeñez de la relación entre el radio exterior y el interior de las mismas, lo que no justifica la complejidad de fabricación que presentaría un rotor con palas helicoidales.

### 2.2.2. Difusores

Estas piezas (dos idénticas ubicadas en oposición) sirven de elementos de transición fluídica entre los direccionadores de flujo y la ventana de pasaje de la turbina. También sirven a la cadena de localización de las pistas interiores de los rodamientos dejando luces entre sus bordes exteriores y el cubo rotor de la turbina. Son cónicos, para facilitar su construcción.

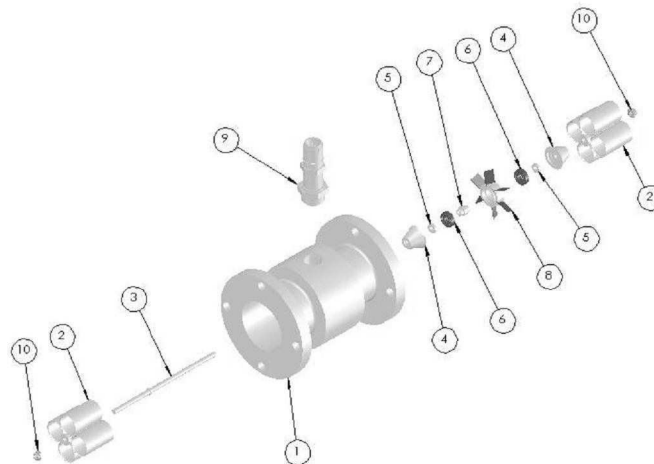


Figura 2. Vista en explosión.

Tabla 3. Designación de piezas.

Item	Denominación	Material	
1	Carcasa	Al 2024 T6	
2	Direccionador de flujo	Soporte de eje	AISI 304 / 316
		Tubo direccionador	AISI 304 / 316
3	Eje	AISI 304 / 316	
4	Difusor	AISI 304 / 316	
5	Tope	AISI 304 / 316	
6	Cojinete	AISI 440C / 316	
7	Espaciador	AISI 304 / 316	
8	Rotor	Palas magnéticas	AISI 430
		Palas no magnéticas	AISI 304 / 316
		Cubo	AISI 304 / 316
9	Sensor inductivo	comercial	
10	Tuerca de retención	AISI 304 / 316	

### 2.2.3. Direccionadores de flujo

Su función es acondicionar el flujo antes de su ingreso a la turbina evitando torbellinos y vórtices que pudieran ocasionar una lectura errónea del caudal que se desea medir y se ubican aguas arriba y abajo del rotor. Sus formas son idénticas y se materializan mediante tubos de pared delgada tangentes entre sí y a la carcasa contenedora del subconjunto mecánico. Los tubos se vinculan entre sí

mediante una pieza en forma de carrete perforado longitudinalmente para permitir el paso del eje por su interior. La posición del subconjunto está garantizada mediante la carga elástica radial producida por ajuste con interferencias en las tolerancias del diámetro exterior del paquete de tubos y el alojamiento de la carcasa.

### 2.2.4. Cojinetes

Se seleccionaron para esta función rodamientos rígidos de una hilera de bolas abiertos, sin blindajes ni sellos, a los fines de facilitar el barrido de partículas. En lo atinente al material se adoptó para pistas y bolas acero inoxidable del tipo AISI 440 C siendo el mismo compatible con los fluidos propelentes. Es conveniente notar que los rodamientos quedan localizados sobre el eje en una única posición axial a través del armado del paquete estatórico el que incluye a las pistas interiores de los cojinetes.

### 2.2.5. Eje

Recorre todo el conjunto cargándolo axialmente. Véanse Figs. 1 y 2. La pieza es un espárrago de forma cilíndrica con un tope convenientemente ubicado que posiciona al subconjunto rotor apropiadamente. Ambos extremos son roscados de manera de cargar el conjunto con sendas tuercas.

### 2.2.6. Carcasa.

Realizada en duraluminio, es de forma tubular cilíndrica alojando en su interior a los elementos direccionadores de flujo, paquete estatórico y turbina. En el área central externa posee un alojamiento roscado para permitir la fijación del sensor de movimiento. En la zona central interna posee un resalte para posicionar el paquete interior respecto de la carcasa, particularmente del plano central del rotor con la expansión polar del detector de paso. Sus extremos rematan en bridas con agujeros pasantes para permitir su vinculación con ductos vecinos. El sellado se materializa mediante arosellos elastoméricos compatibles con los productos propelentes cuyas ranuras de alojamiento pertenecen a los tubos adyacentes.

### 2.2.7. Sensor.

Es el principal elemento del subsistema de medición. Su esquema genérico se muestra en la Figura 3.

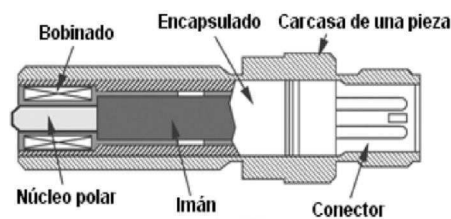


Figura 3. Sensor de movimiento.

Su principio de funcionamiento se basa en la variación de la reluctancia de los caminos magnéticos. Constructivamente consiste de un arreglo estatórico compuesto por un imán permanente, una expansión polar ferromagnética y una bobina a modo de arrollamiento sobre dicha expansión. Se requiere que las palas de la turbina, o algunas de ellas, sean de material ferromagnético para que la bobina captora pueda detectar las variaciones de flujo causadas por los cambios de reluctancia que origina la velocidad tangencial de los bordes de los álabes. La señal de salida es obtenida a bornes de la bobina captora en forma de señal analógica alterna, la que luego de procesada es transformada en pulsos, cuya frecuencia depende de la velocidad angular del rotor y del número de palas ferromagnéticas. La amplitud de la señal dependerá sólo de la velocidad de rotación. Cada pulso generado representa una cantidad discreta de volumen conducido. Este sensor no requiere fuente de alimentación externa, evita tratamientos de señal complicados y presenta una interfaz eléctrica con un solo par de

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



pinos. Dada la disponibilidad comercial se adquirió un sensor marca WECO modelo PC13-74G cuya bobina posee una inductancia de 1.3 Hy y una resistencia de 1800  $\Omega$ .

### 3. ECUACIONES DINÁMICAS

En los desarrollos se emplean los símbolos definidos en la Tabla 4.

Tabla 4. *Símbolos empleados*

<p><math>A</math> Área anular de pasaje</p> <p><math>a</math> Radio de raíz de las palas</p> <p><math>a_p</math> Profundidad de las palas</p> <p><math>C_d</math> Coeficiente de forma</p> <p><math>F_d</math> Fuerza de fricción paralela a la pala</p> <p><math>J</math> Momento de inercia axial del rotor</p> <p><math>K</math> Factor de escala del caudalímetro</p> <p><math>Q</math> Caudal (litro/s)</p> <p><math>R</math> Radio de punta de las palas</p> <p><math>R_e</math> Número de Reynolds basado en la cuerda de las palas</p> <p><math>r</math> Radio de un punto genérico de las palas</p> <p><math>r_m</math> Radio medio</p>	<p><math>r_{rms}</math> Radio cuadrático medio</p> <p><math>S</math> Área de las palas (= profundidad <math>\times</math> longitud)</p> <p><math>T</math> Cupla motriz</p> <p><math>T_d</math> Cupla debida a la fricción <math>F_d</math></p> <p><math>T_p</math> Cuplas resistentes parásitas</p> <p><math>V</math> Velocidad del fluido</p> <p><math>\beta</math> Ángulo entre los planos de las palas y el eje del rotor</p> <p><math>\delta</math> Densidad másica del fluido</p> <p><math>\nu</math> Viscosidad cinemática del fluido</p> <p><math>\tilde{\tau}</math> Constante de tiempo</p> <p><math>\omega</math> Velocidad angular del rotor</p> <p><math>\omega_i</math> Velocidad de rotación ideal</p>
--	--

#### 3.1. Cupla Motriz

Para calcular la cupla que ejerce el fluido circulante sobre el rotor, se parte de las expresiones integrales de las leyes de conservación de masa y de variación de la cantidad de movimiento [1], obteniéndose para la geometría detallada en la Figura 4:

$$T = \int_{r=a}^{r=R} \delta V_{sal}^2 \tan(\beta) r \cdot dA_{sal} - \int_{r=a}^{r=R} \delta V_{ent} \omega r^2 \cdot dA_{ent} \quad (1)$$

Es menester consignar que las dimensiones indicadas en la Figura 4 surgen de la interacción de diversos elementos, tales como los requerimientos básicos indicados en la Tabla 3, el empleo de tuberías de 2", los procedimientos constructivos disponibles y la obtención de una resolución mejor que 0.1 litro/pulso (que llevan a fijar en 6 el número de palas con un ángulo  $\beta=25^\circ$ ).

Para resolver la Ecuación (1) se adoptan las siguientes hipótesis:

- a) el fluido es incompresible, con lo cual  $V_{ent} = V_{sal} = V$ ;
- b) el área de pasaje es constante  $A_{ent} = A_{sal} = A = \pi(R^2 - a^2)$ ;  $dA = 2\pi r dr$ ;
- c) el guiado del flujo es ideal, con lo cual  $V \tan \beta = \omega_i r$ , siendo  $\omega_i$  la velocidad de rotación ideal que mantiene al vector velocidad del fluido paralelo a la dirección de las superficies de las palas;
- d) el perfil de velocidad es uniforme en dirección radial, es decir  $V(r) = cte$ .

En las condiciones citadas, la Ecuación (1) se reduce a

$$T = \delta VA \frac{R^2 + a^2}{2} (\omega_i - \omega) \quad (2)$$

e introduciendo el concepto de valor medio cuadrático del radio:  $r_{rms} = [(R^2 + a^2)/2]^{1/2}$

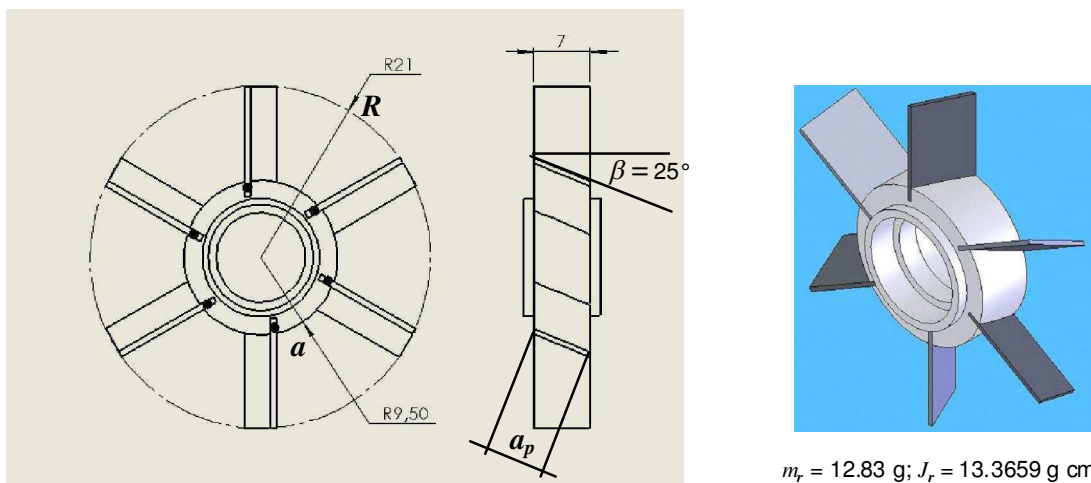
se determina:

$$T = \delta VA r_{rms}^2 (\omega_i - \omega). \quad (3)$$

### 3.2. Cuplas Resistentes

La cupla motriz de la Ecuación (3) proporcionada por el fluido es equilibrada por un conjunto de cuplas resistentes, las principales de las cuales se enumeran a continuación:

- Cupla provocada por el rozamiento del fluido sobre la superficie de las palas;
- Cupla de resistencia fluidica provocada por el deflector;
- Cupla resistente provocada por el flujo en la punta de las palas;
- Cupla resistente provocada por la variación de reluctancia al pasar las palas frente al sensor magnético de rotación;
- Cupla de fricción en cojinetes.



$$m_r = 12.83 \text{ g}; J_r = 13.3659 \text{ g cm}^2$$

Figura 4. Rotor del caudalímetro a turbina.

La diferencia entre la velocidad angular ideal del rotor y su velocidad angular real ( $\omega_i - \omega$ ) es la velocidad de deslizamiento (slip) debida al efecto combinado de todas las cuplas resistentes mencionadas.

En la mayoría de los flujómetros para líquidos, las cuplas detalladas en b), c), d) y e) resultan pequeñas, en condiciones normales de operación, al ser comparadas con la cupla debida a la resistencia por fricción del fluido sobre las superficies de las palas. La fuerza de fricción  $F_d$  es paralela a la superficie de la pala y su magnitud está dada por la expresión:

$$F_d = \frac{1}{2} \delta V^2 C_d S \quad (4)$$

El coeficiente de forma para palas planas y flujo turbulento, únicamente depende del número de Reynolds y se calcula como

$$C_d = 0.074 R_e^{-0.2} \quad (5)$$

$$R_e = V \frac{a_p}{\nu} \quad (6)$$

con lo cual resulta

$$F_d = \frac{1}{2} \delta V^2 0.074 R_e^{-0.2} S . \quad (7)$$

Esta fuerza de fricción se descompone en una componente tangencial ( $F_{dt}$ ) que se opone a la cupla motriz y una axial ( $F_{da}$ ) equilibrada por la reacción del rodamiento. Si  $N$  es el número total de palas del rotor, las fuerzas se calculan como:



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



**FoDAMI**

$$F_{dt} = \frac{0.074}{2} \delta V^2 R_e^{-0.2} SN \sin(\beta) \quad (8)$$

$$F_{da} = \frac{0.074}{2} \delta V^2 R_e^{-0.2} SN \cos(\beta) \quad (9)$$

La cupla resistente se calcula asumiendo que los puntos de aplicación de las fuerzas tangenciales se encuentran en los puntos medios de las palas. Así, definiendo  $r_m = (R+a)/2$  como radio medio, se tiene:

$$T_{dt} = F_{dt} r_m \quad (10)$$

$$T_{dt} = 0.037 \delta V^2 R_e^{-0.2} SN r_m \sin(\beta)$$

igualando la Ecuación (3) con la Ecuación (10) se deduce que en condiciones de régimen:

$$\omega = \omega_i - \frac{0.037 V R_e^{-0.2} SN r_m \sin(\beta)}{A r_{rms}^2} \quad (11)$$

Recordando que el caudal volumétrico  $Q$  está dado por  $Q = VA$  y empleando la definición de la velocidad ideal de rotación, se puede escribir la Ecuación (11) como

$$\frac{\omega}{Q} = \frac{\tan(\beta)}{A r_{rms}} - \frac{0.037 R_e^{-0.2} SN r_m \sin(\beta)}{A^2 r_{rms}^2} \quad (12)$$

Eliminando el tiempo en el primer miembro de la Ecuación (12) dicha cantidad queda reducida al número de rotaciones efectuadas por el rotor por unidad de volumen erogado y es una aproximación al factor de escala del instrumento, denominado factor  $K$ . La Ecuación (12) es una expresión aproximada del factor  $K$  ya que en ella se desprecian los efectos de diversas cuplas resistentes, al igual que aspectos tales como la solidez aerodinámica del rotor y el perfil radial de velocidades, [2]. Revela además que bajo condiciones de operación nominales, el apartamiento respecto de la linealidad es función de los parámetros geométricos de diseño y del número de Reynolds.

### 3.3. Comportamiento Dinámico

Centrando ahora el análisis en el comportamiento transitorio del flujómetro en respuesta a variaciones del caudal volumétrico circulante, deberá adicionarse el efecto de la inercia del rotor a la ecuación de balance de cuplas:

$$T = J \frac{d\omega}{dt} + T_{dt} + T_p \quad (13)$$

Dentro de la denominación *cuplas resistentes parásitas* se engloba el efecto de las cuplas enumeradas en 6.2 b), c), d) y e), siendo uno de los objetivos del presente trabajo determinar los límites tolerables de su influencia en la performance del dispositivo. La ecuación diferencial a resolver es:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J} [T - T_{dt} - T_p] \quad (14)$$

y reemplazando valores:

$$J \frac{d\omega}{dt} + \delta V A r_{rms}^2 \omega = \delta V A r_{rms}^2 \omega_i - F_{dt} r_m - T_p$$

$$\omega_i = V \tan(\beta) / r_{rms}$$

$$F_{dt} = \frac{0.074}{2} \delta V^2 R_e^{-0.2} SN \sin(\beta) \quad (15)$$

$$R_e = V \frac{a_p}{\nu}; \quad T_p \in [0, T_{pmax}]$$

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



Se observa en las Ecuaciones (15) que la respuesta dinámica de la velocidad de rotación ante variaciones temporales de la velocidad de flujo  $V$  (o del caudal  $Q$ ) es marcadamente no lineal. Sin embargo, para variaciones en escalón del caudal alrededor de un punto de funcionamiento, todos los coeficientes de las Ecuaciones (15) toman valores constantes, por lo que en este caso la respuesta temporal  $\omega(t)$  será de tipo exponencial, con una constante de tiempo dada por:

$$\tilde{\tau} = \frac{J}{\delta V A r_{rms}^2} \quad (16)$$

Resulta entonces que para cada caudal de régimen permanente, es invariante el producto

$$\tilde{\tau} Q = \frac{J}{\delta r_{rms}^2} \quad (17)$$

para una turbina dada y un fluido determinado. Este resultado coincide con las observaciones experimentales de Higson [3], lo que valida el modelo formulado.

#### 4. RESULTADOS NUMÉRICOS OBTENIDOS

Se analizarán a continuación diversos resultados numéricos obtenidos con el modelo matemático desarrollado.

El factor  $K_i$  teórico corresponde a la velocidad de rotación ideal, para cuplas resistentes nulas. Recordando que en cada rotación hay 3 pulsos producidos por el pasaje de las 3 palas ferromagnéticas frente al sensor inductivo, resulta (convirtiendo el caudal de  $m^3/s$  a litros/s):

$$K_i = 3000 \frac{\omega_i}{2\pi Q} = 3000 \frac{\tan(\beta)}{2\pi A r_{rms}} = 12.3975 \text{ pulsos/litro} \quad (18)$$

En la Ecuación (18) se observa que el valor de  $K_i$  depende exclusivamente de la geometría del flujómetro. Para analizar la influencia del fluido, que se manifiesta a través del número de Reynolds, se emplea la Ecuación (19) que incluye las cuplas parásitas:

$$K = 3000 \frac{\omega}{2\pi Q} = \frac{3000}{2\pi} \left[ \frac{\tan(\beta)}{A r_{rms}} - \frac{F_{dt} r_m + T_p}{\delta Q^2 r_{rms}^2} \right], \quad (19)$$

donde la fuerza tangencial  $F_{dt}$  se evalúa de acuerdo a la Ecuación (8). Según la Figura 5, y en ausencia de cuplas parásitas, las curvas de calibración del factor  $K$  del flujómetro se encuentran muy cercanas al valor ideal  $K_i$  exhibiendo una variación del orden de 0.1%  $K_i$  para caudales entre 1 y 11 litros/seg.

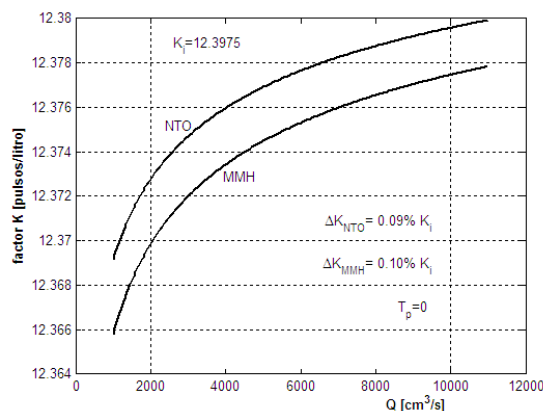


Figura 5. Dependencia del factor  $K$  respecto del caudal para MMH y NTO, con cuplas parásitas nulas.

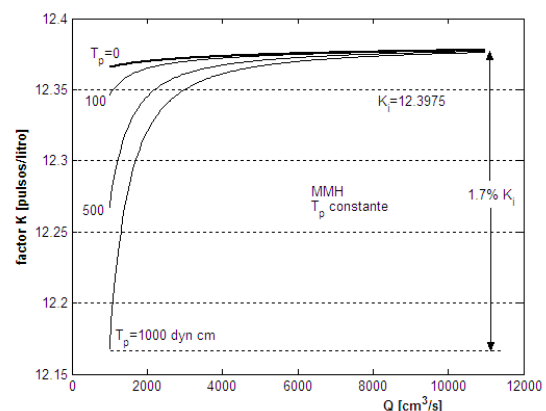


Figura 6. El factor  $K$  para MMH: influencia de cuplas parásitas constantes.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



En la Figura 6 se indica la sensibilidad del dispositivo a cuplas parásitas constantes. Como se puede ver, el factor  $K$  para MMH presenta una variación del orden de 1,7%  $K_i$ . Para NTO en las mismas condiciones la variación es de 1,05%  $K_i$ .

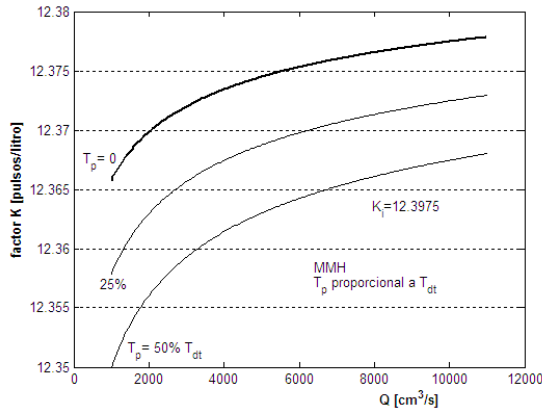


Figura 7a. Influencia de cuplas parásitas viscosas sobre el factor  $K$  para MMH.

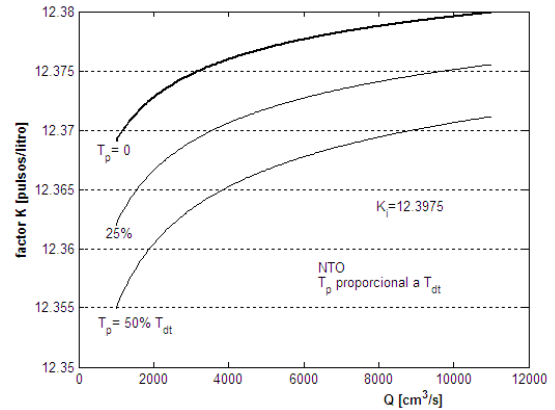


Figura 7b. Influencia de cuplas parásitas viscosas sobre el factor  $K$  para NTO.

Para las Figuras 7a y 7b se ha tomado como hipótesis que las cuplas parásitas  $T_p$  son de naturaleza viscosa, originadas por rozamiento fluido al igual que  $T_{dt}$ . Así, se las ha cuantificado como porcentaje de la cupla resistente  $T_{dt}$  y se observa que, tanto para la MMH como para el NTO, una duplicación de la cupla de rozamiento conlleva una disminución del factor  $K$  inferior al 0.2% de  $K_i$ . Esta sensibilidad tan reducida, justifica las simplificaciones realizadas en la Ecuación (12). Nótese finalmente que el factor  $K$  del flujómetro es directamente proporcional a la ganancia estática  $\omega(\infty)/Q$  correspondiente al sistema de primer orden considerado para variaciones de caudal en escalón.

De acuerdo al análisis realizado en las Ecuaciones (16) y (17), la constante de tiempo del instrumento para escalones de caudal, resulta inversamente proporcional al valor del caudal:

$$\tilde{\tau} = \frac{J}{\delta r_{rms}^2 Q} \quad (20)$$

En la Figura 8, se ha representado la Ecuación (20) para MMH y NTO, con el valor de la constante de tiempo expresado en milisegundos. El ancho de banda del instrumento para caudales entre 1 y 10 l/s resulta estar comprendido entre 25Hz en el extremo inferior y 300 Hz en el extremo superior del rango de caudales.

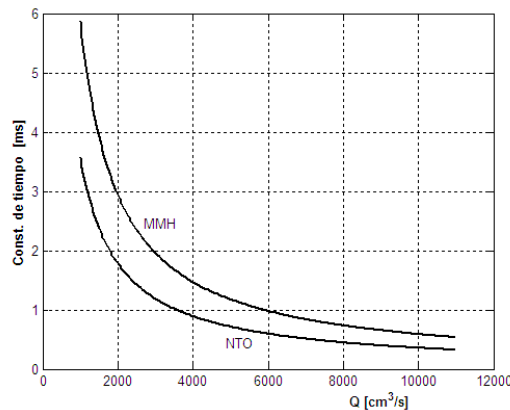


Figura 8. La constante de tiempo  $\tilde{\tau}$  para escalones de caudal.

### 5. MEDICIONES EXPERIMENTALES

Despreciando la influencia de las cuplas parásitas representadas en el segundo término de la Ecuación (12) y asignando los valores  $\beta=25^\circ$ ,  $A=11.02\text{cm}^2$  y  $r_{\text{rms}}=1.63\text{cm}$  resulta la expresión teórica:

$$\omega_i [\text{rpm}] = 259.65 Q [\text{l/s}] \quad (21)$$

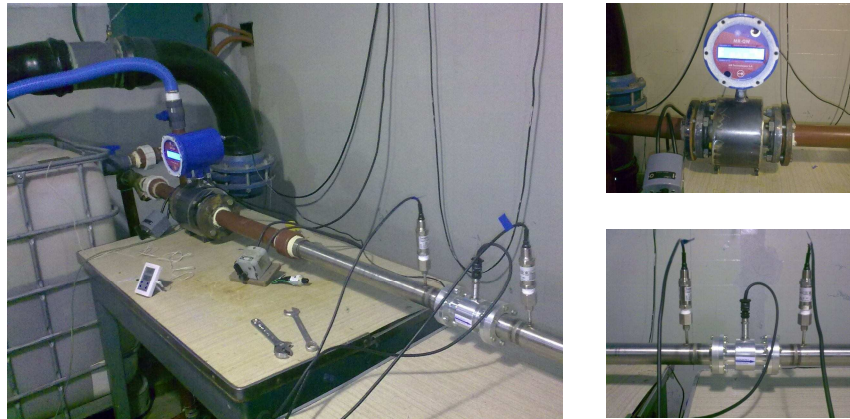


Figura 9. Disposición en banco para ensayos de caracterización.

La Figura 9 muestra la distribución de los elementos para la realización de los ensayos. Allí pueden verse, fundamentalmente, el caudalímetro patrón (azul) marca MR-Technologies SA modelo MR-QW-50, el espécimen bajo ensayo y las dos sondas para determinar caídas de presión. El fluido empleado en los ensayos fue agua a una temperatura promedio de 23 °C.

La Figura 10 muestra la curva de  $\omega$  [rpm] en función  $Q$  [l/s] obtenida mediante ajuste de cuadrados mínimos sobre los puntos de medición. De esta manera, en base a los valores experimentales se arriba a la formulación:

$$\omega [\text{rpm}] = -2.66 + 252.47Q [\text{l/s}] \quad (22)$$

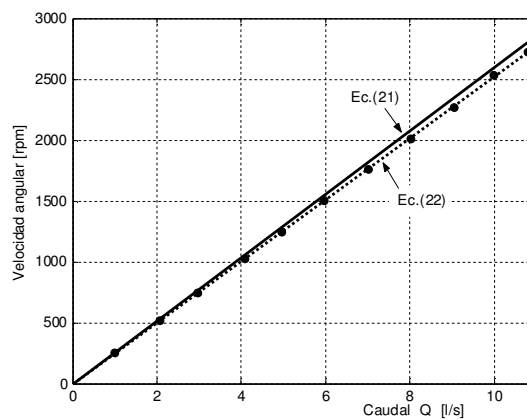


Figura 10. Datos experimentales (•), regresión lineal Ecuación (22) y recta teórica Ecuación (21).

De la Ecuación (22), haciendo  $\omega=0$ , resulta que el caudal mínimo que el instrumento detecta sería  $Q_{\text{min}}=0.01$  [l/s]. Asimismo se nota una pendiente mayor en la recta teórica de la Ecuación (21) al compararla con la experimental de la Ecuación (22), ello es atribuible a que en la primera no se tuvieron en cuenta cuplas parásitas de ningún tipo.



Comparando la Ecuación (21) y Ecuación (22), se infiere –en primera aproximación– que el valor del segundo término de la Ecuación (19), sería de 7.18 rpm/l/s corroborando la hipótesis de linealidad de las cuplas parásitas con respecto del caudal, o lo que es lo mismo, respecto de la velocidad lineal de flujo.

Como desviación standard referida a la mejor recta se obtiene  $\sigma = 7.47$  rpm, lo que resulta menor que el 0.3% del valor de fondo de escala (2522 rpm a 10 l/s). La caída de presión medida a 10 l/s fue de 0.15 bar cumpliendo holgadamente con el requerimiento de la Tabla 2.

### 6. CONCLUSIONES

Se logró diseñar y construir un instrumento de alta confiabilidad, compatible con fluidos agresivos, que exhibe muy buena linealidad y repetibilidad, con bajos rozamientos evidenciados en el caudal mínimo necesario para el arranque y baja caída de presión.

### 7. REFERENCIAS

- [1] Stoltenkamp, Petra Wilhelmina (2007). Dynamics of Turbine Flow Meters. Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven. Tesis doctoral. ISBN 978-90-386-2192-0.
- [2] Wadlow, David (1964). "Axial Turbine Flowmeters" en Webster J. G. (editor) The Measurement, Instrumentation and Sensors Handbook. Boca Ratón, FL: CRC Press, 1998.
- [3] Higson, D. J.: "The transient performance of a turbine flowmeter in water". *J. Sci. Instrum.* **41** 317-320. 1964.

### AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen la colaboración de los Técnicos Sres. Orlando Siles, Diego Schalbetter y Marcelo Cerutti por su colaboración en la construcción de piezas e integración del instrumento. Así también reconocen los aportes de los Sres. Ing. Luciano Manavella y Técnico Edgardo Godoy en la realización de los ensayos experimentales.

ÁREA TEMÁTICA L

**TRANSFERENCIA  
DE CALOR**



## DESENVOLVIMENTO DE METODOLOGIAS PARA MONITORAMENTO DA POTÊNCIA TÉRMICA DE REATORES NUCLEARES

Mesquita, Amir Zacarias<sup>(1)</sup>, Rezende, Hugo Cesar<sup>(1)</sup>, Campagnole dos Santos, André Augusto<sup>(1)</sup>, Araújo Silva, Vitor Vasconcelos<sup>(1)</sup>, Palma, Daniel Arthur Pinheiro<sup>(2)</sup>

<sup>(1)</sup> Centro de Desenvolvimento da Tecnologia Nuclear (CDTN).  
Campus da UFMG – Pampulha, Belo Horizonte (MG), Brasil.  
[amir@cdtn.br](mailto:amir@cdtn.br), [hcr@cdtn.br](mailto:hcr@cdtn.br), [aacs@cdtn.br](mailto:aacs@cdtn.br), [vitors@cdtn.br](mailto:vitors@cdtn.br),

<sup>(2)</sup> Comissão Nacional de Energia Nuclear (CNEN).  
Rua General Severiano 90, Rio de Janeiro (RJ), Brasil  
[dapalma@cnen.gov.br](mailto:dapalma@cnen.gov.br)

### RESUMO

A redundância e a diversidade são dois requisitos importantes utilizados para a medida da potência térmica liberada pelos reatores nucleares. Outros critérios, tais como confiabilidade, precisão e velocidade em resposta são também de grande preocupação. O monitoramento da potência dos reatores nucleares é, normalmente, feito por meio de instrumentos neutrônicos, ou seja, a medição do fluxo de nêutrons. O objetivo desta pesquisa é desenvolver novas metodologias para monitoramento da potência liberada pelos núcleos dos reatores nucleares. Um método estudado utiliza a diferença de temperatura entre um elemento combustível instrumentado com termopares e o refrigerante. Outro método consiste no balanço de energia em estado estacionário dos circuitos de refrigeração primário e secundário. Em outro método a potência do reator é monitorada como uma função da taxa de elevação de temperatura do refrigerante e da capacidade térmica do sistema. Os três procedimentos foram testados no reator nuclear de pesquisa TRIGA IPR-R1, localizado no Centro de Desenvolvimento da Tecnologia Nuclear (CDTN), em Belo Horizonte (Brasil) e são o foco do trabalho aqui descrito. O conhecimento mais exato possível da potência térmica dos reatores nucleares é importante para o conhecimento do fluxo de nêutrons e cálculos da queima dos combustíveis. A queima é linearmente dependente da potência térmica do reator e sua precisão é importante na determinação da massa de <sup>235</sup>U queimado, da atividade do elemento combustível, da radiotoxicidade, dos produtos de fissão, e da geração de calor residual presente no combustível após o desligamento do reator. O método de balanço térmico desenvolvido neste projeto é agora a metodologia padrão utilizada para calibração potência do reator IPR-R1 e o monitoramento da potência utilizando a temperatura do combustível é a maneira mais confiável de monitoramento on-line da potência deste reator.

**Palavras Chaves:** Potência, reator nuclear, temperatura, TRIGA, instrumentação.



### 1. INTRODUÇÃO

As crescentes preocupações com o aquecimento global e com a segurança energética têm estimulado um novo interesse pela energia nuclear, dando origem ao "renascimento nuclear" em vários países. Como a humanidade procura fontes de energia abundante e ambientalmente responsável para as próximas décadas, o renascimento da energia nuclear, sem dúvida, tornar-se realidade. A energia nuclear é uma tecnologia comprovada e tem o potencial para gerar energia praticamente ilimitada e sem emissões de gases de efeito estufa durante as operações. Além disso, as pesquisas e aplicações da tecnologia nuclear em química, física, biologia, agricultura, saúde e engenharia têm mostrado sua crescente importância no mundo atual.

Os recentes acidentes nos reatores de Fukushima e seus efeitos sobre o meio ambiente mostram a importância do desenvolvimento de novos sistemas de segurança. Os canais de controle da potência térmica fornecida pelas fissões do urânio desempenham um relevante papel na operação segura e confiável dos reatores nucleares. O monitoramento com precisão da potência usando novos tipos de canais de medida contribui para a consolidação dos reatores nucleares, como fonte de energia cada vez mais confiável e ajudam a mudar a opinião do público sobre este importante recurso energético [1].

A instrumentação dos reatores nucleares é projetada tendo como princípios a confiabilidade, a redundância e a diversificação dos sistemas de controle. Outros critérios como precisão e velocidade de resposta também são de grande preocupação. O monitoramento da potência nos reatores nucleares é de importância crucial para uma operação eficiente. Em dezembro de 1942, no experimento pioneiro realizado por Fermi e colaboradores na Universidade de Chicago, obteve-se a criticidade do primeiro reator nuclear do mundo. Este reator de pesquisa, conhecido como Chicago Pile Nº 1 (CP-1), demonstrou que o controle da reação em cadeia da fissão era possível, sendo o primeiro passo para o desenvolvimento da tecnologia em reatores nucleares. Desde esta época tem havido a preocupação com a segurança no controle dos parâmetros envolvidos na reação em cadeia. Os reatores de pesquisa têm sido fundamentais no desenvolvimento da tecnologia nuclear ao longo de quase 70 anos desde o CP-1, e continuam a cumprir missões importantes na pesquisa nuclear e suas aplicações. As inovações desenvolvidas nos reatores de pesquisa são normalmente utilizadas nos reatores de potência. Os relativos baixos custos e as características de segurança permitem aos reatores de pesquisa serem excelentes laboratórios para desenvolvimento de técnicas para os futuros reatores. O monitoramento da potência dos reatores nucleares é, normalmente, feito por meio de instrumentos neutrônicos, ou seja, a medição do fluxo de nêutrons. Quanto maior o número de canais para a medida da potência, maior é a confiabilidade e a segurança das operações [2].

Este trabalho apresenta algumas pesquisas, em andamento no Brasil, que tem como objetivo o desenvolvimento de novas metodologias para monitoramento, em tempo real, da potência fornecida pelos reatores nucleares. Um método utiliza a diferença de temperatura entre o combustível e o refrigerante. Outro método consiste em o balanço de energia de estado estacionário nos circuitos de refrigeração primário e secundário do reator. Um segundo método é através do monitoramento da taxa de aumento da temperatura do refrigerante e da capacidade térmica do sistema. Os três processos foram validados experimentalmente no reator nuclear de pesquisa TRIGA IPR-R1 do Centro de Desenvolvimento da Tecnologia Nuclear - CDTN (Belo Horizonte, Brasil) e são o foco do trabalho descrito aqui. O método de balanço térmico é agora a metodologia padrão utilizada para calibração potência do reator IPR-R1, e a medida da potência utilizando a temperatura do combustível é a maneira mais confiável de monitoramento, em tempo real, da potência deste reator [3].

### 2. CANAIS DE MEDIDA DE POTÊNCIA POR MEIOS NEUTRÔNICOS

O monitoramento da potência de reatores nucleares é, normalmente, feito por meio de detectores nucleares, os quais são calibrados por métodos térmicos. O reator de pesquisa TRIGA IPR-R1 foi originalmente equipado com quatro câmaras sensíveis a nêutrons instaladas em torno do núcleo do reator para medida do fluxo neutrônico (canais nucleares). O canal de partida consiste de uma câmara de fissão (revestida com  $^{235}\text{U}$ ), com um amplificador de pulso e um circuito de taxa contagem em escala logarítmica. O canal logarítmico consiste numa câmara de ionização compensada, cujo sinal é enviado para um amplificador logarítmico, o que dá uma indicação de potência em escala logarítmica na faixa de menos de 0,1 W até a potência total. O canal linear consiste também de uma



câmara de ionização compensada, cujo sinal é amplificado e enviado ao indicador em escala linear, o sistema é dotado de um comutador de escala de modo a fornecer informações precisas do nível de potência, deste o valor de fonte até a potência máxima. O canal percentual consiste de uma câmara de ionização não compensada, cujo sinal alimenta a entrada para um circuito que monitora a potência em percentagem da potência total.

Infelizmente, as câmaras de ionização dos detectores neutrônicos medem o fluxo de nêutrons termalizados só na vizinhança do detector. Este sinal não é sempre proporcional ao fluxo integral de nêutrons no núcleo e, conseqüentemente, com a potência. Além disso, a resposta de um único detector nuclear é sensível às mudanças na configuração do núcleo, em particular para a posição das barras de controle. Isto é importante nos reatores do tipo TRIGA, que não têm moderador de nêutrons diluído na água (solução de boro) para o controle de reatividade, e a manutenção da criticalidade é realizada apenas pela inserção e retirada das barras de controle [4].

### 3. ALGUNS MÉTODOS ALTERNATIVOS DE MEDIDA DE POTÊNCIA EM REATORES

Um método utilizado, principalmente, em reatores de potência do tipo PWR é o sistema "aeroball". Este método consiste na movimentação, em um tempo muito curto, de uma coluna de pequenos cilindros de uma liga de vanádio e aço através do núcleo. Pela análise da ativação neutrônica das amostras, pode-se estimar a potência do reator. Este sistema é utilizado normalmente para verificações periódicas da distribuição do fluxo de nêutrons.

É utilizado também o sistema de medição denominado método Campbell onde se mede a variação do sinal que é proporcional à taxa média de eventos no detector. Esse método possibilita a utilização, em várias aplicações, de um único detector (câmara de fissão) para toda a faixa de operação do reator, e reduz a sensibilidade ao fluxo de gamas em relação aos sistemas convencionais utilizando CIC.

Um método utilizado para medida de potência é a transformação em sinal elétrico da radiação de Cerenkov emitida pelos combustíveis, mas este método só é válido para reatores de pesquisa onde se pode ter acesso visual ao núcleo. Outro método, este por processo térmico, consiste no balanço de energia no trocador de calor e avaliação das perdas térmicas para o meio ambiente. Este processo só é válido após várias horas de operação, quando se atinge o estado estacionário. Possui uma inércia muito grande, sendo normalmente utilizado na calibração da potência liberada pelo núcleo do reator

### 4. MEDIDA DA POTÊNCIA POR MEIOS TÉRMICOS

São descritos a seguir três processos de medida de potência, por processos térmicos, desenvolvidos no reator TRIGA PR-R1.

#### 4.1. Medida da potência utilizando as temperaturas do combustível e do refrigerante.

Um elemento combustível instrumentado com termopares foi inserido no núcleo do reator TRIGA IPR-R1 para a realização de experimentos termo-hidráulicos, com o intuito de avaliar o desempenho deste reator com o aumento de sua potência de 100 kW para 250 kW. O combustível instrumentado é idêntico ao elemento combustível convencional, mas foi construído com três termopares do tipo K (cromel-alumel). A parte sensível dos termopares (juntas quentes) estão posicionadas no eixo central do combustível, sendo uma delas localizada no centro do combustível, enquanto as outras duas se localizam 25,4 mm abaixo e acima do centro [5]. A Figura 1 mostra o diagrama do elemento combustível instrumentado. Na Figura 2 têm-se um diagrama simplificado da montagem e a Fig. 3 mostra o elemento posicionado no núcleo do reator.

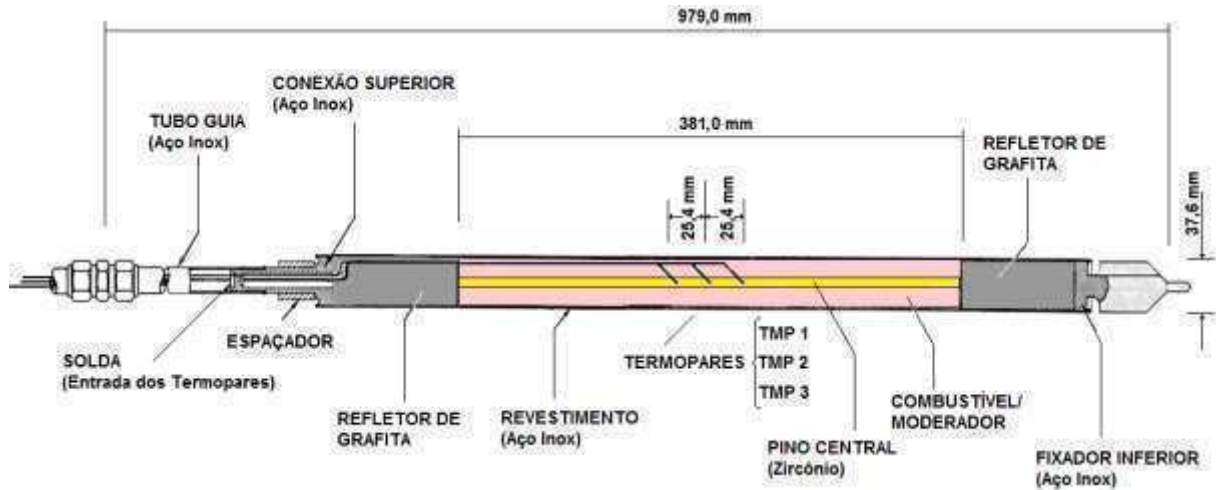


Figura 1. Diagrama do elemento combustível instrumentado

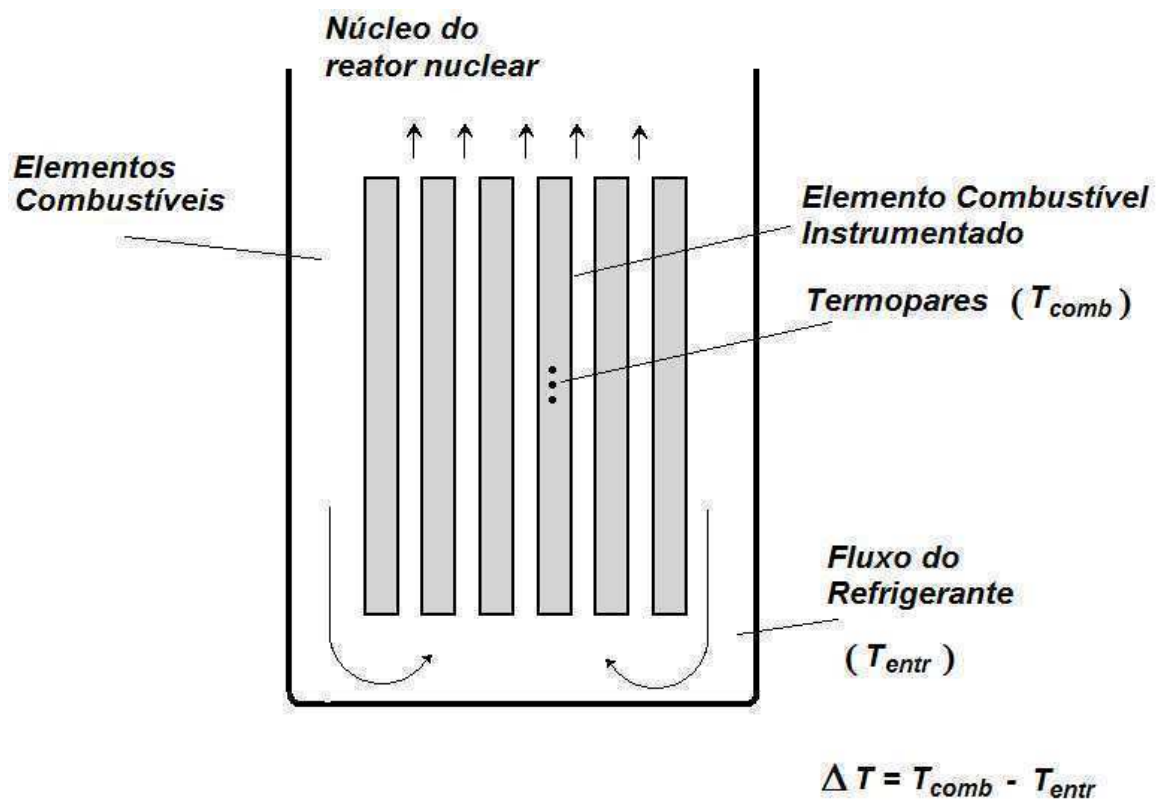


Figura 2. Diagrama simplificado da montagem

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica III CAIM 2012

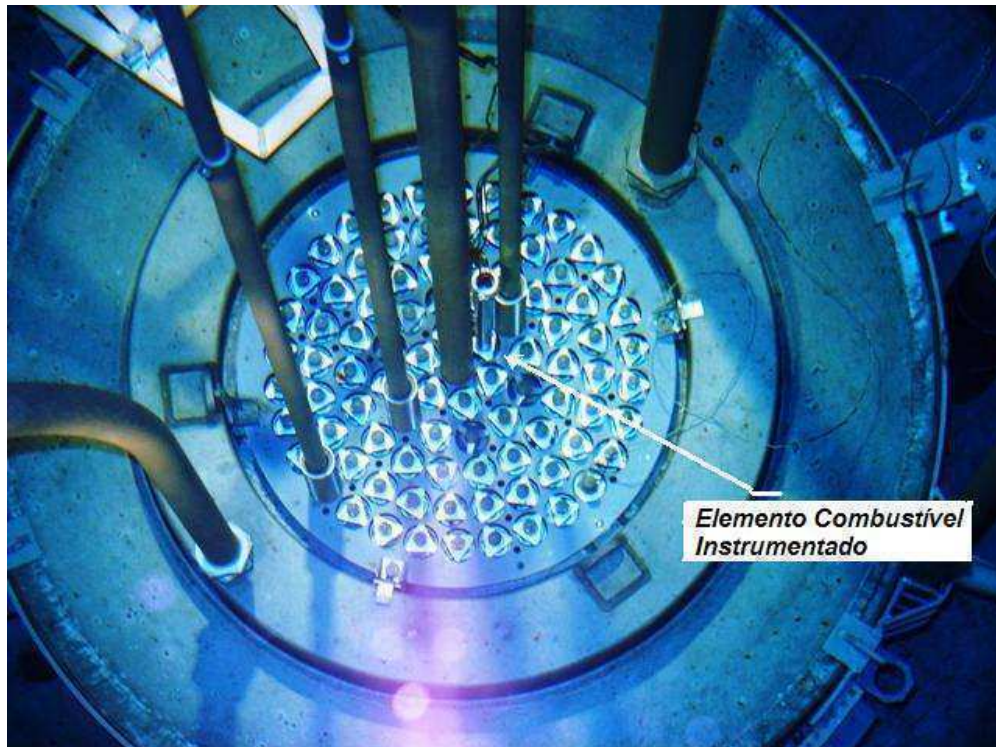


Figura 3. *Elemento combustível instrumentado no núcleo do reator TRIGA*

Durante os experimentos termo-hidráulicos observou-se que a diferença entre temperatura dos termopares do elemento de combustível e a temperatura da água da piscina abaixo do núcleo do reator não se alterava para o mesmo valor de potência, conforme mostrado na Fig. 4.

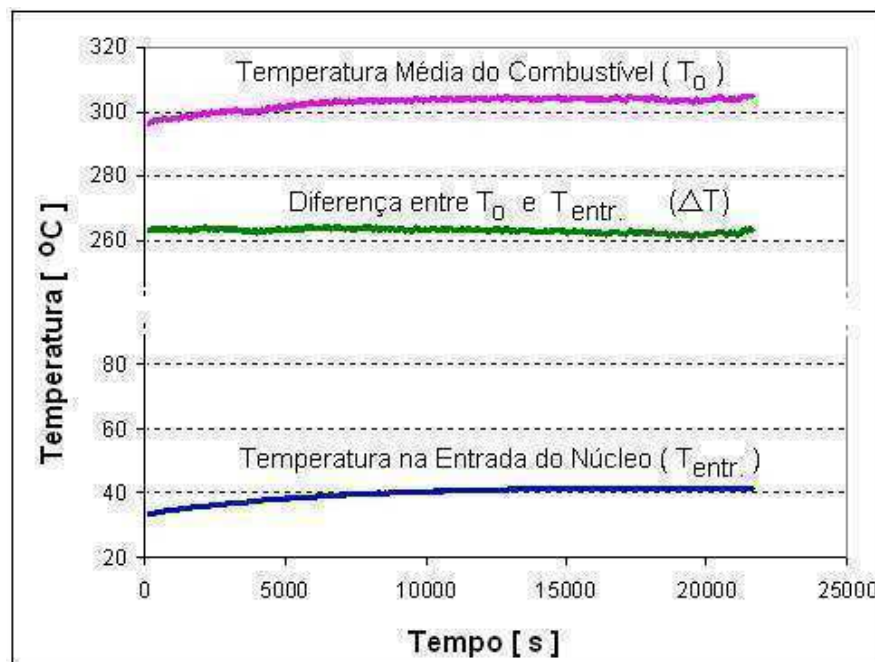


Figura 4. *Evolução das temperaturas do combustível e da água abaixo do núcleo*

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



Com o elemento combustível instrumentado inserido na posição mais quente do núcleo, fez-se um gráfico, mostrado na Fig. 5, da potência indicada pelo canal linear (valores corrigidos pela calibração térmica) em função da diferença entre a temperatura do combustível e a temperatura medida abaixo do núcleo. Encontrou-se, por regressão, o seguinte polinômio (Equação 1) relacionando estes dois valores [6].

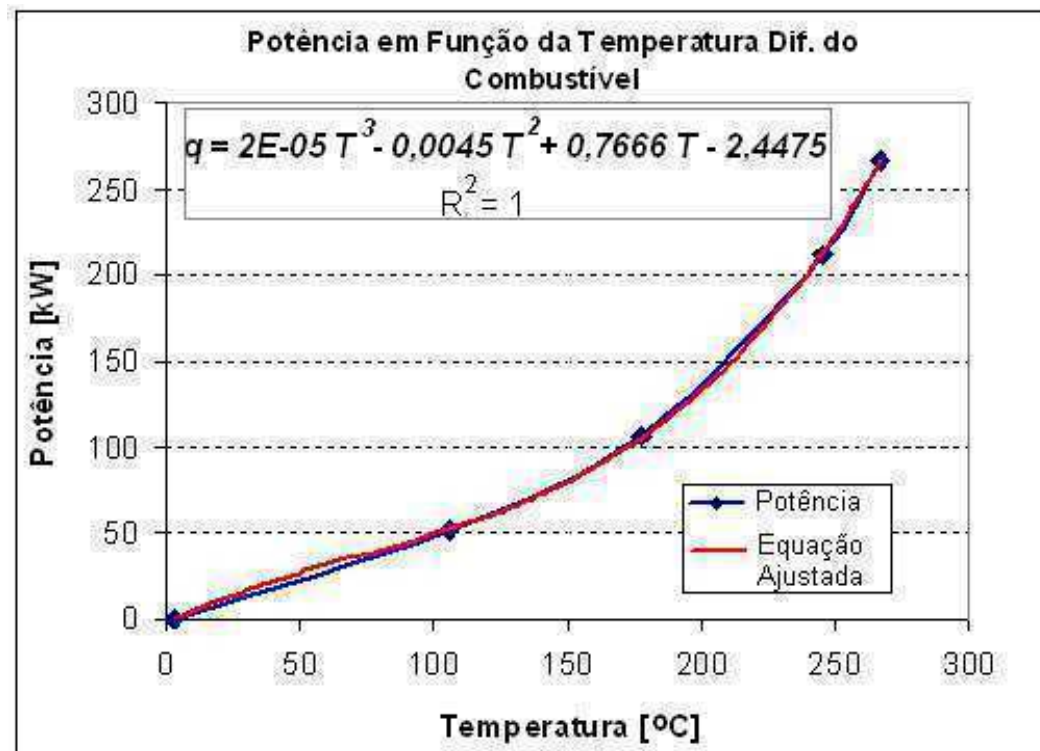


Figura 5. Potência do reator em função da temperatura do combustível

$$q = 2 \cdot 10^{-5} (\Delta T)^3 - 0.0045(\Delta T)^2 + 0.7666 \Delta T - 2.4475 \quad (1)$$

onde:

$q$  = potência calibrada do reator em [kW];

$\Delta T$  = diferença entre o valor médio da temperatura do combustível instrumentado (média dos três termopares) e da temperatura abaixo do núcleo em [°C].

O coeficiente de determinação foi igual à unidade ( $R^2 = 1$ ). A Equação 1 foi adicionada no programa de coleta de dados, monitorando assim a potência do reator por mais este método. Depois dos experimentos o elemento combustível instrumentado foi mantido no núcleo monitorando, assim, a potência do reator e a temperatura do núcleo em todas as operações.

O gráfico da Figura 6 compara a potência do reator medida pelo canal neutrônico linear e a potência encontrada utilizando a variação de temperatura do combustível instrumentado. Pode-se observar que existe uma grande concordância entre os valores após um período transitório.

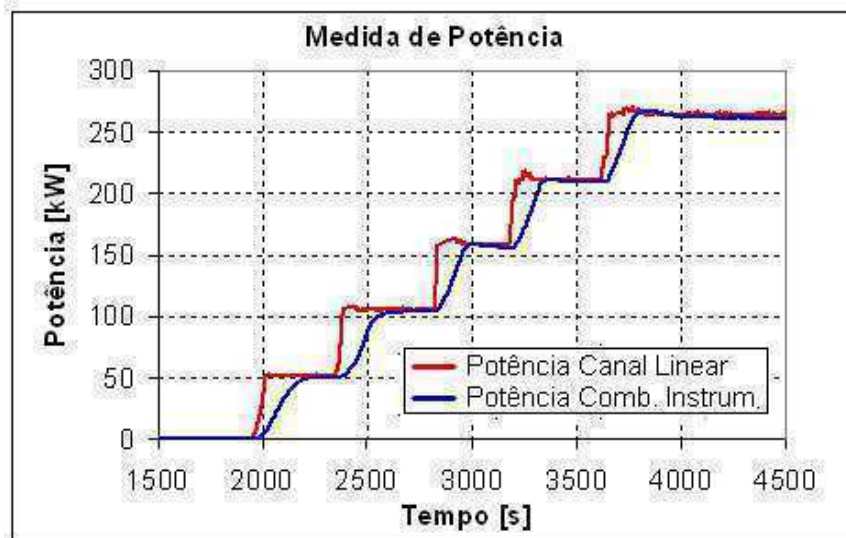


Figura 6. Potência medida pelo canal linear e potência medida pela temperatura do combustível

#### 4.2. Canal de medida de potência utilizando o balanço térmico

A metodologia de calibração da potência pelo balanço térmico consiste na medida da potência dissipada no circuito primário e secundário de refrigeração, adicionadas às perdas de calor do poço. A potência dissipada no circuito de refrigeração forçada será a mais próxima da potência fornecida pelo núcleo, quanto mais próxima a temperatura da água do poço estiver da temperatura ambiente [3]. Estas condições de estabilidade térmica são obtidas depois de várias horas de operação, principalmente à noite, quando são menores as influências da variação da temperatura ambiente na torre de refrigeração, conforme pode ser visto na Fig. 7. Utilizando o mesmo princípio, a potência dissipada no secundário pode também ser utilizada para encontrar a potência fornecida pelo núcleo. Neste trabalho a potência do secundário foi utilizada apenas como referência, já que as perdas neste circuito para o ambiente são bem maiores do que no primário e não foram aqui calculadas.

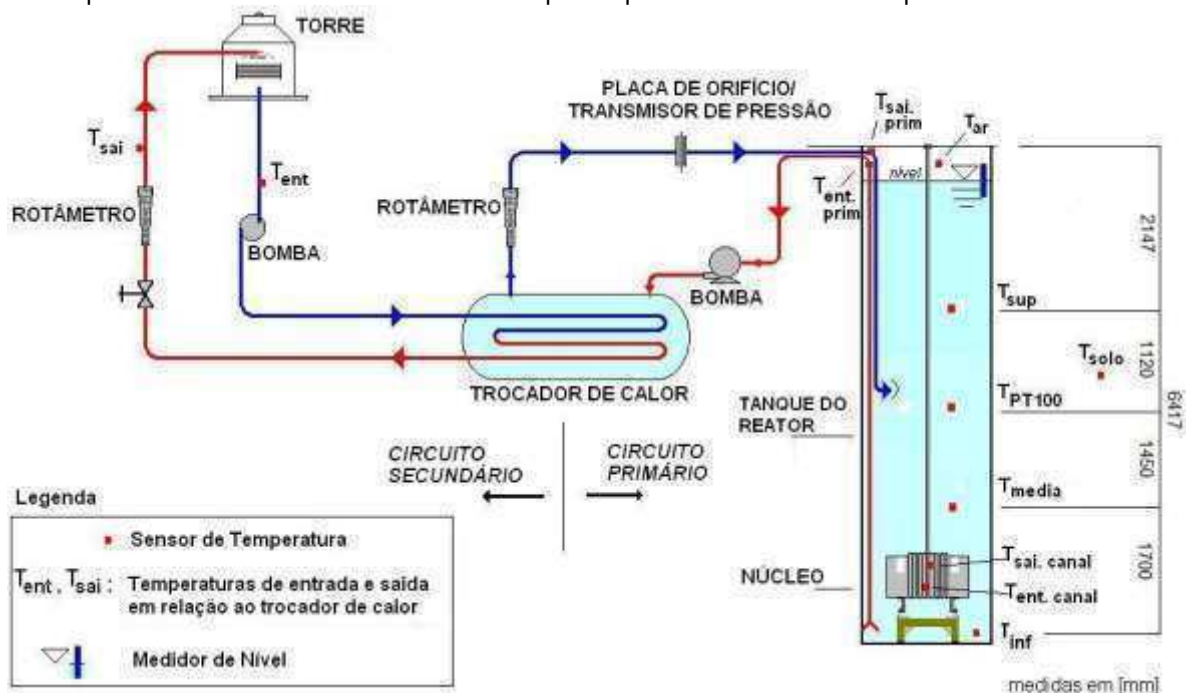


Figura 7. Circuito de refrigeração forçada do reator TRIGA IPR-R1 e distribuição da instrumentação.

A potência dissipada no sistema primário e no sistema secundário é calculada pelo balanço térmico medindo-se as diferenças entre as temperaturas de entrada e saída da água nos circuitos e as vazões. A potência ( $q$ ) é obtida pela expressão:

$$q = \dot{m} c_p \Delta T \quad (2)$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão de massa do refrigerante no circuito,  $c_p$  é calor específico isobárico e  $\Delta T$  é a diferença entre as temperaturas de entrada e saída nos circuitos de refrigeração. A potência do reator é obtida somando-se as perdas térmicas. Estas perdas, no primário, representam uma pequena fração da potência total. O sistema de aquisição de dados calcula a potência dissipada, com os valores de  $\dot{m}$  e  $c_p$  corrigidos em função da temperatura do refrigerante assim como realiza o cálculo das perdas [7]. Para o cálculo das fugas de calor, um termorresistor (PT-100) é posicionado dentro do poço para medida da temperatura da água da piscina. Um termopar é colocado pouco acima da superfície da piscina para medida da temperatura do ambiente. Dois termopares são posicionados em poços em volta do poço para o cálculo das perdas nas paredes da piscina. A troca de calor entre o poço do reator e o meio ambiente compõe-se da troca por condução com o solo, pelas paredes laterais e pelo fundo do poço, e da troca com o ar atmosférico por convecção e evaporação, pela superfície superior. As equações de transferência de calor por condução considerando as resistências térmicas dos componentes da parede do tanque, assim como a troca de calor devido à evaporação na superfície e a troca de calor por convecção térmica na superfície do reator, foram inseridas no programa de aquisição de dados que realiza os cálculos em função dos valores de temperaturas da água do poço, do ar e do solo [7].

A evolução das potências dissipadas nos circuitos primário e secundário em uma das operações é mostrada na Fig. 8, sendo que os valores equivalem a potência fornecida pelo núcleo do reator após um período transitório de cerca de 8h. O monitoramento das potências pode ser acompanhado no monitor de vídeo do sistema de aquisição de dados.

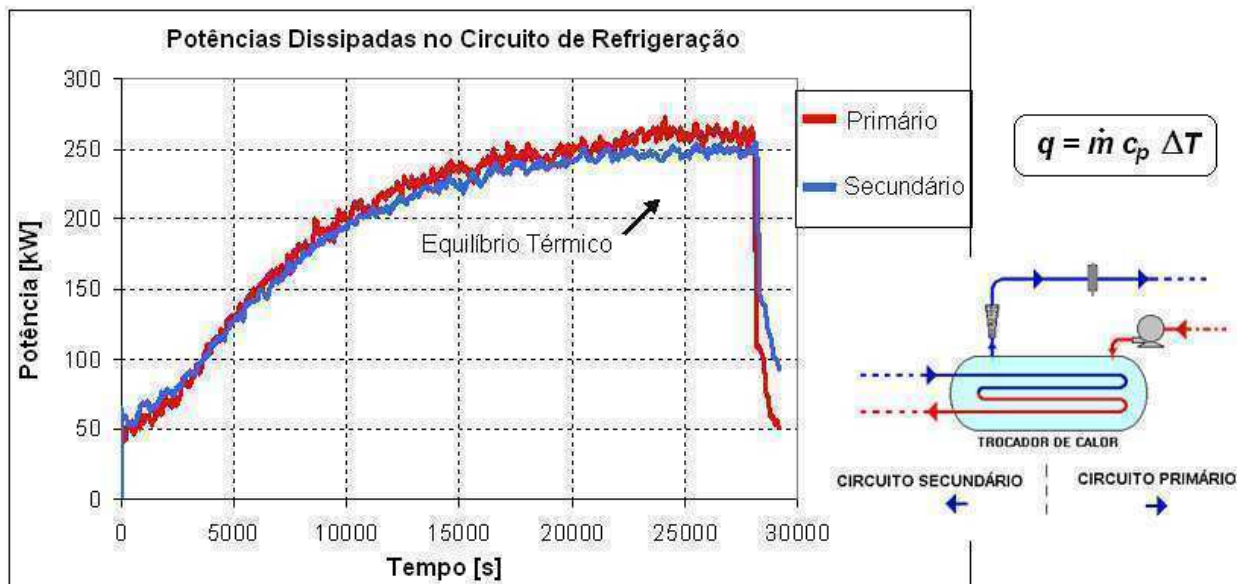


Figure 8. Evolução das potências no circuito de refrigeração

#### 4.3. O método calorimétrico

O método calorimétrico tradicional utiliza resistores elétricos, com uma potência de cerca de 10% da potência máxima de operação do reator, para aquecer a água da piscina. O método calorimétrico, aqui empregado, é equivalente à metodologia de aquecimento do núcleo por resistores elétricos, a

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



não ser que o calor é aqui proveniente do próprio combustível nuclear. O reator é colocado em operação a uma potência constante, com o circuito de refrigeração forçada desligado. Conhecendo-se a capacidade térmica do sistema e monitorando-se a taxa de aumento de temperatura da água do poço ( $\Delta T / \Delta t$ ), pode-se calcular a potência dissipada. Para melhorar o isolamento térmico o topo do tanque do reator é fechado. As temperaturas do ar e do solo são também monitoradas. A fórmula básica é a seguinte [4]:

$$q = K dT/dt, \quad (3)$$

onde  $q$  é a potência e  $K$  é uma constante dada pela capacidade térmica do sistema, ou seja:

$$K = \rho V_w \cdot c_p, \quad (4)$$

onde  $\rho$  é densidade da água,  $V_w$  é o seu volume e  $c_p$  é o calor específico isobárico. Todos os itens são referentes à água, devido ao seu grande volume e capacidade térmica, comparados aos outros componentes do poço, que são basicamente metais.

O reator operou por um período de cerca de 2,5 horas, com o circuito de refrigeração forçada desligado com indicação de 100 kW no canal neutrônico linear situado na mesa de controle. O volume médio de água no poço [ $V_w$ ] durante o experimento foi de  $17,7 \text{ m}^3$  e a capacidade térmica calculada [ $K$ ] foi de  $20,35 \text{ kWh}/^\circ\text{C}$ . Os valores das propriedades termo-físicas da água utilizadas nos cálculos foram obtidos para uma temperatura de  $38^\circ\text{C}$ . Os valores encontrados neste experimento estão bem próximos dos resultados obtidos para o reator TRIGA de Ljubljana,  $K = 20,4 \text{ kWh}/\text{K}$  ( $V_w = 17,6 \text{ m}^3$ ), e para o reator TRIGA de Viena,  $K = 19,1 \text{ kWh}/\text{K}$  ( $V_w = 16,5 \text{ m}^3$ ) [4]. A Figura 9 mostra a taxa de aumento das temperaturas de todos os sensores localizados no poço durante o experimento. A taxa de aumento da temperatura média da água e a equação encontrada por regressão são mostradas na Fig. 10. O valor de potência encontrada por este método apresentou uma incerteza de cerca de 20%

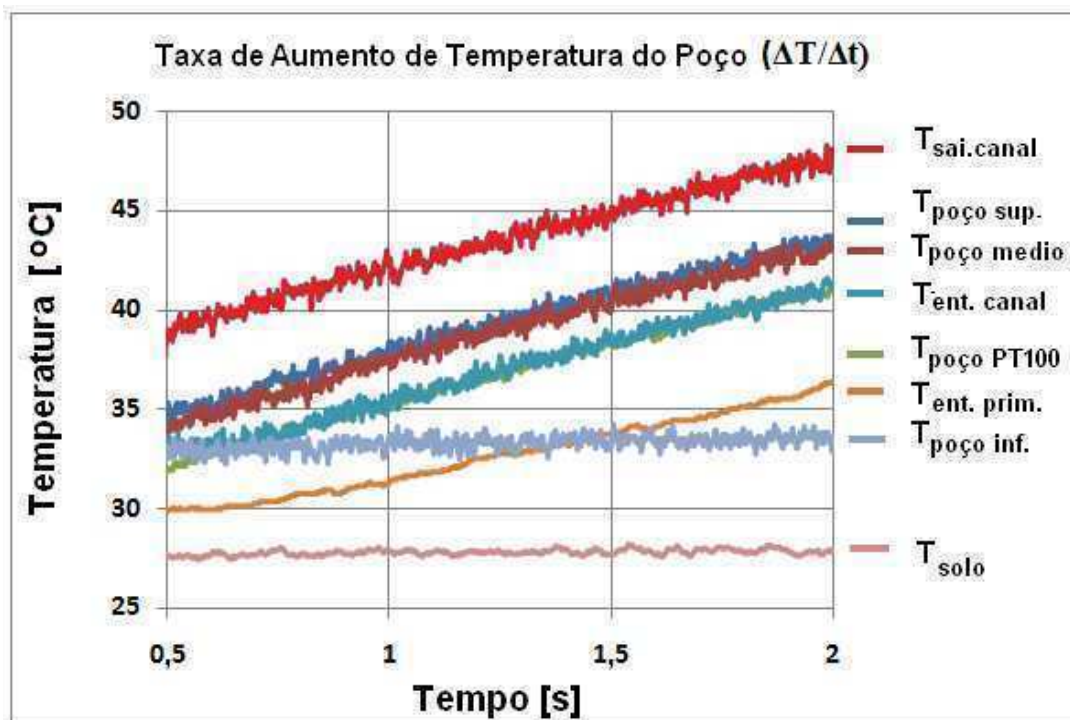


Figura 9. Taxa de aumento das temperaturas do poço durante a calibração da potência pelo método calorimétrico

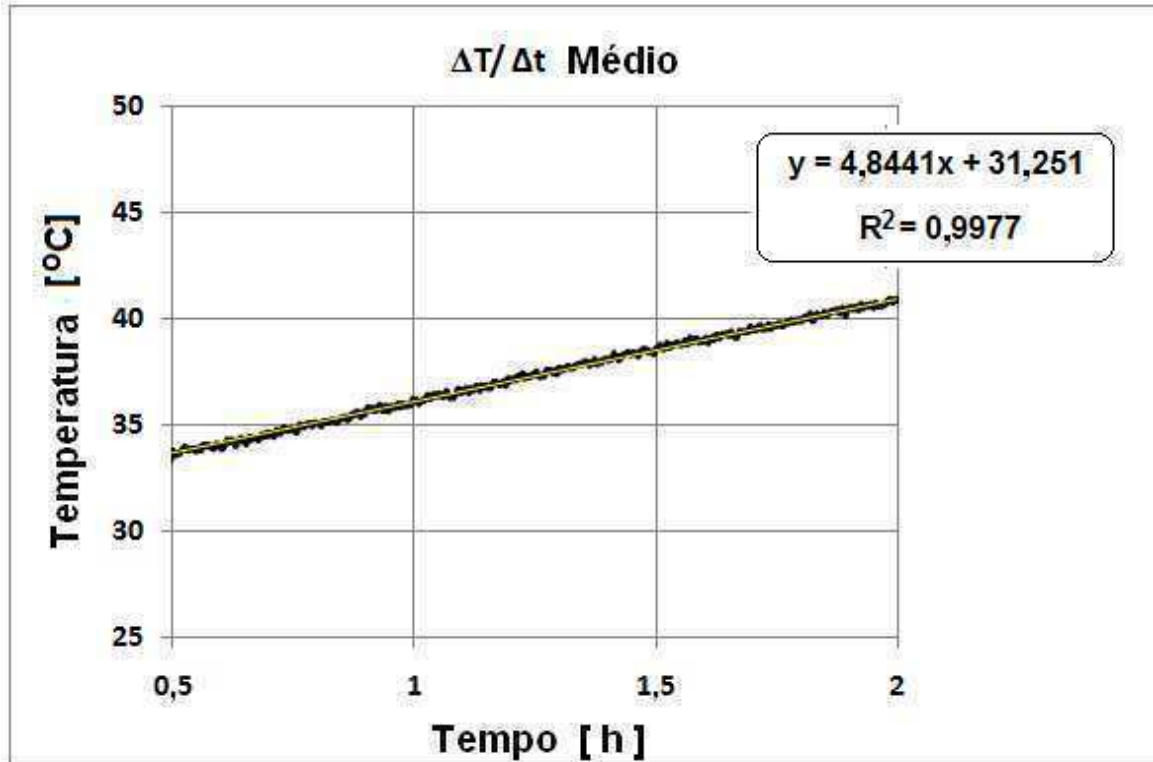


Figura 10. Taxa de aumento médio da temperatura da água do poço durante a calibração pelo método calorimétrico

## 5. SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

Um programa e um sistema de aquisição e processamento de sinal foram desenvolvidos como parte deste projeto de pesquisa para permitir a monitoração dos parâmetros operacionais. O sistema registra as variáveis com uma frequência de uma amostragem por segundo, disponibilizando um banco de dados com o histórico das operações [7]. A Figura 11 mostra uma interface visual do sistema de aquisição de dados que consolida as informações em tempo real do *status* dos canais de potência do reator. Esta tela monitora a potência medida pelos canais neutrônicos e pelos canais térmicos, ou seja, pela temperatura do combustível e pelo balanço térmico nos circuitos primário e secundário.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012

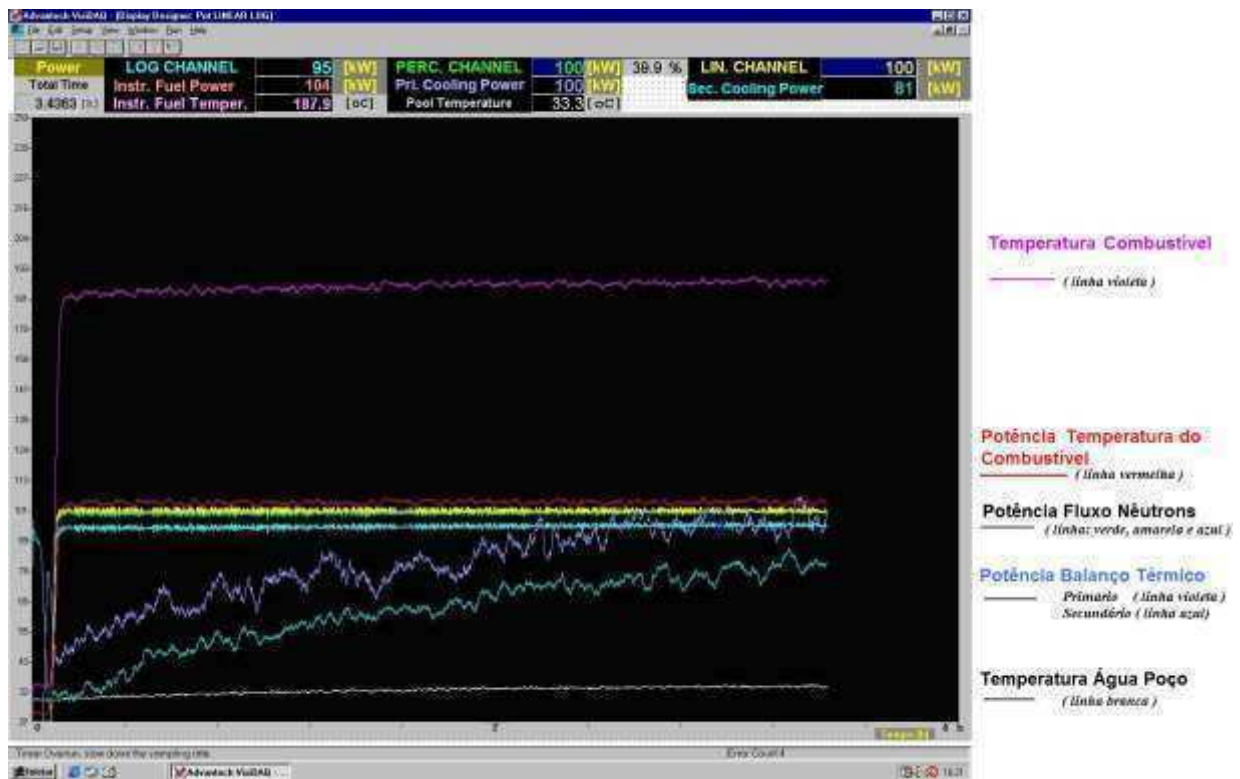


Figura 11. Interface visual de monitoramento da potência do sistema de aquisição de dados

## 6. CONCLUSÃO

Os canais de potência desempenham um papel importante na manutenção da operação segura e confiável de reatores nucleares. O monitoramento confiável e com diversificação da potência dos reatores é importante para o conhecimento preciso do fluxo de nêutrons e para o cálculo da quantidade combustível ( $^{235}\text{U}$ ) queimado. A queima é linearmente dependente da potência térmica do reator e a sua precisão é importante também para a determinação dos produtos de fissão, atividade dos elementos combustíveis, calor de decaimento gerado e radiotoxicidade.

O método de cálculo de potência pelo balanço térmico no circuito primário, descrito neste trabalho, é o padrão de calibração da potência do reator nuclear TRIGA IPR-R1. Para se ter uma monitoração contínua da potência por este processo, a instrumentação para medida das temperaturas e da vazão foi incorporada ao sistema de aquisição de dados desenvolvido para este reator [7]. A evolução dos parâmetros é visualizada, em tempo real, e os valores arquivados. O valor da incerteza da potência obtida pelo método do balanço térmico foi de cerca de 6%, sendo da ordem de grandeza de resultados semelhantes realizados em outros reatores nucleares [4] [8] [9].

O canal de potência pelo método calorimétrico apresentou uma grande incerteza. A principal fonte de erros esta na determinação da capacidade térmica do sistema, devido à incerteza do exato volume de água do poço e devido à falta de homogeneização de sua temperatura. Nos experimentos utilizando este método recomenda-se utilizar um agitador, movido por motor elétrico, para a realização da mistura da água do poço, melhorando assim a monitoração do seu valor médio. O valor da incerteza da potência pelo método calorimétrico foi de cerca de 20%.

A incerteza no valor da potência térmica obtida pelo método de temperatura do combustível foi de cerca de 4%. O aquecimento devido à radiação gama nos termopares é insignificante devido a sua pequena massa e o bom equilíbrio térmico com a liga de combustível que fica em sua volta. Uma grande vantagem deste processo é que os termopares são sensores auto-alimentados, isto é, a resposta do sensor (tensão elétrica) depende apenas da temperatura (efeito Seebeck), podendo

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



operar durante falta de energia elétrica no sistema de controle do reator, assim o operador pode ter certeza se ocorreu o desligamento do reator.

Tanto o método de medida da potência pelo balanço térmico no primário, quanto o método de medida pela temperatura do combustível são precisos e eficientes e os valores das incertezas não diferem daqueles obtidos a partir dos canais nucleares convencionais que utilizam o fluxo de nêutrons. Os novos canais que utilizam meios térmicos foram desenvolvidos e validados no reator TRIGA IPR-R1, contribuindo para a diversificação das metodologias de monitoramento da energia liberada pelas fissões nucleares.

As novas metodologias e as interfaces gráficas implementadas neste projeto propiciam uma maior confiabilidade e transparência nas operações. Além de permitirem a visualização em tempo real, transmissão através da rede ou pela Internet, a informações são arquivadas e ficam disponíveis para consulta pelos órgãos reguladores e pelo público em geral. Os desenvolvimentos e inovações realizados nos reatores de pesquisa podem ser aplicados nos reatores de potência. Os custos relativamente baixos permitem que estes reatores sejam um excelente laboratório para desenvolvimento de tecnologias dos futuros reatores [10].

## 7. REFERÊNCIAS.

- [1] IAEA - International Atomic Energy Agency. (2008). On-Line Monitoring for Improving Performance of Nuclear Power Plants. Vienna, no. NP-T-1.2, STI/PUB/1323, Vienna.
- [2] International Atomic Energy Agency. (2006). Instrumentation and Control Systems Important to Safety in Nuclear Power Plants. Safety Standards Series N<sup>o</sup> NS-G-1.3, Vienna. 2006.
- [3] Mesquita, A.Z.; Rezende, H.C.; Souza, R.M.G.P. (2011). Thermal Power Calibrations of the IPR-R1 TRIGA Reactor by the Calorimetric and the Heat Balance Methods. *Progress in Nuclear Energy*, v. 53, p. 1-11. DOI: 10.1016/j.pnucene.2011.08.003.
- [4] Zagar, T., Ravnik, M., Persic, A. (1999). Analysis of Reactor Thermal Power Calibration Method. *Proceedings of International Conference Nuclear Energy in Central Europe'99*, Portoroz, Slovenia. pp. 91-98.
- [5] Gulf General Atomic. (1972) 15 SST Fuel Element Assembly Instrumented Core. Drawing Number TOS210J220, San Diego, CA.
- [6] Mesquita, A.Z.. (2005). Investigação Experimental da Distribuição de Temperaturas no Reator Nuclear de Pesquisa TRIGA IPR-R1, Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, São Paulo.
- [7] Mesquita, A.Z., Souza, R.M.G. (2008). The Operational Parameter Electronic Database of the IPR-R1 TRIGA Research Reactor, *Proceedings of 4<sup>th</sup> World TRIGA Users Conference*, 08.9.-10.9.2008 Lyon, France/EU.
- [8] Cárdenas, J.P.N. and Rodrigues, V.G. (2000). Continuous Thermal Balance Monitoring for IEA-R1 Reactor Power Determination, Progress Reporter IPEN, São Paulo, pp 84-85.
- [9] Breymesser, A. et al. (1995). Thermal Power Calibration of the TRIGA Reactor Wien. *Proceedings of the 2<sup>nd</sup> Regional Meeting: Nuclear Energy In Central Europe*, Nuclear Society of Slovenia, Portoroz, p. 44-47.
- [10] M. Hashemi-Tilehnoee, F. Javidkia. (2012) Improving the Performance of the Power Monitoring Channel. In: *Nuclear Reactors*, Amir Mesquita (Ed.), ISBN: 978-953-51-0018-8p. 231-258. Intech Books, Rijeka, Croatia. Disponível em: <http://www.intechopen.com/books/nuclear-reactors/power-monitoring-channels-in-nuclear-reactors>.

## Agradecimentos

Este projeto de pesquisa é apoiado pelos seguintes órgãos de fomento brasileiros: Comissão Nacional de Energia Nuclear (CNEN), Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG) e Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq).



## Una Metodología Computacional para el cálculo del Calentamiento-Enfriamiento de Cuerpos Sólidos por Conducción, Convección y Radiación.

*González Ferrari, Carlos<sup>1,2</sup>, Ward, Santiago<sup>1,2</sup>, Lavayen, Gustavo<sup>1,2</sup>*

*1 UTN FRBA Ext. Áulica Bariloche.  
CEM N°51 "Jorge Newbery" (Ex ENET), Fanny T. de Newbery 111.  
eabariloche@frba.utn.edu.ar  
2 INVAP S.E. sward@invap.com.ar, glavayen@invap.com.ar*

### RESUMEN.

Los procesos de calentamiento-enfriamiento de cuerpos sólidos a través de los mecanismos combinados de conducción, convección y radiación son fenómenos cuya aparente simplicidad esconde una alta complejidad en su análisis. Por lo general, el detalle de la evolución temporal de sus parámetros característicos como la temperatura y los flujos de calor, exige la resolución de un problema transitorio a través de modelos computacionales con CFD que requieren un elevado costo computacional. Un procedimiento que permite estimar los tiempos de calentamiento-enfriamiento se basa en las clásicas curvas empíricas de Heisler-Gröeber. Una alternativa analítica, es la resolución simplificada de las ecuaciones transitorias de conducción-convección. Ambas metodologías, aunque brindan una rápida solución del problema, presentan limitaciones tales como desprestigiar la resistencia interna del cuerpo sólido que emite o acumula calor y considerar constante al coeficiente de convección de calor. En consecuencia, no permiten reproducir fielmente al fenómeno físico.

El presente artículo propone una metodología computacional basada en las ecuaciones de balance de masa y energía, la ecuación de convección de Newton y las clásicas correlaciones para los números adimensionales que describen el fenómeno térmico. El efecto del perfil interno de temperaturas se introduce al plantear la ecuación de Poisson con un término fuente que considera la variación de energía interna del sólido. De la integración unidimensional de la ecuación de Poisson se obtiene una función polinómica que reproduce el perfil de temperaturas, y de la posterior aplicación de la ley de Fourier se obtiene el flujo de calor por conducción.

La metodología propuesta se basa en la resolución progresiva de un sistema de ecuaciones no lineal en cada uno de los intervalos de tiempo en los que se discretiza el proceso de evolución. La formulación se aplica a casos 1D con simetría axisimétrica, pero puede ser extendida a casos 2D y 3D.

**Palabras Claves:** Transferencia de calor, calentamiento, enfriamiento



### 1. INTRODUCCIÓN.

Como es bien conocido, el fenómeno de conducción de calor en el interior de un cuerpo sólido en estado estacionario en presencia de una fuente o sumidero, se describe matemáticamente a través de la ecuación de Poisson [1]. Dicha ecuación implica el balance de energía entre las fronteras del sólido, en las que se consideran como condiciones de contorno las temperaturas conocidas (condición de Dirichlet) y los posibles flujos de calor (condición de Neumann). En el interior del sólido se incluye a su vez una fuente o sumidero volumétrico de calor según sea el caso.

En primer lugar, el modelo propuesto considera la ecuación diferencial de Poisson 1D, en la que se modela un término fuente que representa la variación de energía interna del sólido. Dado que el problema planteado incluye los mecanismos de transferencia de calor por conducción, convección y radiación en el contorno externo del cuerpo sólido, cada uno de ellos exigen la existencia de un acoplamiento térmico con el medio a través de la condición de contorno de Neumann. En el caso de la conducción y de la convección el medio acoplado térmicamente es el fluido en el cual se halla inmerso el sólido, mientras que en el caso de la radiación el medio acoplado térmicamente es el entorno lejano que mantiene una temperatura de referencia invariable (sumidero de energía).

El flujo alrededor del sólido cambia su temperatura y por lo tanto sus propiedades físicas durante el intercambio de calor, lo cual exige la inclusión de las correspondientes relaciones funcionales entre éstas y la temperatura. Por otra parte, la descripción del fluido exige la introducción en el modelo de ecuaciones de balance de masa, de cantidad de movimiento y de energía.

Por todo esto, la resolución del modelo completo requiere del acoplamiento de las ecuaciones diferenciales del sólido y del fluido a través de las condiciones de contorno en los respectivos volúmenes de control.

El modelo propuesto se resuelve en un número de intervalos de tiempo o problemas cuasiestáticos predefinido en el que se divide el tiempo total del proceso. Esquemáticamente, el método de cálculo desarrollado puede ser sintetizado de la siguiente manera:

- Como punto de partida del modelo se resuelve la ecuación diferencial de Poisson en el sólido, a partir de lo cual se obtiene la expresión que describe el perfil de temperaturas en el cuerpo en función de la posición, para una dimensión, en coordenadas cartesianas o radiales.
- El calor que intercambia el sólido con el flujo que lo rodea, por los mecanismos de convección, conducción y radiación, se obtiene a partir de leyes clásicas que describen dichos fenómenos (ley de Fourier, ley de enfriamiento de Newton y ley de Boltzman).
- Las propiedades físicas del sólido y del fluido, son modeladas por medio de correlaciones obtenidas a partir de valores empíricos conocidos.
- A partir del flujo de calor obtenido para un determinado intervalo de tiempo, se calculan las nuevas condiciones de temperaturas y la variación en la velocidad del fluido por medio de ecuaciones de balance de masa, cantidad de movimiento y energía en el volumen de control.
- Finalmente, se integran las variaciones de todas las magnitudes que describen el proceso.
- Con éstas se cuenta la información para poder resolver el próximo incremento de tiempo hasta completar la evolución completa del proceso.

El algoritmo fue implementado en un programa de cálculo numérico, MATLAB [6].

A fin de validar la metodología propuesta, los resultados obtenidos a través de ella han sido comparados con los obtenidos por medio de la simulación numérica del problema con una aplicación de dinámica de fluidos computacional CFD. Este estudio se realizó con la aplicación ANSYS CFX [7].

### 2. MODELO UNIDIMENSIONAL.

#### 2.1 Coordenadas Cilíndricas.

La metodología propuesta supone un proceso de calentamiento/enfriamiento separado en dos etapas. En la primera, se calcula el calor total que sale del cuerpo por medio de los fenómenos de convección y radiación. Durante este intercambio, se fija el valor de la temperatura central del cuerpo, dejando libre la temperatura exterior del mismo. Esto genera un perfil continuo de temperaturas a lo largo de la dimensión estudiada. En la segunda etapa, se realiza un estudio adiabático del cuerpo. Se supone que la energía contenida en el interior del cilindro es transferida parcialmente a las porciones exteriores del mismo, pero sin intercambiar energía con el ambiente.

### 2.1.1 Ecuación de Laplace - Término Fuente-Sumidero.

Partiendo de la ecuación general de Laplace en coordenadas cilíndricas, se define una función  $f(r)$  que representa una fuente o sumidero de calor en el que la potencia calorífica que es generada o absorbida equivale a la energía interna del material:

$$\frac{k}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left( r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) = f(r) \quad (1)$$

Para reproducir el fenómeno de enfriamiento-calentamiento del sólido debido a la conducción de calor en su interior, se propone una función  $f(r)$  con la forma:

$$f(r) = -\rho \cdot c_p \cdot \frac{r^a}{r_1^a} \cdot \Delta \dot{T} \quad (2)$$

Los factores  $\rho$ ,  $c_p$ , y  $\Delta \dot{T}$  relacionan la potencia intercambiada por el material sólido a través de su contorno por convección y radiación con la velocidad de variación de su energía interna. El factor  $\frac{r^a}{r_1^a}$  gobierna la forma adoptada por el perfil de temperaturas en el sólido en función del radio. La constante  $r_1$ , es un parámetro que depende de la geometría del cuerpo y normaliza el factor, permitiendo su variación entre 0 y 1. En este caso, representa el contorno del cilindro.

El exponente  $a$  controla el grado de curvatura del perfil de temperaturas. Al aumentar su valor la función tiende a describir un perfil uniforme que concentra el posible gradiente sobre el contorno. De manera contraria, al tomar valores menores, el perfil de temperaturas presenta variaciones cada vez mayores desde el centro hasta el contorno exterior, ver la Fig. 1.

Al integrar dos veces la ecuación de Laplace (1), habiendo previamente reemplazado el término  $f(r)$  definido en (2), se obtiene una función de la temperatura que depende del radio:

$$T(r) = \frac{-\rho \cdot c_p \cdot \Delta \dot{T}}{k} \cdot \frac{r^{a+2}}{(a+2)^2 \cdot r_1^a} + c_1 \cdot \ln r + c_2 \quad (3)$$

Las constantes de integración  $c_1$  y  $c_2$  se obtienen a partir de las condiciones de contorno.

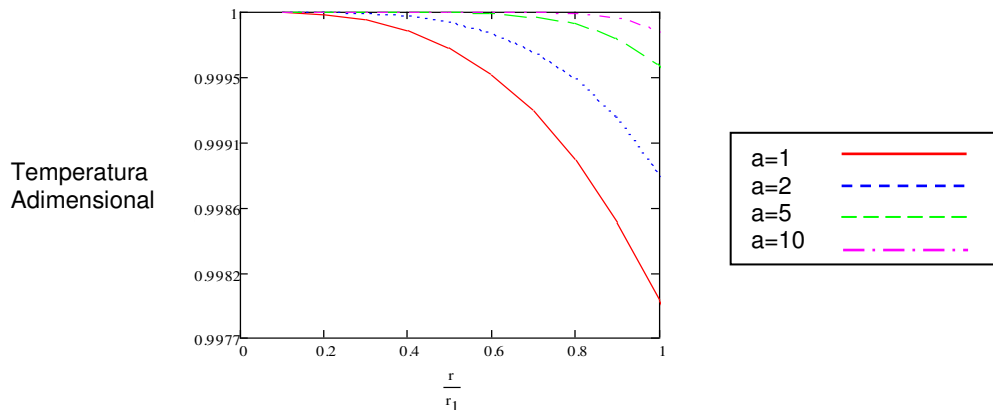


Fig.1: Efecto del Exponente  $a$  en el Perfil de Temperaturas

El signo del término del lado derecho de la ecuación indica si éste se trata de una fuente o un sumidero. El signo positivo (sumidero) indica que la energía interna es transferida desde el exterior al interior del cuerpo, por lo que se está calentando. El signo negativo (fuente) indica enfriamiento.

### 2.1.2 Flujo de Calor por Conducción y Energía Interna.

La ley de Fourier establece que la tasa de transferencia de calor por conducción en una dirección dada, es proporcional al área normal a la dirección del flujo de calor y al gradiente de temperatura en esa dirección:

$$\dot{q}(r) = -k \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \quad (4)$$

Partiendo de la ecuación de la temperatura, se llega a:

$$\dot{q}(r) = \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \cdot \frac{r^{a+1}}{(a+2) \cdot r_1^a} - k \cdot \frac{c_1}{r} \quad (5)$$

Por otra parte, la energía interna se obtiene al integrar el perfil de temperaturas, la masa y el calor específico en el volumen estudiado, de modo que:

$$Q = \int_{r_0}^{r_1} \rho \cdot c_p \cdot A(r) \cdot T(r) \cdot dr \quad (6)$$

Donde  $A(r)$  es el área lateral del cilindro en función del radio. Para el caso estudiado resulta:

$$Q = \left[ 2 \cdot \pi \cdot z \cdot \rho \cdot c_p \cdot \left\{ \frac{-\rho \cdot c_p \cdot \Delta T}{k} \cdot \frac{r^{a+4}}{(a+2)^2 \cdot (a+4) \cdot r_1^a} + \frac{r^2}{2} \cdot \left[ c_1 \cdot \left( \ln r - \frac{1}{2} \right) + c_2 \right] \right\} \right]_{r_0}^{r_1} \quad (7)$$

### 2.1.3 Flotación.

La fuerza de flotación se produce por la diferencia de densidades entre el aire a temperatura ambiente y el aire que se calienta durante el proceso de enfriamiento del sólido. El trabajo efectuado por dicha fuerza se calcula de acuerdo a los siguientes pasos:

- a) Se calcula el espesor de la capa límite térmica [1]:

$$\delta_T(x) = \begin{cases} Pr^{-1/3} \cdot \frac{5.447}{\sqrt{Re}} \cdot x, & Re \leq Re_c \\ Pr^{-1/3} \cdot 0.14 \cdot Re^{-1/7} \cdot x, & Re > Re_c \end{cases} \quad (9)$$

Donde  $Pr$  es el número de Prandtl del fluido,  $Re$  es el número de Reynolds,  $Re_c$  es el número de Reynolds crítico para la geometría dada y  $x$ : es la distancia entre la entrada del fluido y la posición en la que se está evaluando.

- b) Se calcula la aceleración del volumen de control de fluido haciendo un balance de fuerzas entre la fuerza boyante y la fuerza de arrastre:

$$a_x(x) = \frac{(\rho_\infty - \rho) \cdot g \cdot V - \frac{\mu \cdot v \cdot A_L}{\delta_T}}{\rho \cdot V} \quad (10)$$

Donde:  $\rho_\infty$ : es la densidad del fluido a temperatura ambiente,  $\rho$ : es la densidad del fluido a la temperatura a la que llega tras haberse calentado en el proceso,  $g$ : es la aceleración de la gravedad,  $V$ : es el diferencial de volumen del volumen de control,  $\mu$ : es la viscosidad dinámica del fluido,  $v$ : es la velocidad al momento de evaluarla y  $A_L$ : es el área de contacto del fluido con la pared.

- c) Por último, el trabajo asociado a la fuerza de flotación se obtiene al integrar la fuerza total sobre el volumen de control por la distancia que este recorre:

$$W_B = \int_{x_0}^{x_1} \rho \cdot V \cdot a_x(x) \cdot dx \quad (11)$$

## 3. VARIACIÓN DE LA ENERGÍA INTERNA TOTAL DEL SÓLIDO.

### 3.1 Definiciones Básicas.

Para calcular la variación de la energía interna total del sólido, se deben obtener la temperatura y velocidad del fluido, el calor por convección y por radiación. El calor transferido por convección, se calcula el coeficiente de convección  $h$  a partir del número de Nusselt:

$$h = \frac{Nu \cdot k_f}{L_C} \quad (12)$$

Donde  $k_f$  es la conductividad del fluido y  $L_C$  es una longitud característica.

El número de Nusselt para convección libre y forzada combinadas se obtiene a partir de los correspondientes números de Nusselt para convección natural y forzada [1].

$$Nu^n = Nu_F^n \pm Nu_N^n \quad (13)$$

Donde  $Nu_F$  es el número de Nusselt para convección forzada y  $Nu_N$  es el número de Nusselt para convección libre. El exponente  $n$  suele utilizarse con un valor de 3, aunque valores de 7/2 o 4 pueden ser más adecuados en flujos transversales. El signo (+) del lado derecho se aplica cuando el flujo forzado va a favor del flujo por convección natural, mientras que el (-) cuando va en contra.

Para poder evaluar los valores de los números de Nusselt en ambos casos, es necesario primero definir otros números adimensionales, el número de Prandtl y el número de Grashof.

A fin de poder evaluar el número de Prandtl y utilizarlo en el algoritmo, es necesario obtener una fórmula que lo relacione con las propiedades instantáneas del fluido. Para el caso estudiado, donde el fluido utilizado es aire, se desarrolló una correlación del número de Prandtl en función de la temperatura a partir de una tabla con valores obtenida de [1]:

$$Pr = 0.0816623 \cdot \cos\left(0.376311 \cdot \frac{T}{100} + 1.81348\right) + e^{-0.04626 \cdot T}$$

El número de Grashof se obtiene a partir de su definición [1]:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_S - T_\infty) \cdot L_C^3}{\nu^2}$$

Para el caso estudiado, el coeficiente de expansión volumétrica  $\beta$ , se aproximó como  $\frac{1}{T}$ , válida para gases ideales [2]. El número de Nusselt por convección natural se obtiene a partir de un promedio de las correlaciones de Churchill-Chu y LeFevre-Ede, las que se definen a continuación [1].

- Correlación de Churchill-Chu

$$Nu_{N1} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 \cdot (Pr \cdot Gr)^{1/6}}{\left[ 1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (14)$$

Donde:  $Nu_{N1}$ : es el número de Nusselt para convección natural resultante de la correlación,  $Pr$ : es el número de Prandtl del fluido a la temperatura en la que se está realizando el cálculo, mientras que  $Gr$ : es el número de Grashof del proceso a las temperaturas que se encuentran el fluido y el cuerpo en el instante considerado, y con la geometría del problema.

- Correlación de LeFevre-Ede

$$Nu_{N2} = \frac{4}{3} \cdot \left[ \frac{7}{5} \cdot \frac{Gr \cdot (Pr)^2}{(20 + 21 \cdot Pr)} \right]^{1/4} + \frac{4}{35} \cdot \frac{(272 + 315 \cdot Pr) \cdot z}{(64 + 63 \cdot Pr) \cdot 2 \cdot r_1} \quad (15)$$

Donde:  $Nu_{N2}$ : es el número de Nusselt para convección natural resultante de la correlación,  $Pr$ : es el número de Prandtl del fluido a la temperatura en la que se está realizando el cálculo,  $Gr$ : es el número de Grashof del proceso a las temperaturas que se encuentran el fluido y el cuerpo en el instante considerado, y con la geometría del problema,  $z$ : es la distancia recorrida por el fluido desde la entrada hasta el punto que se está considerando y  $r_1$ : es la longitud característica dependiente de la geometría del cuerpo estudiado.

El número de Nusselt por convección forzada se define de acuerdo al caso estudiado, el correspondiente a régimen laminar y el asociado al régimen turbulento. Para el caso laminar se adopta el valor dado para cuerpos de sección circular con flujo de calor uniforme, afectado por un factor de corrección geométrico por tratarse de un cilindro corto [3], de tal forma que resulta:

$$Nu_L = 4.36 \cdot \left[ 1 + \frac{1}{\left(\frac{z}{2 \cdot r_1}\right)^{2/3}} \right] \quad (16)$$

El número de Nusselt para convección forzada en régimen turbulento se obtiene realizando un promedio de las correlaciones de Dittus-Boelter y Gnielinski [1].

- Correlación de Dittus-Boelter

$$Nu_{T1} = 0.023 \cdot Re^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^{0.4} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{\left(\frac{z}{2 \cdot r_1}\right)^{\frac{2}{3}}} \right] \quad (17)$$

- Correlación de Gnielinski

$$Nu_{T2} = \frac{\frac{f}{2} \cdot (Re - 10^3) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{2}\right)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (18)$$

Con el fin de evitar los problemas asociados a la discontinuidad de las funciones de correlación del N° de Nusselt en condiciones cercanas al límite de transición entre régimen laminar y turbulento, se define una función continua global que se aproxima de la siguiente manera:

$$Nu = \left[ (Nu_2 - Nu_1) \cdot \frac{\tanh(Nu_2 - Nu_{2C}) + 1}{2} \right] + Nu_1 \quad (19)$$

donde:

$$Nu_1 = \sqrt[3]{Nu_N^3 + Nu_L^3} ; Nu_2 = \sqrt[3]{Nu_N^3 + Nu_T^3} \quad (20)$$

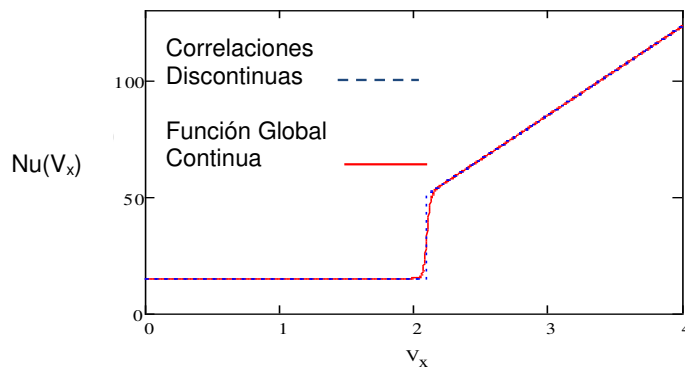


Fig.2: Discontinuidad en las correlaciones del número de Nusselt en la transición de flujo laminar a turbulento y función continua global aproximada.

$Nu_{2C}$  es la función  $Nu_2$ , en donde  $Nu_T$  se evalúa con la velocidad de transición entre régimen laminar y turbulento ( $v_c$ ), el cual se obtiene a partir del valor del número de Reynolds crítico:

$$Re_c = \frac{v_c \cdot L_c}{\nu} \quad (21)$$

donde  $\nu$  es la viscosidad cinemática del fluido. El valor de  $Re_c$  se ha tomado de la referencia [4]. Dicho valor en cilindros concéntricos es función de la relación entre el radio interior y el exterior del anillo ( $k$ ). Ésta relación puede observarse en la figura extraída de la referencia:

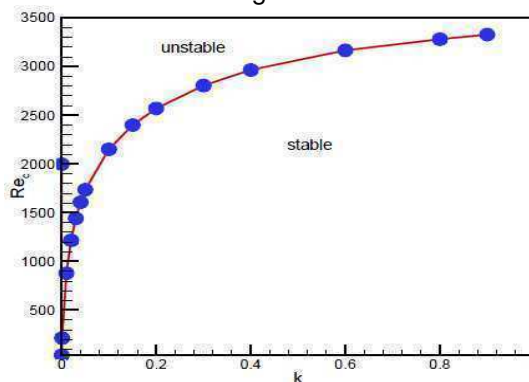


Fig.3: Número de Reynolds en condiciones críticas para flujo por un anillo para distintas relaciones de radios  $k$ . Extracto de la referencia [4].

Con el coeficiente de convección, se calcula el flujo de calor con la ley de enfriamiento de Newton:

$$\dot{q}_C = h \cdot (T_E^* - T_f) \quad (22)$$

donde  $T_E^*$  es la temperatura exterior del sólido antes de corregirla y  $T_f$  es la temperatura del fluido. El calor transferido al medio ambiente por radiación se calcula a través de la ley de Stefan-Boltzmann para superficies reales:

$$\dot{q}_R = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (23)$$

Donde  $\varepsilon$  es la emisividad del cuerpo que se está estudiando y  $T$  es su temperatura superficial.  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann  $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$ .

Suponiendo que el cuerpo se encuentra en una habitación cerrada a temperatura ambiente, éste absorberá calor por la radiación del medio, de forma que la expresión completa resulta:

$$\dot{q}_R = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T^4 - T_\infty^4) \quad (24)$$

donde  $T_\infty$  corresponde a la temperatura del medio ambiente circundante.

### 3.2 Restricciones

Con el fin de dar cierre al sistema de ecuaciones resultante y así lograr su resolución, se plantean las siguientes restricciones adicionales:

$$T_i^* = T(r_0) ; T_E^* = T(r_1) ; \dot{q}_i = \dot{q}(r_0) = 0 \quad (25)$$

Por construcción, la resolución del sistema de ecuaciones implica fijar la temperatura interior  $T_i^*$ , por lo que en un primer paso de la metodología de cálculo no se produce el enfriamiento en el centro del sólido. Esta característica del modelo y la estrategia adoptada para compensarla serán explicadas con mayor detalle en las secciones siguientes.

Se plantea que el calor por conducción en el centro  $\dot{q}_i$  es nulo debido a que es el punto de mayor temperatura, por lo que de acuerdo a la física del fenómeno modelado la derivada del perfil de temperaturas sobre el eje del cuerpo cilíndrico con respecto al radio es nulo.

### 3.3 Ecuaciones de Conservación-Balance

- Volumen de Control del Fluido

Para efectuar el balance de energía en el fluido se adopta el volumen de control ilustrado de forma genérica en la Fig. 4.

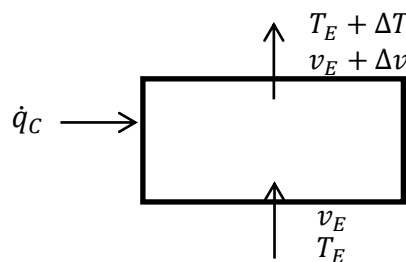


Fig.4: Volumen de control adoptado para el análisis del fluido

La variación de la velocidad y la temperatura del volumen de control del fluido estudiado, se plantea el siguiente balance:

$$\begin{aligned} \Delta U + \Delta E_C &= (\dot{q}_C - W_B) \cdot A \cdot \Delta t^* \\ \Delta \dot{m} &= 0 \end{aligned} \quad (26)$$

donde  $U$  es la energía interna del volumen de control,  $E_C$  es su energía cinética,  $A$  es el área de la superficie en la cual aparece el fenómeno de convección,  $\dot{m}$  es el flujo másico del fluido y  $\Delta t^*$  es el tiempo durante el cual el volumen de control está en contacto con el diferencial de volumen del sólido que se está estudiando.



- Volumen diferencial del Sólido

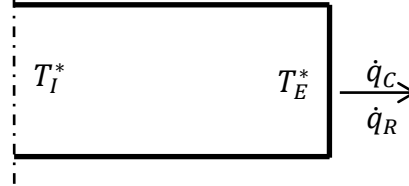


Fig.5: Intercambio de calor del cuerpo con el medio ambiente.

Debido a que las propiedades del fluido no se mantienen constantes a medida que éste asciende, no pueden utilizarse los valores de temperatura y velocidad a la entrada ni a la salida del canal, ya que ninguno de éstos es representativo del proceso. Por esta razón, se realiza una ponderación de las magnitudes iniciales y finales, y se calcula la potencia extraída del sólido por convección. La relación en la que se realiza dicha ponderación depende de la forma de los perfiles de temperaturas y velocidades del fluido en función de su recorrido.

La ponderación se realiza mediante la siguiente ecuación:

$$Y_p = x \cdot Y_E + (1 - x) \cdot Y_S \quad (27)$$

Donde:  $Y_p$ : es la magnitud ponderada de la propiedad que se está considerando,  $X$ : es el factor de ponderación utilizado y  $Y_E$ ,  $Y_S$ : son los valores de la propiedad a la entrada y a la salida respectivamente.

Luego se calcula la potencia emitida por radiación y la variación de energía interna del cuerpo:

$$\Delta Q = (\dot{q}_C + \dot{q}_R) \cdot A \cdot \Delta t \quad (28)$$

Donde  $Q$  es la energía interna obtenida a partir de integrar la ecuación de la temperatura en el volumen analizado y  $\Delta t$  es el tiempo durante el cual se estudia al sistema como un proceso pseudo-estacionario.

### 3.4 Correlaciones de las Propiedades del Aire

Con el fin de poder aplicar con precisión el algoritmo, fue necesario desarrollar correlaciones que expresen los valores de las propiedades del aire para los distintos estados térmicos que pueden presentarse durante el proceso. Estas variaciones se despreciaron en el sólido estudiado, ya que es razonable suponer que sus propiedades se mantienen constantes en el rango de temperaturas estudiado. Las correlaciones se obtuvieron a partir de tablas de propiedades del aire [1]:

- Conductividad Térmica  $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

$$k = -0.00398988 + 0.000135324 \cdot T - 1.28935 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 + 7.74887 \cdot 10^{-11} \cdot T^3 - 4.72883 \cdot 10^{-15} \cdot T^4 - 1.0977 \cdot 10^{-17} \cdot T^5 + 3.02173 \cdot 10^{-21} \cdot T^6$$

- Viscosidad Cinemática  $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

$$\nu = 2.57566 \cdot 10^{-17} \cdot T^4 - 9.0211 \cdot 10^{-14} \cdot T^3 + 1.77828 \cdot 10^{-10} \cdot T^2 + 9.22047 \cdot 10^{-9} \cdot T - 6.50722 \cdot 10^{-7}$$

- Número de Prandtl

$$Pr = 0.0816623 \cdot \cos\left(0.376311 \cdot \frac{T}{100} + 1.81348\right) + e^{-0.04626 \cdot T}$$

- Densidad  $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

$$\rho = \frac{5.31053}{0.0153725 \cdot T - 0.0418067}$$

- Calor Específico  $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

$$c_p = 1070.72 - 0.568284 \cdot T + 0.00155698 \cdot T^2 - 1.48089 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 + 7.31876 \cdot 10^{-10} \cdot T^4 - 1.93047 \cdot 10^{-13} \cdot T^5 + 2.32651 \cdot 10^{-17} \cdot T^6$$

### 3.5 Primer Sistema de Ecuaciones

A partir de lo expresado anteriormente, queda formado el siguiente sistema de ecuaciones no lineales:



$$Re = \frac{V \cdot L_C}{\nu}$$

$$Re_c = \frac{V_c \cdot L_c}{\nu}$$

$$f = \frac{64}{Re}$$

$$Nu = \left[ (Nu_2 - Nu_1) \cdot \frac{\tanh(Nu_2 - Nu_{2c}) + 1}{2} \right] + Nu_1$$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{L_c}$$

$$q_c = h \cdot (T_E^* - T_f)$$

$$\dot{q}_R = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T^4 - T_\infty^4)$$

$$q_f(r_0) = 0$$

$$T_I^* = T(r_0)$$

$$T_E^* = T(r_1)$$

$$\Delta U + \Delta E_C = (\dot{q}_C - W_B) \cdot A \cdot \Delta t^*$$

$$\Delta \dot{m} = 0$$

$$\Delta Q = (\dot{q}_C + \dot{q}_R) \cdot A \cdot \Delta t$$

#### 4. REDISTRIBUCIÓN DE LA ENERGÍA INTERNA TOTAL DEL SÓLIDO

##### 4.1 Definiciones

En este sistema, se liberan las restricciones en el perfil de temperaturas. El cuerpo se divide en dos partes que intercambian calor entre sí y que se encuentran aislados térmicamente del exterior.

$$T(r_1) = T_E ; r_b = b \cdot r_1 \quad (29)$$

Donde  $T_E$  es la temperatura exterior del sólido luego de redistribuirse su energía interna,  $b$  es un parámetro que define la posición de la superficie en la cual se supone que sucede el intercambio de calor interno ( $r_b$ ).

##### 4.2 Restricciones

Se asume que el cuerpo se encuentra aislado térmicamente a través de contornos adiabáticos, por lo que no se produce ningún tipo de intercambio de energía con el exterior.

##### 4.3 Balance de Energía

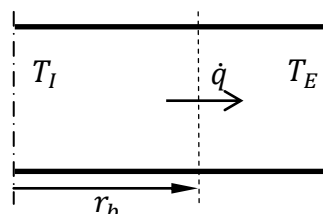


Fig.6: Intercambio de calor por conducción en el interior del cuerpo.

La energía interna de cada elemento se calcula a partir de la integración de la función de la temperatura en el volumen analizado. El intercambio de calor entre ambos se obtiene al evaluar la función del flujo de calor por conducción en la posición  $r_b$ :



$$\Delta Q|_{r_b}^{r_1} = -\dot{q}(r_b) \cdot A_b \cdot \Delta t \quad (30)$$

$$\Delta Q|_{r_0}^{r_b} = \dot{q}(r_b) \cdot A_b \cdot \Delta t$$

$$T(r_1) = T_E$$

#### 4.4 Segundo Sistema de Ecuaciones

$$\Delta Q|_{r_b}^{r_1} = -\dot{q}(r_b) \cdot A_b \cdot \Delta t$$

$$\Delta Q|_{r_0}^{r_b} = \dot{q}(r_b) \cdot A_b \cdot \Delta t$$

#### 4.5 Integración Temporal

Con el fin de obtener la evolución del perfil de temperaturas del cuerpo a lo largo del tiempo, es necesario integrar la potencia que se transfiere por los mecanismos de convección y radiación:

$$\Delta Q = \int_{t_0}^{t_1} (\dot{q}_C + \dot{q}_R) \cdot A \cdot dt \quad (31)$$

Debido a que se trata de un problema transitorio, el perfil de temperaturas del sólido no se mantiene constante en el tiempo. Esto causa que las potencias  $\dot{q}_C$  y  $\dot{q}_R$  no sean constantes. Sin embargo, al suponer que el sistema se comporta de manera pseudo-estacionaria para valores pequeños de  $\Delta t$ ,  $\dot{q}_C$  y  $\dot{q}_R$  se mantienen invariables en cada intervalo de tiempo. Por lo tanto, la ec. (31) se expresa como:

$$\Delta Q = \sum_{i=0}^N (\dot{q}_C + \dot{q}_R)_i \cdot A \cdot \Delta t \quad (32)$$

#### 4.6 Calibración de los Parámetros

El algoritmo propuesto supone el uso de algunos parámetros no conocidos. Para obtener dichos parámetros, se compararon los resultados obtenidos a partir de las simulaciones por CFD para distintos materiales y velocidades del aire para tiempos reducidos.

### 5. RESULTADOS

#### 5.1.1 Cilindro de Cobre – Velocidad de Entrada 1 m/s

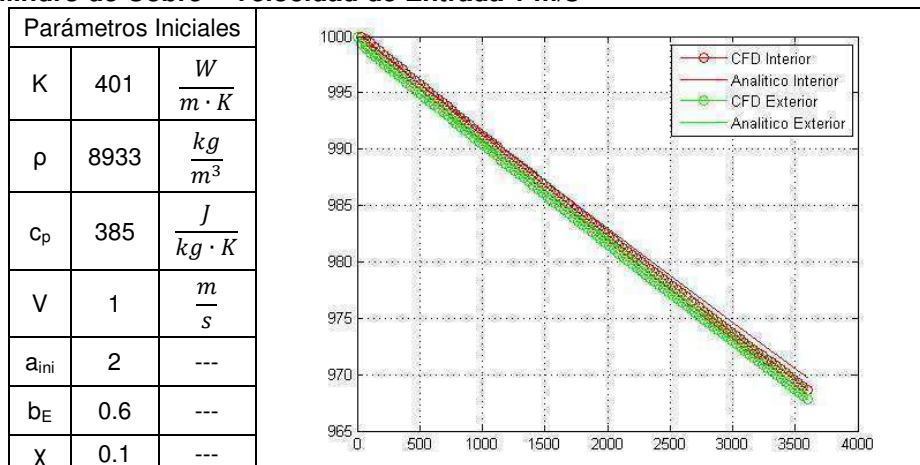


Fig. 8: Temperatura vs tiempo – Cilindro de cobre – Ve: 1 m/s



### 5.1.2 Cilindro de Cobre – Velocidad de Entrada 10 m/s

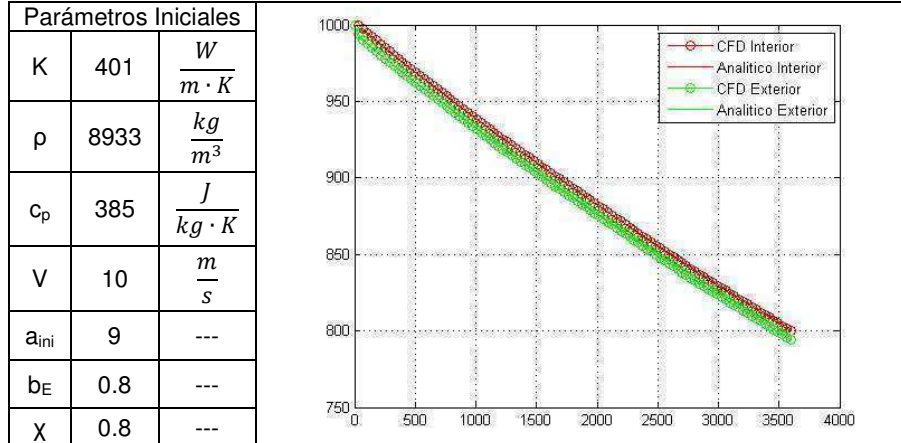


Fig. 11: Temperatura vs tiempo – Cilindro de cobre – Ve: 10 m/s

### 5.1.3 Cilindro de Acero – Velocidad de Entrada 2 m/s

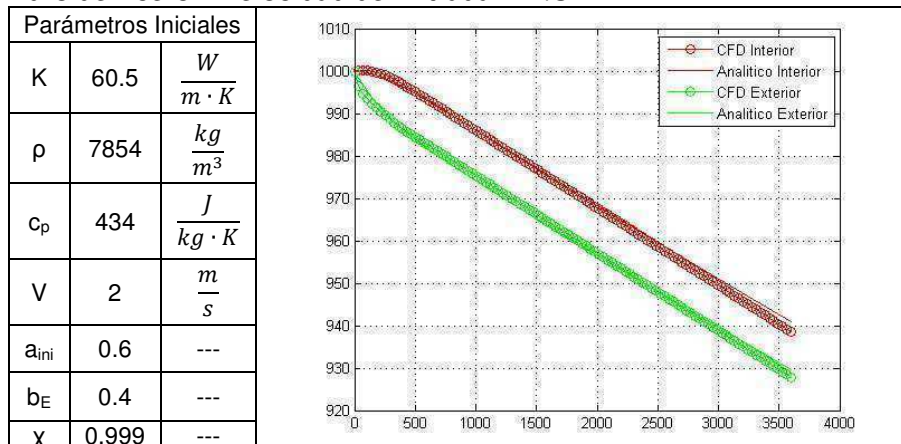


Fig. 13: Temperatura vs tiempo – Cilindro de acero – Ve: 2 m/s

### 5.1.4 Cilindro Cerámico – Velocidad de Entrada 1 m/s

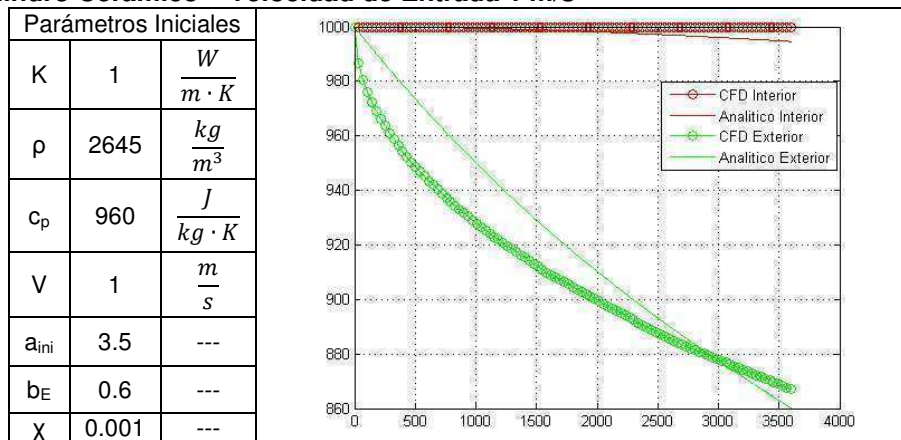


Fig. 15: Temperatura vs tiempo – Cilindro cerámico – Ve: 1 m/s



### 5.1.5 Costo Computacional.

Los modelos en CFD consumen un alto costo computacional, y la simulación de cada uno de los casos analizado insume aproximadamente 24 horas. El modelo y algoritmo propuesto insume entre 1 y 2 minutos, por lo que se considera de utilidad para simular problemas de calentamiento enfriamiento con simetrías simples durante procesos de diseño y optimización de sistemas termo-mecánicos.

### 6. CONCLUSIONES.

- El modelo desarrollado se ajusta con una precisión aceptable a los resultados obtenidos a través de la simulación numérica por CFD y con un tiempo y costo computacional de cálculo mucho menor.
- Su precisión es mayor en los materiales con conductividad térmica más alta, como el cobre y el acero. En los materiales con propiedades aislantes como el cerámico, el modelo se aleja de los resultados por CFD.

### 7. LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN FUTURA.

A partir de lo expuesto por L. S. Langston en [5], el modelo puede extenderse al análisis en dos y tres dimensiones para geometrías de placas y prismas respectivamente. Para ello, primero se debe desarrollar el modelo para una dimensión en coordenadas cartesianas. Luego puede extenderse a modelos 2D y 3D por medio de simples relaciones algebraicas.

### 8 REFERENCIAS.

- [1] Incropera, F; Dewitt, D. (1999). "*Fundamentos de Transferencia de Calor*". 4ta Edición, Ed. Prentice Hall, México.
- [2] Bird, R; Stewart, W; Lightfoot, E. (1998). "*Fenómenos de Transporte*". Ed. Reverté, México.
- [3] Bejan, A; Kraus, A. (2003). "*Heat Transfer Handbook*". Ed. John Wiley & Sons, Inc., USA.
- [4] Hua-Shu, D; Boo, C; Her, M. (2010). "*Determining the Critical Condition for Turbulent Transition in a Full-Developed Annulus Flow*". Journal of Petroleum Science and Engineering, Volume 73, Issues 1-2, August 2010, Pages 41-47.
- [5] Langston, L.S; (1981). "Heat Transfer from Multidimensional Objects Using One-Dimensional Solutions for Heat Loss". International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 25, No. 1, January 1982, Pages 149-150.
- [6] MATLAB, The MathWorks Inc., [www.mathworks.com/products/matlab](http://www.mathworks.com/products/matlab)
- [7] ANSYS CFX, ANSYS Inc., [www.ansys.com](http://www.ansys.com)

### Agradecimientos

Los autores de este trabajo desean agradecer a la empresa INVAP S.E. por haber dado la oportunidad de desarrollar el modelo propuesto ante la necesidad de resolver un problema técnico concreto. Por otra parte, se agradece a la FRBA de la UTN, y en particular a la Extensión Áulica Bariloche, por brindar un ámbito adecuado para el intercambio y el desarrollo de conocimientos e ideas.



## Software numérico para la estimación del calor específico y de la conductividad térmica de manera simultánea

Zueco, Joaquín\*, Monreal, Guillermo

*Universidad Politécnica de Cartagena, ETSII, Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos,  
C\Doctor Fleming s/n, 30202, Cartagena, España, joaquin.zueco@upct.es*

### RESUMEN.

En este trabajo es presentado un programa desarrollado para la estimación de las dependencias térmicas (conductividad y capacidad calorífica) de materiales sólidos, a partir de medidas de temperatura realizadas en diferentes puntos del medio sólido en procesos de calentamiento mediante una resistencia eléctrica. El protocolo propuesto combina una modificación de la clásica técnica de estimación de funciones, característica del problema inverso, con el método de simulación por redes como técnica de cálculo numérico ya probada para la solución de numerosos problemas no lineales. El software desarrollado es muy versátil, además, debido al elevado número de variables que intervienen en las estimaciones inversas, el interfaz ha sido diseñado de forma clara y muy fácil de manejar por el usuario. Un número importante de variables son necesarias incorporar para la puesta en marcha del proceso iterativo por mínimos cuadrados que minimiza el funcional característico de esta clase de problemas, donde se van obteniendo mediante tramos lineales (de anchura y pendiente variable) las funciones de manera individual o simultánea. Al finalizar el procedimiento es obtenida una solución con un valor numérico de la exactitud alcanzada, de forma que es posible obtener numerosas soluciones al problema (modificando los parámetros de entrada al programa, ya que la solución obtenida es extremadamente sensible a los mismos) y seleccionar finalmente aquella solución que posea la mayor exactitud. Se aplica esta metodología para obtener las estimaciones en rangos de temperatura donde los transductores de temperatura y las condiciones físicas de los materiales así lo permitan, pudiéndose aplicar incluso en transformaciones alotrópicas, caracterizadas por una dependencia muy acusada de estas propiedades con la temperatura.

**Palabras Claves:** Estimación propiedades, problema inverso, modelo en red, proceso iterativo.



### 1. INTRODUCCIÓN.

En general, los problemas de la física matemática son denominados "well-defined", debido a que posee todos sus parámetros bien definidos. Estos parámetros son: el dominio de interés, la ecuación de gobierno y todas las propiedades de los materiales involucrados en esta ecuación, las condiciones de contorno, y todas las fuerzas u otras entradas que actúan sobre el cuerpo. Se trata de problemas bien planteados y son conocidos comúnmente como problemas directos. Sin embargo, hay situaciones reales en las que todos los términos citados anteriormente no están definidos (simplemente no son conocidos). Generalmente, en estos casos, parte del dominio, parte de las condiciones de contorno, o algún parámetro físico de la ecuación que rige son desconocidos o están sobre-especificados. Esos problemas están mal planteados (ill-posed), se trata de problemas denominados comúnmente en la literatura científica como Problemas Inversos (IP).

En muchas investigaciones es muy importante conocer las características de la transmisión de calor en lugares donde su medición es imposible. Es decir, conocer los parámetros que caracterizan la transferencia de calor; por ejemplo la temperatura sobre una superficie interior, el flujo de calor a través de esta superficie, el coeficiente de intercambio de calor en la interacción entre superficies, las fuentes de calor en un medio, el calor latente y las propiedades térmicas de materiales sólidos. Para calcular alguno de los parámetros desconocido, es necesario partir de medida de la temperatura en diferentes puntos del material y por supuesto partir del conocimiento previo del resto de parámetros que intervienen en el problema a resolver, se trata de un Problema Inverso de Conducción de Calor (IPHIC).

Los procesos físicos y sus modelos matemáticos se puede considerar como una relación causa-efecto. De acuerdo con el modelo matemático, las causas podrían ser: las condiciones de contorno, las condiciones iniciales y los coeficientes de ecuación diferencial (propiedades termo-físicas). Las características de efecto a describir son el estado de la investigación a analizar (por ejemplo el campo térmico y/o los flujos de calor). Hay una relación natural entre la relación entre la causa y efecto, y su establecimiento es un objetivo de los problemas directos. Un problema inverso se define cuando, sobre la base de cierta información sobre un campo físico, una o más características causa tiene que ser restaurada. De acuerdo con el significado físico de la función que deben ser definidos, los problemas inversos en transmisión del calor por conducción se pueden clasificar como [1]: (i) problemas retrospectivos (para calcular la distribución de la temperatura inicial), (ii) problemas de límites (donde las condiciones de contorno son obtenidas) y (iii) los problemas de los coeficientes (donde los coeficientes o propiedades de los materiales son las incógnitas). Este último caso es el que es resuelto en este trabajo, en concreto se presenta un software desarrollado en la Universidad Politécnica de Cartagena al amparo de un Proyecto de Investigación del Ministerio de Ciencia e Innovación de España, que es empleado para determinación de la dependencia con la temperatura de las propiedades termo-físicas (calor específico y conductividad térmica) de manera simultánea (en un mismo ensayo).

Un conjunto de temperaturas, tomadas a intervalos de tiempo regulares en una determinada posición (o varias) del medio son necesarias para resolver el problema. Este conjunto de datos correspondería al conjunto de medidas experimentales hechas mediante instrumentos de medida afectados de su error o precisión (termómetros, termopares, etc.). Dentro del campo de la conducción de calor surgen diferentes tipos de problemas inversos (IHCP) en función del parámetro o magnitud objeto de interés: determinación de las condiciones de contorno (evolución de la temperatura, flujos incidentes dependientes del tiempo), de las propiedades térmicas del medio (conductividad, calor específico, calor de cambio de estado), de las fuentes o sumideros interiores o de sus posiciones en el medio, de propiedades superficiales tales como la emisividad, e incluso la determinación del coeficiente de transferencia de calor (parámetro más importante en cualquier problema de ingeniería donde intervengan los fenómenos de conducción y convección de calor), etc. Las principales propiedades termofísicas son la conductividad térmica, la capacidad calorífica, la densidad y la viscosidad. El valor de las propiedades termofísicas es importante para el funcionamiento óptimo de procesos en los que existe intercambio de energía térmica. Estos valores permiten diseñar mejores sistemas y simular con mejor confiabilidad procesos y sistemas térmicos y permiten usar eficientemente la energía.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



La mayoría de los estudios han utilizado el método de los mínimos cuadrados no lineales para la estimación de la conductividad térmica depende de la temperatura de los materiales [1]. Este método, que implica la reducción al mínimo de una clásica funcional definido por la suma de los cuadrados de la diferencia entre las mediciones experimentales y las respuestas calculadas, también se utiliza en este trabajo junto con el método de simulación de redes (MESIR). El MESIR es una técnica numérica para resolver ecuaciones no lineales de la conducción del calor. Para simplificar la geometría 1-D se usa. Condiciones de contorno de flujo de calor constante se aplica a una de las caras del sólido y una condición adiabática a la otra cara.

La estimación de la dependencia con la temperatura de las propiedades térmicas ha sido un problema resuelto por diferentes autores empleando diferentes métodos. A continuación se resaltan aquellos trabajos más relevantes. Una extensa bibliografía que incluye referencias a los métodos exactos y aproximados de uso común para resolver este tipo de problemas se puede encontrar en [1, 2, 3, 4]. En estos trabajos se ha determinado la dependencia con la temperatura tanto del calor específico como de la conductividad térmica utilizando diferentes tipos de métodos numéricos. Numerosos estudios recientes han discutido la estimación de la conductividad térmica de los sólidos en un medio unidimensional y condiciones inestables. [5] investigó en materiales homogéneos, utilizando el método Davidon-Fletcher-Powell, y el método de elementos finitos basado en perfiles de temperatura medidos en diferentes puntos del medio, [6] utilizaron dos técnicas de diferencias finitas, [7] utilizaron el método del gradiente conjugado de minimización con una ecuación adjunta en materiales tanto homogéneos y no homogéneos, mientras que [8] desarrollaron un procedimiento directo (no iterativo) por medio de un modelo lineal inversa y, posteriormente, [9] presentó un método iterativo a partir de las mediciones de temperatura tomadas en un lado de la superficie. En el método de Yang, la técnica de linealización fue necesario emplear para resolver el conjunto de ecuaciones no lineales. El trabajo experimental fue publicado por [10] en materiales termoplásticos en procesos de cambio de fase. [11] propuso un algoritmo inverso para la estimación de la conductividad térmica dependiente de forma polinómica de la temperatura, en procesos estacionarios de conducción del calor en medios homogéneos. El autor propone un método indirecto, donde es necesario resolver inversamente la ecuación de transmisión del calor en un medio 2-D. Finalmente, [12] estimaron la dependencia con la temperatura de la conductividad térmica utilizando el método de elementos finitos.

[13] utilizaron técnicas analíticas aproximadas basadas en la transformada de Laplace para estimar la difusividad térmica de materiales a alta temperatura en un medio unidimensional. Se contrasta el método en procesos de enfriamiento para tres materiales, níquel, niobio y paladio, y se estudia el efecto del error en las medidas. [14] mediante un método aproximado de integración directa realizan la estimación simultánea de la conductividad térmica y capacidad calorífica, ambas propiedades funciones lineales de la temperatura. [15] desarrollaron un procedimiento experimental basado en el método denominado *laser flash method* para obtener la difusividad térmica de una muestra de doble capa con resistencia térmica de contacto. Está basado en la ecuación iterativa de Gauss para la minimización del funcional característico de los problemas inversos. [16] estimaron de manera directa las propiedades térmicas dependientes de la temperatura en un medio unidimensional en situación transitoria, asumiendo que tiene difusividad térmica constante. Aplicando la transformación de Kirchhoff, el problema de conducción del calor no lineal se convierte en lineal, cuya solución analítica es conocida. Este procedimiento no requiere la realización de inversiones numéricas ni cálculos iterativos. [17] obtuvieron la dependencia con la temperatura de las propiedades térmicas de fluidos (gases y aceites) mediante la resolución de un problema de estimación de parámetros.

## 2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DIRECTO.

Consideramos una geometría plana 1-D por simplicidad. Una lámina de longitud  $L$  y densidad  $\rho$ , cuya temperatura inicial es  $T_0$ , se somete a un proceso de calentamiento mediante la aplicación de un flujo de calor en un extremo y una condición de contorno adiabática en el otro. Tanto la conductividad térmica como el calor específico dependen de la temperatura,  $k(T)$  y  $c_e(T)$ . El modelo matemático expuesto en este apartado se corresponde con el caso resuelto en este problema, aunque el software



diseñado permite el planteamiento de otros casos, simplemente modificando las condiciones de contorno o las dependencias de las propiedades termo-físicas con la temperatura. El modelo matemático del problema directo se define por el siguiente conjunto de ecuaciones:

$$\rho c_e(T) \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( k(T) \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad \text{en } 0 < x < L \quad (1)$$

Condiciones de contorno:

$$-k(T) \frac{\partial T}{\partial x} = q_1 \quad \text{en } x=0 \quad (2)$$

$$-k(T) \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad \text{en } x=L \quad (3)$$

Condición inicial:

$$T = T_o \quad \text{en } t=0, 0 < x < L \quad (4)$$

Dependencias con la temperatura:

$$k(T_\beta) = k_\beta, \quad 1 < \beta < m \quad (5a)$$

$$c_e(T_\beta) = c_{e,\beta}, \quad 1 < \beta < n \quad (5b)$$

donde  $x$  es la posición y  $t$  denota el tiempo,  $m$  y  $n$  son números enteros. El software permite definir funciones del tipo *piece-wise* para las dependencias de  $k(T)$  y  $c_e(T)$ , ya que pueden aproximarse a cualquier tipo de dependencia real de estas propiedades.

### 3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA INVERSO.

#### 3.1. Protocolo de resolución.

El algoritmo de resolución se basa en la obtención de ambas funciones mediante un proceso iterativo basado en mínimos cuadrados. Este proceso se realiza por tramos de temperatura, de forma que en cada uno de ellos mediante el uso de tramos de pendiente variable ( $\Delta k$  y  $\Delta c_e$ ) cuya longitud ( $\Delta T$ ) se pueden especificar y una rutina de programación donde se permite el cambio de la pendiente de la recta mediante el ajuste de dos fuentes de controladas por temperatura (fuentes de tensión), comparándose continuamente los valores de los funcionales obtenidos en cada caso, hasta que éste alcanza un mínimo. Mayor detalle de estos protocolos de resolución pueden encontrarse en [18].

Para la estimación del estado inicial se emplean tramos rectos horizontales (valores constantes de  $k(T)$  y  $c_e(T)$  en un margen también constante temperatura), que mediante un proceso iterativo similar al anterior, se selecciona aquel valor que minimiza el clásico funcional. La expresión del funcional a minimizar en cada tramo es el siguiente:

$$F[x_f, k, c_e, \Delta t, \Delta T_a, z] = \sum_{f=1}^P \left[ \sum_{j=0}^{r_{z,f}} T(\text{inv}, x_f, t_j, \varepsilon_j, \Delta k, \Delta c_e) - T(x_f, t_j) \right] \quad (6)$$

Para resolver el problema inverso es necesario realizar medidas de temperaturas en varias posiciones del sólido, tomadas en tiempos discretos a lo largo del proceso no estacionario. Para obtener estas medidas es necesario resolver el problema directo (donde se suponen conocidas del calor específico y conductividad térmica) o son obtenidas de manera experimental, obteniendo el campo térmico  $T(x_f, t_j)$ , donde  $x_f$  es el punto de medida y  $t_j = t_1, t_2, \dots, t_d$  son una serie de  $d$  tiempos

discretos, con  $\Delta t$  el intervalo de tiempo entre medidas.  $P$  es el número de sensores y  $r_{z,i}$  es el número de temperaturas medidas dentro del tramo de temperaturas  $z$  en la posición de medida del sensor  $x_i$ . Estas medidas son afectadas por un error aleatorio (en el caso que nos atañe, al haber resuelto el problema directo),  $\omega_j$ , de distribución normal y media cero, obteniéndose la nueva serie  $T(x_i, t_j, \varepsilon_j) = T_{\text{directo}}(x_i, t_j) + \omega_j \sigma$ , donde  $\sigma$  es la desviación típica de las medidas. El conjunto de ecuaciones (1-4), el campo térmico  $T(\text{inv}, x_i, t_j, \varepsilon_j)$  y la expresión del funcional  $F$ , definen el modelo matemático para resolver el problema inverso y poder estimar satisfactoriamente las funciones  $k(T)$  y  $c_e(T)$ .

### 3.2. Solución numérica. MESIR

El punto de partida para este método es la ecuación diferencial en diferencias finitas que surge de la aplicación del balance de energía a un volumen de control finito del sólido. De esta ecuación, donde el tiempo se mantiene como una variable continua, se basa en las leyes de Kirchhoff (relaciones entre el voltaje y la corriente eléctrica en el dispositivo lineal eléctrico), donde mediante fuentes controladas especiales se construye un modelo en red eléctrica equivalente al proceso físico de la ecuación diferencial de partida. En esta equivalencia, el flujo de calor variables ( $j$ ) y temperatura ( $T$ ) están asociados a las variables eléctricas de corriente ( $J$ ) y el voltaje ( $V$ ), respectivamente. Un número suficiente de celdas están conectados en serie para formar el modelo completo del sólido y las condiciones de contorno se implementa fácilmente mediante fuentes de corriente (flujos de calor) o fuentes de tensión (temperaturas constantes o variables con el tiempo). El MESIR ya ha sido aplicado con éxito a la solución de varios tipos de problemas [19-21].

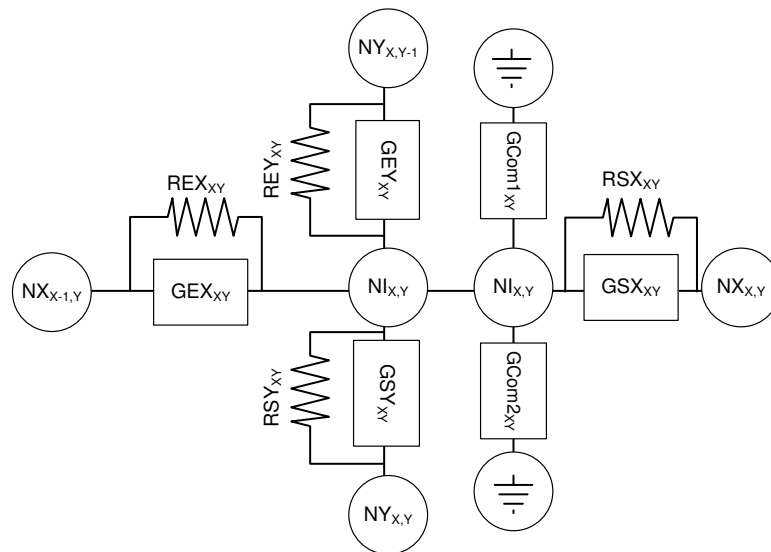


Figura 1 Dispositivos eléctricos que componen el modelo en red de la celda elemental.

En la Figura 1 se muestra el diseño del modelo de red. La ecuación diferencial en diferencias finitas resultante de la ecuación (1) es,

$$\Delta x \rho c_{e,av} \frac{dT_i}{dt} + \Delta x \rho [c_e(T_i) - c_{e,av}] \frac{dT_i}{dt} = k_{i-\Delta x} (T_{i-\Delta x} - T_i) / (\Delta x / 2) - k_{i+\Delta x} (T_i - T_{i+\Delta x}) / (\Delta x / 2) \quad (7)$$

donde el calor específico ha sido separada en dos partes,  $c_e(T) = c_{e,av} + \Delta c_e(T)$ , de modo que la condición inicial, se puede implementar en el condensador de capacidad  $c_{e,av}$ .

Definiendo la densidad de los flujos de calor



$$j_{i+\Delta x} = (T_i - T_{i+\Delta x}) k_{i+\Delta x} / (\Delta x/2) \tag{8a}$$

$$j_{i-\Delta x} = (T_{i-\Delta x} - T_i) k_{i-\Delta x} / (\Delta x/2) \tag{8b}$$

$$j_{i,1} = \Delta x \rho c_{e,av} dT_i/dt \tag{8c}$$

$$j_{i,2} = \Delta x \rho [c_e(T_i) - c_{e,av}] dT_i/dt \tag{8d}$$

Aplicando las leyes de Kirchoff, la Ecuación 5 se puede escribir de la siguiente forma:

$$j_{i+\Delta x} - j_{i-\Delta x} + j_{i,1} + j_{i,2} = 0 \tag{9}$$

$j_{i+\Delta x}$  y  $j_{i-\Delta x}$  son las corrientes que salen y entran en la celda,  $k_{i\pm\Delta x}$  es la conductividad en ambos lados de la celda que dependen de las temperaturas  $T_{i\pm\Delta x}$ . Para implementar estas corrientes, es necesario dos fuentes de corriente controladas,  $G_{i+\Delta x}$ , y  $G_{i-\Delta x}$ , y dos dispositivos auxiliares ( $E_{i\pm\Delta x}$ ), que se utilizan en el modelo para obtener  $k_{i\pm\Delta x}(T_{i\pm\Delta x})$  (Figuras 2 y 3). El condensador de capacidad  $C_i = \Delta x \rho c_{e,av}$  conectado al centro de la celda implementa  $j_{i,1}$ , mientras que para conseguir la corriente  $j_{i,2}$  se utiliza una nueva fuente de corriente controlada,  $G_{i,c}$ , junto con la fuente de tensión auxiliar ( $E_i$ ) para proporcionar  $c_e(T_i)$ . En cuanto a la condición inicial, los condensadores, están cargados con una tensión inicial  $T_0$ .

Finalmente, para aplicar condición de contorno adiabática ( $x = L$ ) se coloca una resistencia de valor infinito y para un flujo de calor dependiente del tiempo en ( $x = 0$ ), una fuente de corriente controlada.

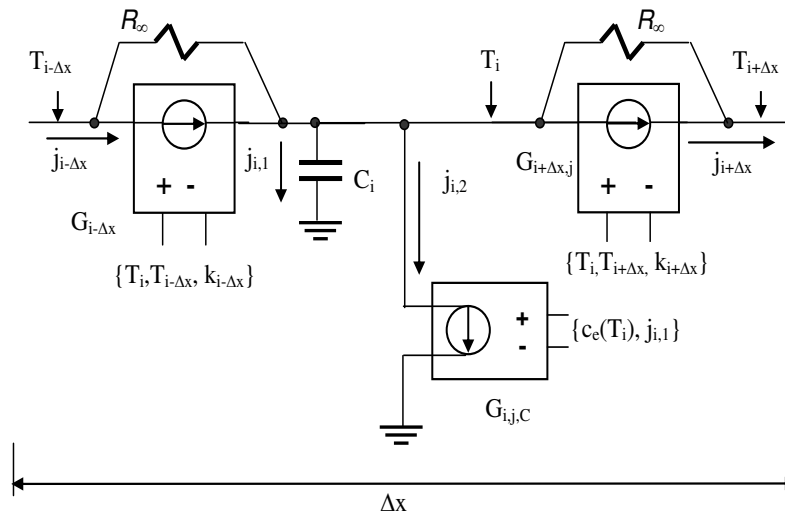


Figura 2 Modelo en red de la celda elemental.

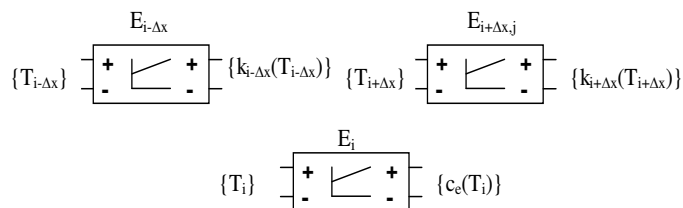


Figura 3 Dispositivos auxiliares con la solución del problema.

#### 4. DESCRIPCIÓN DEL SOFTWARE DESARROLLADO.

El software permite resolver algunos de los problemas más comunes en Termodinámica y Transmisión de Calor, como es la estimación de las propiedades termo-físicas ( $k$  o  $c_e$ ) de manera individual y/o simultánea, el problema del valor inicial de estas mismas propiedades, así como de resolver el problema directo, dando en todos los casos una solución de forma gráfica. La interface está dividida en tres ventanas, donde se van seleccionando los diferentes parámetros e introduciendo los diferentes datos de una forma sencilla e intuitiva.

En la Figura 4 se representa de forma esquematizada el diagrama de bloques de la interface de usuario de este software. Definidos los parámetros (previa elección del tipo de problema a resolver con sus características) de estimación, se obtiene una solución que es representada en forma gráfica y recogida en un fichero de datos.

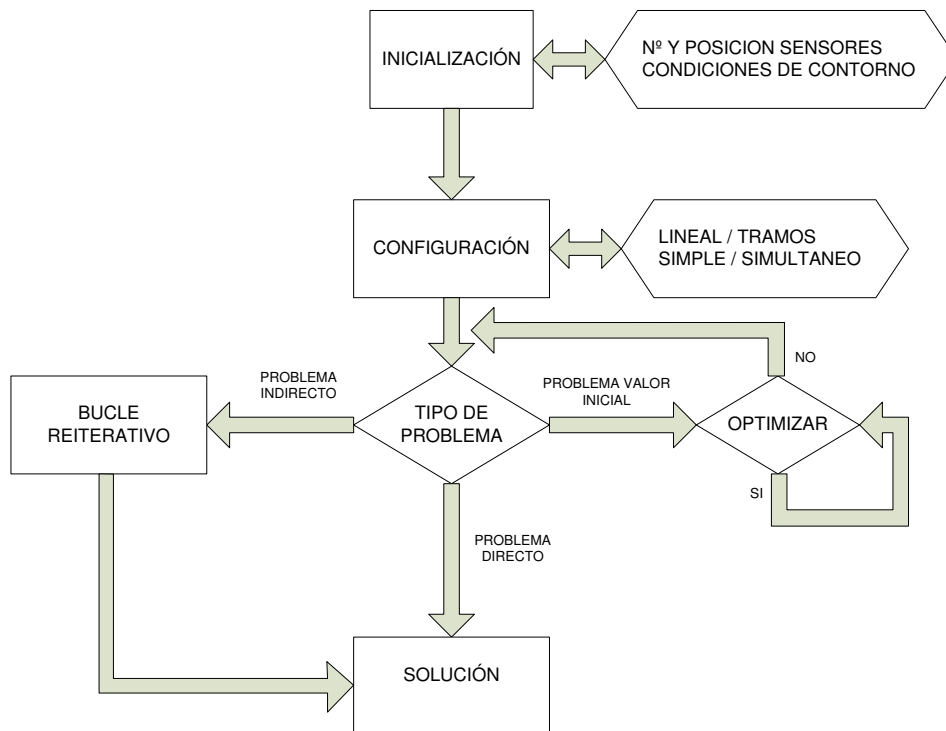


Figura 4 Esquema de bloques del software desarrollado.

En la primera de las ventanas (Figura 5), es donde se define los parámetros del material a ensayar (densidad y longitud), el número de sensores y la posición de los mismos en el material, las condiciones de contorno en los extremos, así como un bloque necesario de emplear en los casos del problema inverso y problema del valor inicial, encargado de buscar en el directorio el archivo de medidas necesario para estos problemas.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica III CAIM 2012

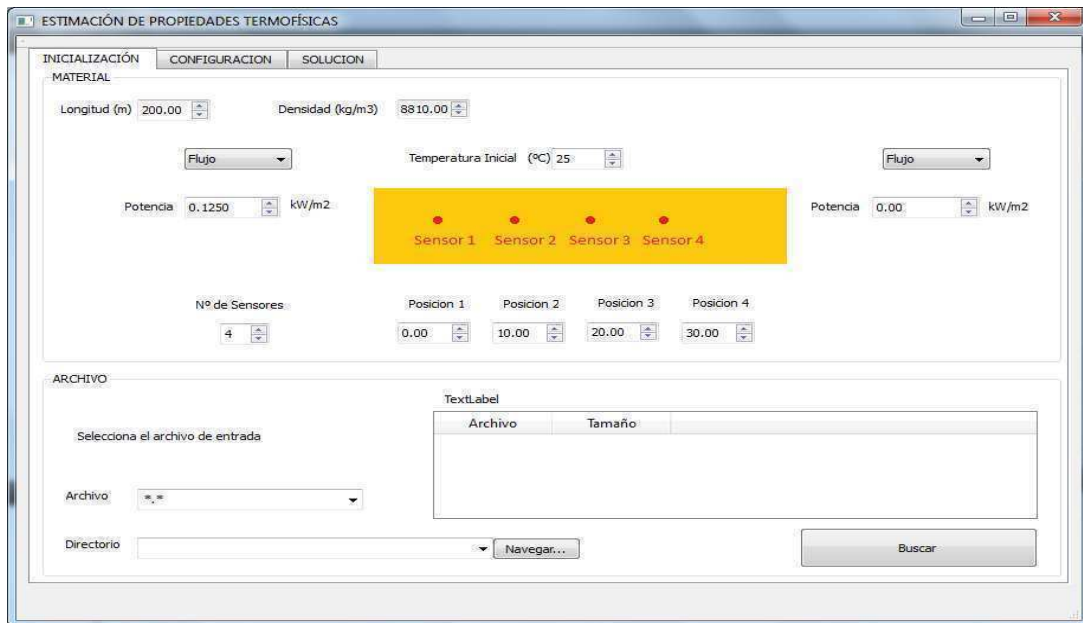


Figura 5 Menú inicial.

. En el menú de configuración (Figura 6) se define el resto de parámetros para resolver el problema: tipo de problema a resolver (valor inicial, problema inverso y/o incluso problema directo), tipo dependencia (lineal o definida a tramos) y se definen los parámetros de la optimización.

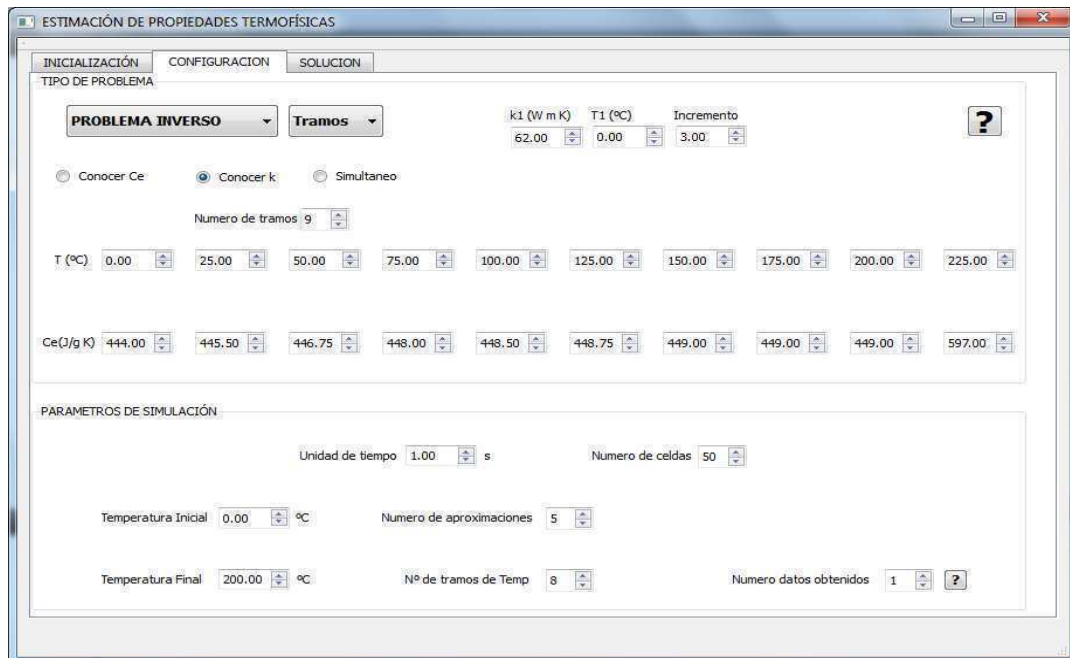


Figura 6 Menú configuración.

Finalmente el menú de solución, presenta una solución gráfica de la solución (incluyendo una valoración del error obtenido) también una solución en forma de fichero de datos. En algunos casos como es el que se muestra en la Figura 7 (problema del valor inicial), el software da varias posibilidades, como terminar el proceso guardando los datos para la resolución del problema inverso, así como aplicar un algoritmo de optimización para mejorar los resultados.

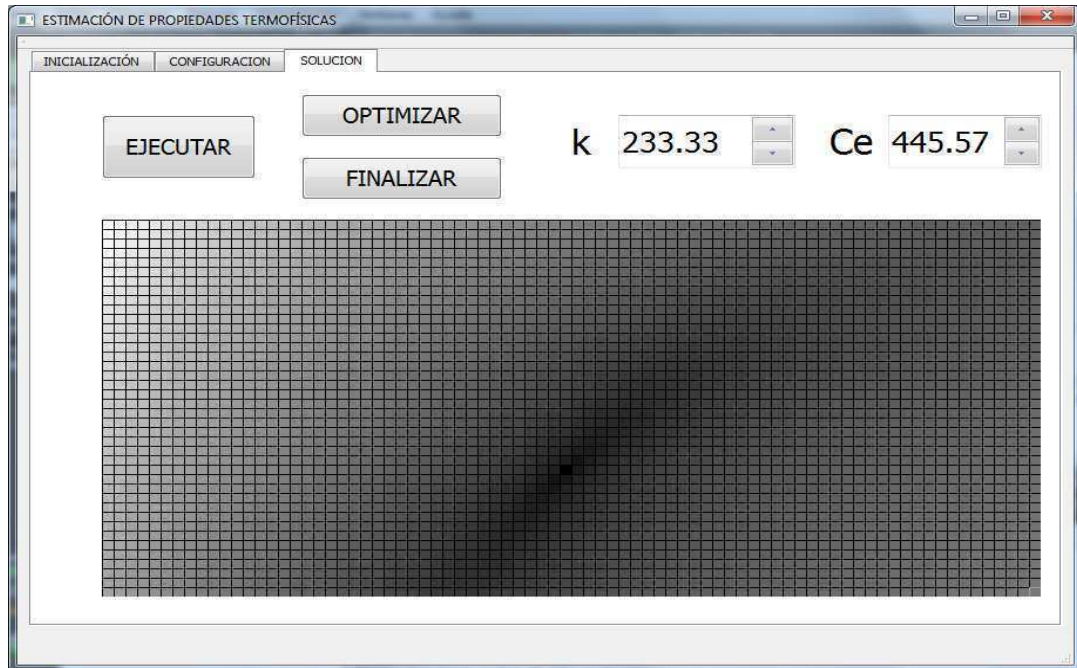


Figura 7 Menú solución.

## 5. ESTIMACIONES REALIZADAS.

En las graficas que a continuación se detallan (Figuras 8 y 9), se muestra las estimaciones de la conductividad y del calor específico calculadas de forma simultánea. Para este cálculo, partimos de unas medidas de temperaturas realizadas en distintas posiciones de un sólido (en este caso se han obtenido resolviendo el problema directo y aplicando un error en las medidas de desviación típica de  $\sigma=0.2^{\circ}\text{C}$ ). A partir de aquí, el software realizando varios experimentos con diferentes valores de  $k(T)$  y  $c_e(T)$ , mediante un procedimiento iterativo, va obteniendo la solución numérica del problema mediante aproximación a la solución buscada mediante tramos rectos de pendiente variable, empleando un procedimiento de optimización del funcional F (Ecuación 6) que compara las distintas medidas de temperatura y las obtenidas en cada ensayo/prueba de la solución numérica (ver [18]).

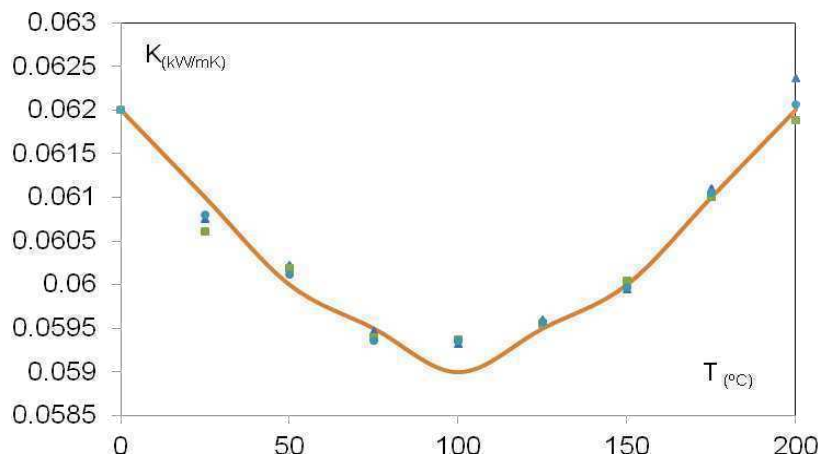


Figura 8 Estimación de la conductividad.

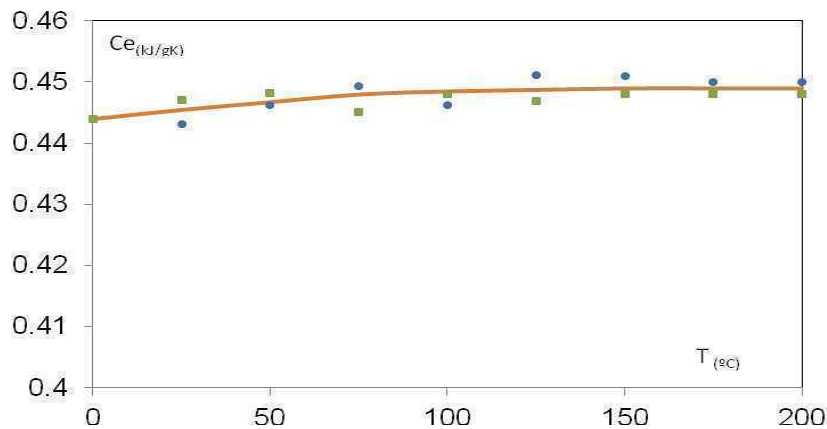


Figura 9 Estimación del calor específico.

## 6. CONCLUSIONES.

En este trabajo un software numérico diseñado a partir de la aplicación de un protocolo inverso para la estimación de la solución numérica de las dependencias térmicas (conductividad y calor específico) de materiales sólidos, a partir de medidas de temperatura, en procesos de calentamiento. El algoritmo propuesto combina una modificación de la clásica técnica de estimación de funciones, característica del problema inverso, con el método de simulación por redes como técnica numérica ya probada para la solución de numerosos problemas no lineales. Para tener éxito en este problema concreto son necesarias diferentes medidas de temperatura en varios puntos del material a ensayar. Las estimaciones realizadas demuestran que se ha conseguido un software numérico altamente eficaz y exacto y además posee un interfaz con el usuario agradable y fácil de manejar.

## 7. REFERENCIAS.

- [1] Beck, J.V.; Blackwell, B.; Charles R.; St Clair-Jr. (1985). Inverse Heat Conduction, Ill-Posed Problems. New York. Willey-Inter-science.
- [2] Sawaf, B.; Özisik, M.N.; Jarny, Y. ((1995). "An inverse analysis to estimate linearly temperature dependent thermal conductivity components and heat capacity of an orthotropic medium," Int. Journal Heat Mass Transfer, 38 (16), 3005-3010.
- [3] Huang, C.H.; Yan, J.Y., (1995). "An inverse problem in simultaneously measuring temperature-dependent thermal conductivity and heat capacity," Int. Journal Heat Mass Transfer, 38 (18), 3433-3441.
- [4] Yang, C-Y.. 2000). "Determination of the temperature dependent thermophysical properties from temperature responses measured at medium's boundaries," Int. Journal of Heat Mass Transfer, 43, 1261-1270.
- [5] Tervola, P.. 1989, "A method to determine the thermal conductivity from measured temperature profiles," Int. J. Heat Mass Transfer, 32 (8), 1425-1430.
- [6] Lam, T.T.; Yeung, W.K., (1995). "Inverse determination of thermal conductivity for one-dimensional problems", J. Thermophys. Heat Transfer, 9 (2), 235-344.
- [7] Huang Cheng-Hung, Yan J-Y.; Chen H-T.. (1995). "Function estimation in predicting temperature-dependent thermal conductivity without internal measurements", J. Thermophysics Heat Transfer, 9(4), 667-673.
- [8] Yang, C-Y.. (1998). "A linear inverse model for the temperature-dependent thermal conductivity determination in one-dimensional problems," Appl. Math. Model., 22, 1-9.
- [9] Yang, C-Y.. (1999). "Estimation of the temperature dependent thermal conductivity in inverse heat conduction problem", Appl. Math. Model., 23, 469-478.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**

- [10] Jurkowski, T.; Jarny, Y.; Delaunay, D.. (1997). "Estimation of thermal conductivity of thermoplastics under moulding conditions: an apparatus and an inverse algorithm," Int. J. Heat Mass Transfer, 40 (17), 4169-4182.
- [11] Chantasiriwan, S. (2002). "Steady-state determination of temperature-dependent thermal conductivity", Int. Commun. Heat Mass Transfer, 29, 6, 811-819.
- [12] Telejko, T.; Malinowski, Z. (2004). "Application of the inverse solution to the thermal conductivity identification using the finite element method", J. Materials Processing Tech., 146, 145-155.
- [13] Bayazitoglu, Y.. Suryanarayana, P.V.R. y Sathuvalli, U.B..(1989)."High-temperature thermal diffusivity determination procedure for solids and liquids", J. Thermophysics, 4 (4), 462-468.
- [14] Huang C.H.; Özisik, M.N..(1991). "Direct integration approach for simultaneously estimating temperature dependent thermal conductivity and heat capacity", Numer. Heat Transfer-A, 20, 95-110.
- [15] Milosevic, N.D.; Raynaud, M.; Maglic, K.D..(2001). "Estimation procedure in thermal diffusivity measurement of double-layer sample using the laser flash method", Proc. Eurotherm Seminar 68, Poitiers (Francia), 311-318.
- [16] Kim, S.; Chung B-J; Chan M.; Youn, K..(2002). "A note on the direct estimation of thermal properties in a transient nonlinear heat conduction medium", Int. Commun. Heat Mass Transf., 29, 6, 787-795.
- [17] Kim, S.; Lee, W..(2002). "An inverse method for estimating thermophysical properties of fluid flowing in a circular duct", Int. Commun. Heat Mass Transf., 29, 8, 1029-1036.
- [18] Zueco J., 2003). "Solution of inverse heat conduction problem by means of the Network simulation method", Ph.D. Thesis, Technical University of Cartagena, (in Spanish).
- [19] Zueco, J.; Alhama, F.; González-Fernández, C.F..(2006). "Inverse determination of the thermal conductivity versus temperature using the Network Simulation Method", Journal Materials Processing Technology, Vol. 174, 137-144.
- [20] Zueco, J.; Alhama, F..(2006). Inverse estimation of temperature dependent emissivity of solid metals, Journal Quantitative Spectroscopy & Radiative Transfer, Vol. 101 (1), 73-86.
- [21] Zueco, J.. (2008). "A network thermodynamic method for the numerical solution of Burgers' equation", Mathematical Computer Modelling, Vol. 47, 401-410.

### Agradecimientos

Este trabajo de referencia ENE2009-12117 está subvencionado por el Ministerio de Ciencia D.G. de Proyectos de Investigación de España.



### MODELADO FISICO-MATEMATICO Y SIMULACION DE UN DESTILADOR SOLAR ASISTIDO CON UN COLECTOR ACUMULADOR INTEGRADO.

Javier Zizzias<sup>1\*</sup>, Rodolfo Stoll<sup>1</sup>, Javier Marchesi<sup>1</sup>, Amílcar Fasulo<sup>1y2</sup> y Fabián Venier<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Universidad Nacional de Río Cuarto, Ruta Nac. N° 36 Km. 601  
5800 Río cuarto Tel. 0358-4676485-e-mail jzizzias@ing.unrc.edu.ar

<sup>2</sup>Universidad Nacional de San Luis, Chacabuco y Pedernera  
5700 San Luís Tel. 2652-424689 int. 103.

#### RESUMEN.

En este trabajo se presenta un modelo físico matemático que representa el funcionamiento de un destilador solar colector acumulador, DSCA. Este esta constituido por un colector solar acumulador monotanque, CSA, al cual se le incorpora en su extremo superior una batea que permite instalar una cubierta vidriada condensadora, constituyendo así un dispositivo que posee la doble función de colector solar acumulador y de destilador solar. Se realizo una evaluación sistemática del sistema llevando adelante experimentos y desarrollos analíticos poniendo especial atención en la determinación de la capacidad de absorción y acumulación de energía solar del CSA, a fin de conocer cuánto de esta energía es transferida al destilador y cuánto de ésta se utiliza en la producción de destilado. Se determino para esto las temperaturas de batea, vidrio y agua de la batea en el destilador y las temperaturas del agua del interior del tanque, de la pared del mismo y de los policarbonatos que lo recubren. Se midieron también la temperatura ambiente, la velocidad del viento y la radiación solar global horizontal. El modelo matemático desarrollado se basa fundamentalmente en un sistema de ecuaciones que representan los balances de energía en los distintos componentes del dispositivo. En estas ecuaciones se utilizaron correlaciones de transferencia de calor propuesta por la bibliografía de referencia. Los resultados obtenidos en la experimentación validaron el modelo físico-matemático desarrollado. Luego a partir del modelo se realizó una simulación del comportamiento del dispositivo mediante el uso del software Engineering Equations Solver, EES. Esto último permitirá evaluar posibles modificaciones en la geometría del dispositivo que mejoren su rendimiento. Los resultados de la simulación se presentan en gráficos.

**Palabras Claves:** Destilador solar, colector acumulador, modelado, balance de energía.

#### 1. INTRODUCCIÓN

La destilación solar se ha venido desarrollando en forma ininterrumpida durante las últimas décadas. Las ventajas que ofrece en cuanto al no uso de energías convencionales hace que en numerosos países, sobre todo aquellos en que la escases de agua potable es significativa, las investigaciones sobre su desarrollo sean importantes. En general, estas investigaciones se centran en la principal desventaja que tienen estos destiladores que es su baja producción y eficiencia. Esto hace que para producir agua destilada se necesiten grandes superficies cubierta por destiladores y una importante inversión económica inicial. Numerosas investigaciones dan cuenta de que una significativa mejora en los niveles de producción se logra auxiliando a los destiladores solares con colectores solares de distinto tipo los cuales precalientan el agua de la batea [1,2]. En este sentido el Grupo de Energía Solar de la UNRC conjuntamente con el Laboratorio de Energía Solar de la UNSL han venido desarrollando

desde fines del siglo pasado prototipos de destiladores solares activos los que son auxiliados por colectores solares planos o por un tanque colector acumulador [3,4]. Este último, llamado Destilador Solar Colector Acumulador, DSCA, es el analizado en este trabajo.

El DSCA consiste en un tanque colector acumulador conectado en su parte superior a un destilador solar de batea con cubierta de vidrio asimétrica a través de una abertura de igual diámetro que el tanque (0,80m). El tanque de aproximadamente 600 litros es de acero inoxidable exteriormente cubierto por una superficie selectiva y esta rodeado lateralmente por 2 cubiertas de policarbonato. El fondo esta apoyado en una base de madera que le sirve de sostén y aislación. La batea del destilador es también de acero inoxidable cubierta con un plástico negro y tiene aislación de poliuretano expandido en sus laterales y en el fondo. La cubierta es de vidrio y asimétrica.

La principal característica de este destilador es que debido a la energía que es capaz de almacenar la masa de agua contenida en el tanque durante el periodo de radiación, la producción de agua destilada continúa durante la noche, incrementando los niveles de producción diarios. En los primeros estudios que se llevaron adelante se constato que la producción del DSCA es un 77% superior al de batea simple [5]. También se determinaron las pérdidas térmicas de todo el dispositivo [6]. Luego con el objetivo de tener un conocimiento mas detallado del funcionamiento del mismo se retoma el estudio experimental de las pérdidas térmicas pero discriminando entre las que se producen por las paredes laterales y por el fondo del tanque y las que se producen por el del destilador [7,8]. Se realiza luego un estudio analítico del funcionamiento del dispositivo a partir del cual se proponen modelos físicos-matemáticos que representan tanto el funcionamiento del destilador propiamente dicho como el funcionamiento del tanque colector acumulador [9]. Con el propósito de poder evaluar modificaciones que optimicen su funcionamiento se realiza a partir de aquellos modelos un programa que simula el funcionamiento del DSCA.

En la Figura 1 se observa un esquema del DSCA y las respectivas referencias.

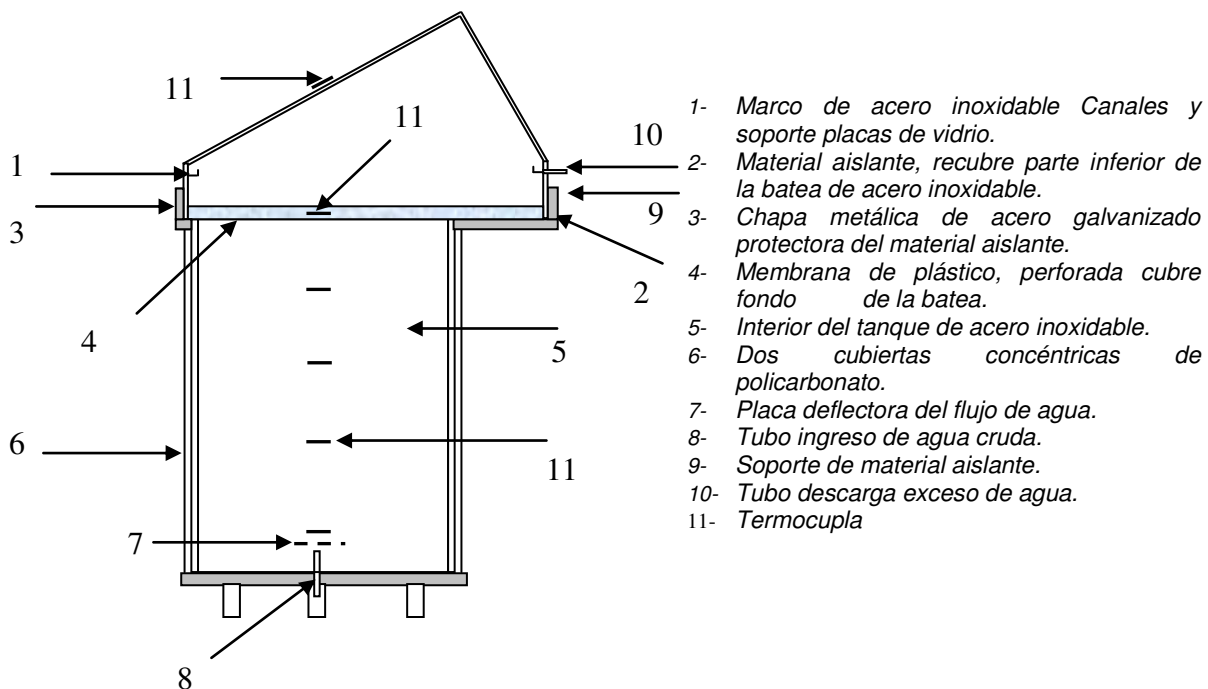


Figura 1. Esquema y referencias del Destilador Solar acumulador usado en nuestra experiencia

## 2. METODOLOGÍA

Para obtener el programa que simula el funcionamiento del DSCA se planteo en primer lugar un modelo físico-matemático que incluye todas las transferencias de calor que se producen en el dispositivo. Como se menciono anteriormente estos modelos, tanto del destilador como del tanque

colector acumulador, fueron verificados comparando las pérdidas térmicas obtenidas experimentalmente con las obtenidas mediante el modelo.

### 2.1 Principio de funcionamiento del destilador solar. Modelo físico-matemático

El principio de funcionamiento del destilador solar es muy sencillo. Las figuras 2 y 3 muestran un diagrama de flujos de energía en el destilador en el que se incluye el flujo de energía aportado por el tanque colector acumulador y un diagrama de un circuito térmico característico de un destilador solar al que se le acopla un tanque colector acumulado. Este circuito térmico está basado en el modelo propuesto por Dunkle [10].

La radiación solar que llega a la cubierta de vidrio es en parte absorbida y en parte reflejada por esta. El resto de la radiación es transmitida hacia el agua de la batea que a su vez absorbe y refleja una parte y la otra la transmite a la batea propiamente dicha. La atenuación del flujo solar depende de la absorptancia del agua y de la profundidad de la batea. Una gran parte de la energía térmica que absorbe la batea pasa por convección al agua de la batea y también a la del tanque mientras que una pequeña parte se pierde a la atmósfera por conducción a través de la base y los laterales de la batea. Parte de la energía que absorbe el agua de la batea se transfiere a la cubierta de vidrio por convección, radiación y evaporación y otra parte pequeña se pierde por conducción a la atmósfera por las paredes laterales de la batea. Los procesos de convección y evaporación son procesos simultáneos y relacionados entre sí. El agua que se evapora se condensa en el vidrio y le transfiere su energía. El agua condensada, agua destilada, es colectada por un canal y depositada en un recipiente. La energía térmica recibida por la cubierta de vidrio por radiación, convección y evaporación se pierde hacia la atmósfera por convección y radiación. En el periodo del día en que el destilador no recibe radiación directa, la energía térmica es aportada por el tanque colector acumulador. En este periodo los procesos de transferencia, salvo los referidos a la radiación solar, son los mismos que los descriptos.

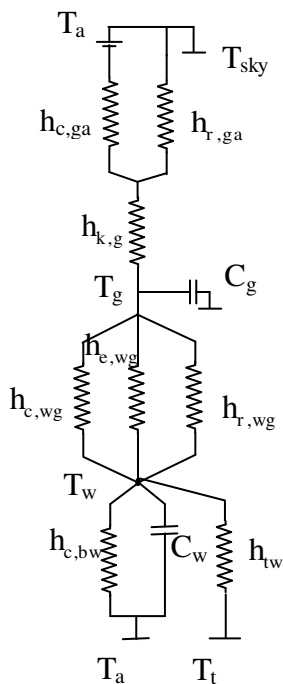


Figura 3: Diagrama de un circuito térmico de un destilador solar acoplado al colector solar acumulador

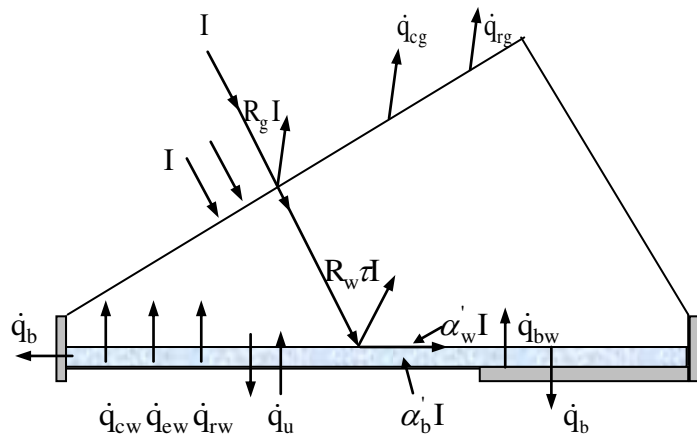


Figura 2: Diagrama de flujos de energía de un destilador solar acoplado a un colector acumulador

La ganancia de energía térmica en el destilador se produce durante el día a través de la radiación solar. Tiwari presenta un modelo mediante el cual se obtiene la radiación absorbida por el vidrio, la batea y el agua de la batea [11]. Esta radiación esta dada en función de la absorptancia y la reflectancia de cada material y también de un coeficiente de atenuación que es función de la profundidad del agua de la batea.

La radiación absorbida por la cubierta de vidrio, el agua de la batea y la batea están dadas por las siguientes expresiones:

$$\alpha'_g I = (1 - R_g) \cdot \alpha_g \cdot I \quad (1)$$

$$\alpha'_w I = (1 - 0,6756) \cdot (1 - R_g) \cdot (1 - \alpha_g) \cdot (1 - R_w) \cdot I \quad (2)$$

$$\alpha'_b I = 0,6756 \cdot \alpha_b \cdot (1 - R_g) \cdot (1 - \alpha_g) \cdot (1 - R_w) \cdot (1 - \alpha_w) \cdot I \quad (3)$$

Los coeficientes de transferencia de calor internas, por convección, radiación y evaporación desde el agua al vidrio y el de convección desde la batea al agua están dadas por expresiones propuestas por Dunkle y Cooper [12]. Todos los coeficientes están dados en  $W/m^2 K$

$$h_{r,wg} = \varepsilon_{\text{eff}} \cdot \sigma \cdot \left[ \frac{(T_w - T_g)^2 + (T_g + 273)^2}{T_w + T_g + 546} \right] \quad (4)$$

$$h_{c,wg} = 0.884 \cdot \left[ (T_w - T_g) + \frac{(P_w - P_g) \cdot (T_w + 273)}{(0.2689 - P_w)} \right] \quad (5)$$

$$h_{e,wg} = 0.016273 \cdot h_{c,wg} \cdot \left[ \frac{P_w - P_g}{T_w - T_g} \right] \quad (6)$$

$$h_{c,bw} = 0,54 \frac{k_w}{X_w} (Gr \cdot Pr)^{0,25} \quad (7)$$

Los coeficientes de transferencia de calor externas están dados por expresiones propuestas por la bibliografía de referencia [13,14]. Desde el vidrio al cielo los coeficientes por convección y radiación son:

$$h_{c,ga} = 2,8 + (3 \cdot v) \quad (8)$$

$$h_{r,ga} = \frac{\sigma \cdot \varepsilon_g \cdot [(T_g + 273)^4 - (T_{\text{sky}} + 273)^4]}{T_g - T_{\text{sky}}} \quad (9)$$

Desde la batea al ambiente los coeficientes por conducción y convección-radiación son:

$$h_{k,ba} = \frac{k_p}{L_p} \quad (10)$$

$$h_{cr,ga} = 5.7 + (3.8 \cdot v) \quad (11)$$

En este caso se emplea esta ecuación y no la (8) por no contar con la temperatura de la cubierta de la aislación para calcular radiación y convección por separado.

### 2.2 Funcionamiento del tanque colector acumulador. Modelo físico-matemático

Se plantea un balance de energía en el agua del tanque donde en los distintos términos que lo componen están presentes los distintos parámetros físicos característicos del tanque colector acumulador, como por ejemplo el área de la superficie colectora, el volumen del tanque, propiedades de los materiales, etc. Esto tiene por objetivo poder plantear un modelo matemático que permita evaluar el funcionamiento del DSCA al modificar alguno de estos parámetros. Tanto las pérdidas como la radiación recibida están dadas en función de las dimensiones y las características de los materiales del dispositivo.

El modelo que se plantea es un modelo simplificado. Se desprecia la estratificación en el tanque por cuanto en las numerosas mediciones que se efectuaron se verificó que la diferencia de temperatura entre la sección inferior del tanque y la superior, no supera los 2 °C, siendo un tanque cuyo volumen es de 600lts. A los fines del cálculo se considerará la temperatura promedio. Por otro lado no se tiene en cuenta la convección natural dentro del mismo aun cuando contradiga la no existencia de estratificación ya que esto último es producto de la mezcla que producen los movimientos convectivos en el seno del líquido. Estas simplificaciones sin embargo no afectan los resultados obtenidos con el modelo ya que estos, como se verá más adelante, son validados por los resultados experimentales.

Para la determinación de las pérdidas se propone un modelo térmico, el cual consta de dos circuitos, uno para las pérdidas por las paredes laterales y otro ligado a las pérdidas por el fondo del tanque. En el circuito que se muestra en la Figura 4 que representa las pérdidas laterales, se consideran las distintas transferencias de calor que se producen entre la superficie del tanque y las superficies de los dos policarbonatos. Si bien en el circuito se representan las transferencias de calor por conducción a través de los policarbonatos, estas pueden ser despreciadas en los cálculos debido a que son muy pequeñas. La figura 5 representa las transferencias de calor por el fondo del tanque.

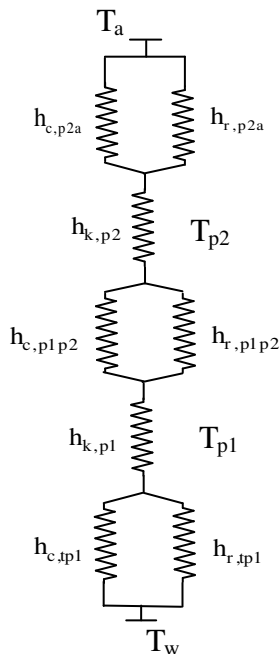


Figura 4: Diagrama de un circuito térmico que representa las pérdidas laterales del tanque colector acumulador

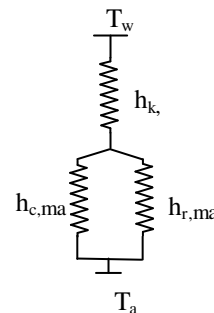


Figura 5: Diagrama de un circuito térmico que representa las pérdidas por fondo del tanque colector acumulador

Se presentan a continuación las ecuaciones principales con las que se calculan los diferentes coeficientes de transferencia de calor. Al igual que en el punto anterior se utilizan relaciones propuestas por la bibliografía de referencia.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MISIÓN  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**

Los coeficientes de radiación entre el tanque y el primer policarbonato y entre ambos policarbonatos se determinan con la siguiente expresión:

$$h_{r,p1p2} = \frac{\sigma \cdot [(T_i + 273)^4 - (T_j + 273)^4]}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \cdot \frac{1}{T_i - T_j} \quad (12)$$

Obsérvese que se utilizó la expresión que corresponde a placas paralelas infinitas y no a cilindros concéntricos. Se optó por esta expresión para mantener coherencia con la modelización del tanque que se hizo para el cálculo de la radiación absorbida que se comentará más adelante en este trabajo. Sin embargo cálculos realizados con ambos modelos no reflejan diferencias significativas.

Para calcular el coeficiente de radiación entre el policarbonato 2 y el medio ambiente se propone la expresión:

$$h_{r,p2a} = \frac{\sigma \cdot \varepsilon_2 \cdot [(T_{p2} + 273)^4 - (T_a + 273)^4]}{T_{p2} - T_a} \quad (13)$$

Los coeficientes de convección entre el tanque y el primer policarbonato y entre ambos policarbonatos se calcularon de la siguiente manera:

Se calculó el número de Grashof:

$$Gr = \frac{9.81 \cdot \beta \cdot (T_i - T_j) \cdot d_p^3}{\nu^2} \quad (14)$$

Donde:

$T_i$  y  $T_j$  = Temperaturas de ambas placas y del tanque.

Por tabla se obtienen los valores del número de Prandtl y con este y el de Grashof se obtiene el número de Rayleigh dado por la expresión:

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (15)$$

Para los valores del número de Rayleigh que se obtienen, menores a  $10^3$ , las correlaciones obtenidas por Hollands y colaboradores presentadas por Mills establecen para paredes verticales un número de Nusselt aproximadamente igual a 1, por lo cual se toma este valor [13]. Este valor del Nusselt nos está indicando que la transferencia de calor se realiza por conducción. El coeficiente de transferencia es de la forma:

$$h_c = Nu \cdot \frac{k}{d_p} \quad (16)$$

donde  $k$  es el coeficiente de conductividad térmica del aire obtenido por tablas para la temperatura que es el promedio de las temperaturas de las placas.

En el caso de la convección entre el segundo policarbonato y el medio ambiente se utilizó la ecuación (8) presentada anteriormente.

La expresión para calcular el coeficiente total de pérdidas por los laterales,  $U_L$ , es siguiente:



$$U_L = \left[ \frac{1}{h_{c,cp1} + h_{r,cp1}} + \frac{1}{h_{c,p1p2} + h_{r,p1p2}} + \frac{1}{h_{c,p1a} + h_{r,p1a}} \right]^{-1} \quad (17)$$

Como se observa se desprecia la conducción a través del policarbonato por ser insignificante su aporte.

Para el cálculo del coeficiente total de pérdidas por la base del tanque,  $U_F$ , se tiene la expresión:

$$U_F = \left[ \frac{1}{h_{cr,ca}} + \frac{L_m}{k_m} \right]^{-1} \quad (18)$$

En cuanto a las ganancias de energía que se producen por la radiación solar, se modela el tanque como una superficie cilíndrica hexagonal, de tal forma que quedan determinado un colector de 6 caras verticales, 3 de las cuales dan al norte y las otras tres al sur. El calculo de la radiación absorbida esta basado en el modelo propuesto por Duffie y Beckman [15]. La ecuación dada por el modelo de cielo isotropico para obtener la radiación absorbida por cada uno de los 6 colectores verticales es:

$$S = A_c \cdot I_b \cdot R_b \cdot (\tau\alpha)_b + \frac{1}{2} \cdot A_c \cdot I_d \cdot (\tau\alpha)_d + \frac{1}{2} \cdot A_c \cdot \rho_g \cdot I \cdot (\tau\alpha)_g \quad (19)$$

Los productos transmitancia-absortancia,  $(\tau\alpha)$ , tanto para radiación directa, como para la radiación difusa o reflejada son función del ángulo que forman los rayos incidentes del sol y la normal a la superficie. Lo mismo pasa con el factor geométrico  $R_b$ .

### 3. SIMULACIÓN

La simulación, que se realizó con el auxilio del software Engineering Equations Solver, EES, se divide en dos partes; una calcula la radiación absorbida por el tanque colector acumulador y el otro simula el funcionamiento del DSCA calculando las temperaturas de los distintos componentes del mismo como así también las pérdidas térmicas y la producción.

#### 3.1 Simulación de radiación absorbida

Como datos de entrada para la simulación se toman valores promedio horarios de radiación global horizontal. Como salida se obtiene la radiación solar absorbida horaria por el colector. Al tanque se lo modelo como un cilindro de sección hexagonal, lo que significa que esta formado por son seis superficies colectoras, tres las caras dan al norte y tres al sur. Estas tres solo reciben radiación difusa y las que dan al norte además de radiación directa reciben difusa y reflejada.

El programa principal esta formado por dos subprogramas los cuales calculan la radiación absorbida por la cara norte y la sur. Estos subprogramas usan como datos de entradas la latitud, el ángulo horario, la declinación, el día juliano, el azimut solar, la radiación global horizontal y la radiación difusa previamente calculada. También utilizan el coeficiente de transmitancia, el factor geométrico y ángulo zenital, todos calculados anteriormente en procesos realizados por el programa principal. Como datos de salida se obtienen la radiación absorbida por cada superficie vertical en  $W/m^2$ . Luego el programa principal calcula la radiación absorbida por cada un de los 6 colectores y la total absorbida por todo el tanque colector en Watt (Valores medios horarios). La resolución comienza con un valor propuesto y luego los valores de cada variable son ajustados hasta que la diferencia entre el paso anterior y el paso actual este de acuerdo al criterio de convergencia del programa.

#### 3.2 Simulación del DSCA

Se basa en un sistema de 6 ecuaciones, de las cuales 4 de ellas representan los balances de energía en las 2 cubiertas de policarbonato, el vidrio y la batea y las otras dos, que son ecuaciones

diferenciales, representan la variación de temperatura del agua del tanque y del agua de la batea. Las 6 ecuaciones están conformadas por coeficientes de transferencia de calor variables con las temperaturas. Las ecuaciones diferenciales son resueltas por el método de Crank-Nicolson, las cuales muestran una mejor aproximación que el método de Euler también disponible en el EES.

Las seis ecuaciones son las siguientes:

Balance de energía en el vidrio

$$\alpha'_g I(t) + h_{r,wg} (T_w - T_g) + h_{c,wg} \cdot (T_w - T_g) + h_{e,wg} \cdot (T_w - T_g) = h_{t,ga} \cdot (T_g - T_a) \quad (20)$$

Balance de energía en la batea

$$\alpha'_b \cdot I(t) = h_{k,ba} \cdot (T_b - T_a) + h_w \cdot (T_b - T_w) \quad (21)$$

Balance de energía en el agua de la batea

$$\alpha'_w \cdot I(t) + h_w \cdot (T_b - T_w) = m \cdot c \cdot \frac{dT_w}{dt} + h_{r,wg} \cdot (T_w - T_g) + h_{c,wg} \cdot (T_w - T_g) + h_{e,wg} \cdot (T_w - T_g) \quad (22)$$

Balance de energía en la cubierta de policarbonato interior

$$h_{c,p1} \cdot (T_i - T_{p1}) + h_{r,p1} \cdot (T_i - T_{p1}) = h_{c,p1p2} \cdot (T_{p1} - T_{p2}) + h_{r,p1p2} \cdot (T_{p1} - T_{p2}) \quad (23)$$

Balance de energía en la cubierta de policarbonato exterior

$$h_{c,p1p2} \cdot (T_{p1} - T_{p2}) + h_{r,p1p2} \cdot (T_{p1} - T_{p2}) = h_{c,p2a} \cdot (T_{p2} - T_a) + h_{r,p2a} \cdot (T_{p2} - T_a) \quad (24)$$

Balance de energía en el tanque colector acumulador

$$S = M_t \cdot c_p \cdot \frac{dT_t}{dt} + U_L \cdot (T_t - T_a) + U_F \cdot (T_t - T_a) + \dot{q}_{tw} \quad (25)$$

La radiación absorbida calculada más la radiación global horizontal, la temperatura ambiente y la velocidad del viento son los datos de entrada para el cálculo, mediante el uso de este programa, de las temperaturas de los distintos componentes del dispositivo como temperatura del agua de la batea, del agua del tanque, de la batea, de la cúpula de vidrio y de las cubiertas de policarbonatos. Hay que recordar que como hipótesis se considera que la temperatura de la pared del tanque es la misma que la del agua de este.

La validación de esta simulación se la realizó comparando los datos obtenidos por esta con los obtenidos experimentalmente.

### 3.2.1 Calor útil

Un párrafo aparte merece la determinación del calor útil. Durante el periodo nocturno el agua de la batea y el agua del tanque tienen la misma temperatura. Sin embargo existe una transferencia de energía del tanque a la batea ya que si no existiese esta transferencia, la temperatura del agua de la batea adquiriría la temperatura ambiente como ocurre en la batea de un destilador de batea simple. Debido a este equilibrio térmico alcanzado, determinar el aporte de energía del tanque a la batea no se puede realizar considerando la diferencia de temperatura entre ambas. Para encontrar la expresión que cuantifica este aporte, se utiliza como una primera aproximación la relación que se obtiene experimentalmente entre las pérdidas por el destilador y por el tanque. Esta relación, que fue confirmada por el modelo matemático, expresa que un 70% de las pérdidas totales del dispositivo se

producen por el destilador, lo cual significa que las pérdidas del tanque por la parte superior son aproximadamente el doble que las que se producen por las paredes laterales y el fondo. Según esto se puede establecer la siguiente relación:

$$\dot{q}_{tw} = 2 \cdot \dot{q}_{ta} \quad (26)$$

Donde  $Q_{tw}$  son las pérdidas del tanque hacia la batea y  $Q_{ta}$  son las pérdidas del tanque hacia el ambiente por los laterales y por el fondo. Estas pérdidas del tanque por la parte superior,  $Q_{tw}$ , representan la ganancia de energía de la batea a la que llamamos calor útil.

Se utilizó la ecuación (2) para calcular estas pérdidas. Con estos datos, se obtuvo por correlación lineal simple una expresión que da el calor útil en función de la diferencia de temperaturas del tanque y la ambiente.

$$\dot{q}_u = 10,069 \cdot (T_t - T_a) + 3,3639 \quad (27)$$

Esta expresión que da el calor útil, esto es, la energía que aporta el tanque colector a la batea, es la que finalmente se utiliza en el programa de simulación.

### 3.2.2 Cálculo de la producción

La producción de un destilador solar depende básicamente del coeficiente de transferencia por evaporación y de la diferencia de temperaturas del agua de la batea y el vidrio. Si bien Tiwari presenta una expresión general para su cálculo, la estadística experimental señala que cada destilador tiene una expresión que da su producción que le es propia. Para determinar una expresión que de la producción del DSCA se utilizó el método input-output propuesto por Belissiotis [16]. Este utiliza la correlación lineal múltiple para dar la producción en función de las variables mencionadas. Sin embargo se logra una mejor aproximación si aparte estas variables se agregan la radiación absorbida por el tanque y la radiación global horizontal. La expresión encontrada, la cual tiene un coeficiente de regresión de 0,97 es la siguiente:

$$P_{DSCA} = -0,024745 - 0,013676 \cdot (T_w - T_a) + 0,0562805 \cdot h_{e,wg} - 0,0000622 \cdot S - 0,0001285 \cdot H \quad (28)$$

### 3.2.3 Validación del modelo

Para validar el modelo se utilizaron datos obtenidos experimentalmente. En las Figuras (6), (7) y (8) se presentan los resultados obtenidos para la temperatura del agua del tanque y del agua de la batea y para la producción en varios días del mes de octubre.

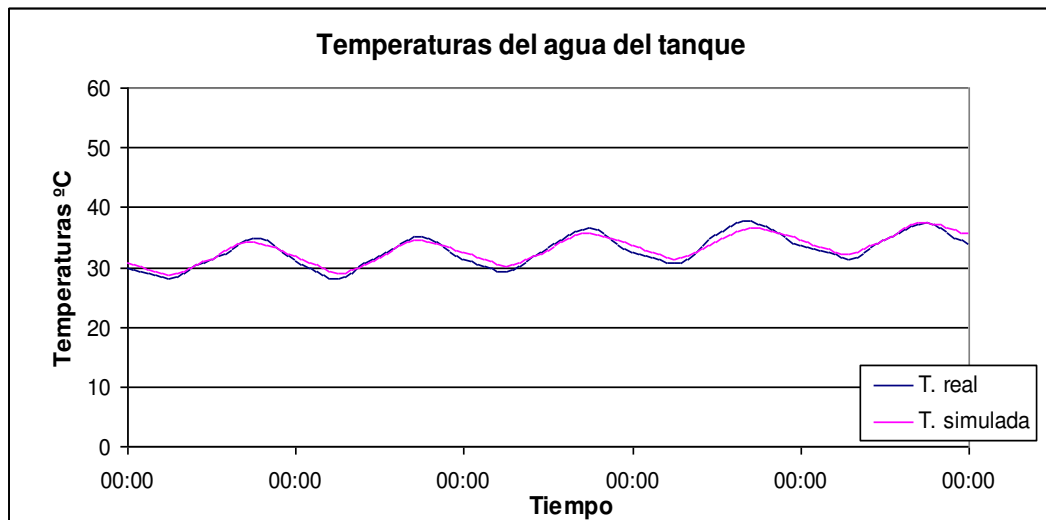


Fig. 6: Temperaturas reales y simuladas del agua del tanque.

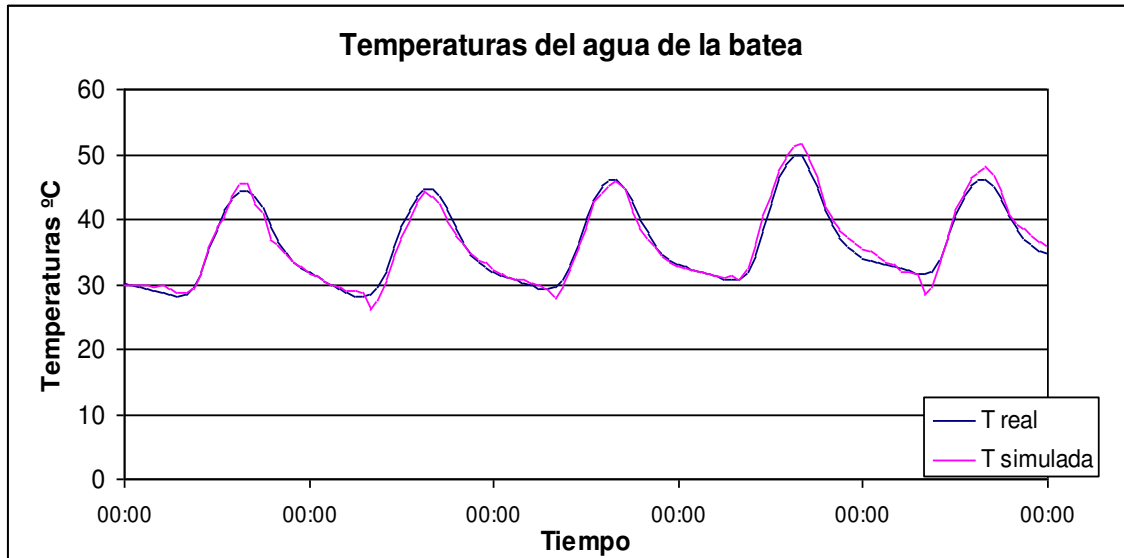


Fig. 7: Temperaturas reales y simuladas del agua de la batea del destilador.

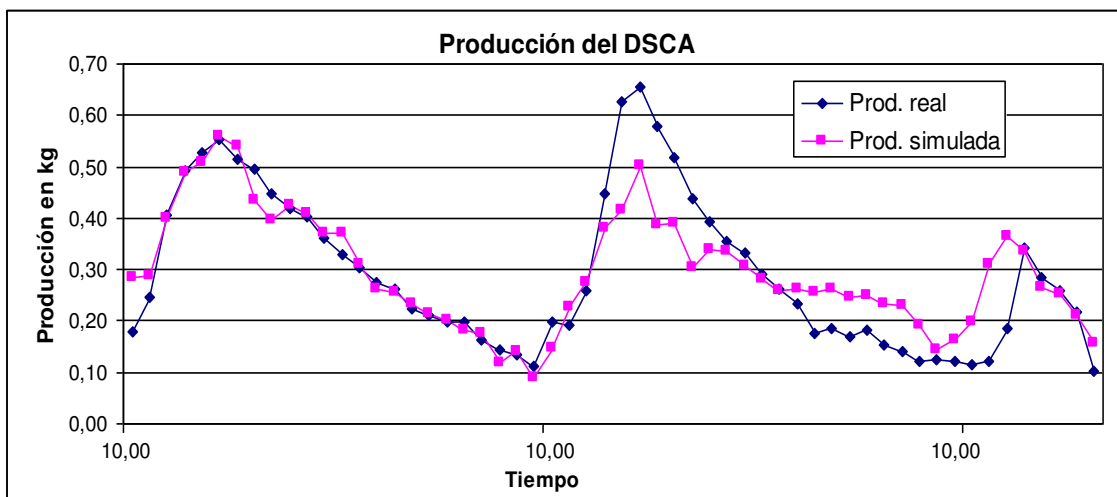


Figura 8: Producción del DSCA

#### 4. CONCLUSIONES

Como se observa en las gráficas la aproximación de los resultados obtenidos mediante la simulación con los obtenidos experimentalmente es buena, lo cual valida el modelo. Mas allá de esta constatación observada en los gráficos se ha comprobado que el modelo responde de manera satisfactoria a variaciones propuestas en los datos de entrada, como volumen de la batea y el tanque, espesor de las aislaciones, etc. Esto permitirá evaluar distintas geometrías del dispositivo que optimicen su funcionamiento. Sin embargo las simplificaciones impuestas al modelo como por ejemplo la no consideración de la convección natural en el interior del tanque, no permite evaluar alguna modificación que produzca la estratificación en el interior del mismo, lo cual potenciaría el aporte del tanque colector acumulador. Esto deja abierta la posibilidad de avanzar en la investigación de cómo mejor el desempeño del DSCA.

#### NOMENCLATURA

$T_a$	Temperatura ambiente en °C	$U_F$	Coeficiente total de pérdidas por el fondo del tanque en $W/m^2$
$T_{sky}$	Temperatura de cielo en °C	$h_{c,ma}$	Coef. Transf. por convección desde madera al ambiente en $W/m^2$
$T_w$	Temperatura del agua de la batea en °C	$h_{k,,m}$	Coef. Transf. por conducción en el madera en $W/m^2$
$T_t$	Temperatura agua del tanque en °C	$h_{r,ma}$	Coef. Transf. por radiación desde madera al ambiente en $W/m^2$
$T_g$	Temperatura del vidrio en °C	$h_{c,wg}$	Coef. Transf. por convección desde el agua al vidrio en $W/m^2$
$T_{p1}$	Temperatura cub. de policarbonato interior	$h_{r,wg}$	Coef. Transf. por radiación desde el agua al vidrio en $W/m^2$
$T_{p2}$	Temperatura cub. de policarbonato exterior	$h_{e,wg}$	Coef. Transf. por evaporación desde el agua al vidrio en $W/m^2$
$V$	Velocidad del viento en m/seg.	$h_{c,bw}$	Coef. Transf. por convección desde batea al agua en $W/m^2$
$I$	Radiación global horizontal en $W/m^2$	$h_{c,ga}$	Coef. Transf. por convección desde el vidrio al ambiente en $W/m^2$
$I_b$	Radiación directa en $W/m^2$	$h_{r,ga}$	Coef. Transf. por radiación desde el vidrio al ambiente en $W/m^2$
$I_d$	Radiación difusa en $W/m^2$	$h_{k,,g}$	Coef. Transf. por conducción en el vidrio en $W/m^2$
$S$	Radiación absorbida en $W/m^2$	$\alpha_g$	Absortancia del vidrio
$P_g$	Presión parcial de vapor a Temp. del vidrio	$\alpha_w$	Absortancia del agua
$P_w$	Presión parcial de vapor a Temp. del agua	$\alpha_b$	Absortancia del batea
$h_{c,tp1}$	Coef. Transf. por convección desde el tanque a policarbonato 1 en $W/m^2$	$R_g$	Reflectancia del vidrio
$h_{c,p1p2}$	Coef. Transf. por convección desde policarbonato 1 a policarbonato 2 en $W/m^2$	$R_w$	Reflectancia del agua
$h_{c,p2 a}$	Coef. Transf. por convección desde policarbonato2 al ambiente en $W/m^2$	$\varepsilon_{eff}$	Emitancia
$h_{r,tp1}$	Coef. Transf. por radiación desde el tanque al policarbonato 1 en $W/m^2$	$\varepsilon_g$	Emitancia del vidrio
$h_{r,tp1}$	Coef. Transf. por radiación desde policarbonato 1 a policarbonato 2 en $W/m^2$	$\varepsilon_1$	Emitancia del policarbonato 1
$h_{r,tp1}$	Coef. Transf. por radiación desde policarbonato 2 al ambiente en $W/m^2$	$\varepsilon_2$	Emitancia del policarbonato 2
$h_{k,p1}$	Coef. Transf. por conducción en el policarbonato 1 al ambiente en $W/m^2$	$(\tau\alpha)_b$	Producto transmitancia-absortancia de la radiación directa
$h_{k,p2}$	Coef. Transf. por conducción en el policarbonato 2 al ambiente en $W/m^2$	$(\tau\alpha)_d$	Producto transmitancia-absortancia de la radiación directa
$U_L$	Coeficiente total de pérdidas por los laterales del tanque $W/m^2$	$(\tau\alpha)_g$	Producto transmitancia-absortancia de la radiación directa
		$K_g$	Conductividad térmica del vidrio

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



# UTN.BA

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

# FoDAMI

$K_p$	Conductividad térmica del policarbonato	$\nu$	Viscosidad cinemática
$K_m$	Conductividad térmica de la madera	$\rho g$	Reflectancia del suelo
$Gr$	Número de Grashof	$Ac$	Área del colector en $m^2$
$Pr$	Número de Prandtl	$d_p$	Distancia entre placas en $m$
$Ra$	Número de Rayleigh	$L_m$	Espesor de la madera en $m$
$Nu$	Número de Nusselt	$X_w$	Profundidad del agua de la batea en $m$
$\beta$	Coef. expansión volumétrica		
$\dot{q}$	Flujo de energía en $W/m^2$		

## REFERENCIAS

- [1] Voropoulos K., Mathioulakis E. and Belessiotis V. (2001); Experimental investigation of a solar still coupled with solar collectors,. Desalination, vol.138, pp. 103-109
- [2] Marchesi J, Ducculi E, Adaro J. y Fasulo A. (2008); Comparación del rendimiento de un destilador solar de batea básico respecto de un destilador asistido térmicamente. AVERMA; Vol. 12, pp. 63-70.
- [3] Esteban C., Franco J. y Fasulo A. (2000); Destilador solar asistido con colector solar acumulador; AVERMA, Vol. 1, 3.8
- [4] Fasulo A., Follari J. y Barral J. (2002); Un nuevo colector solar acumulador. Energías renovables y medio ambiente. Vol. 10, pp. 43-49.
- [5] Fasulo A., Follari J. and Barral J. (2001) - Comparison Between a Simple Solar collector accumulator and a Conventional Accumulator. - Solar Energy, Vol. 71, N°6 pp. 389-401.
- [6] Esteban C., Fasulo A y Franco J. (2004); Pérdidas térmicas del destilador solar asistido con colector solar acumulador, XII Congreso Ibérico y VII Congreso Ibero-Americano de energía solar, Vigo España
- [7] Zizzias J., Fasulo A., Venier F., Marchesi J., Odicino L. (2011); Evaluación detallada de un destilador solar colector acumulador. ASADES 2010 vol.14 pp. 03.63-03.69.
- [8] Fasulo A., Zizzias J., Odicino L., Marchesi J. (2011); Fasulo A., Evaluación de un destilador colector solar acumulador operado en condiciones térmicas extremas. CAyER 2011 pp. 566-576.
- [9] Zizzias J., Marchesi J., Fasulo A., Venier F., (2012); Verificación de un modelo matemático propuesto para la determinación de pérdidas en un dispositivo formado por un destilador solar acoplado a un tanque colector- acumulador. XV Congreso Ibérico y X Congreso Ibero-Americano de energía solar, Vigo España.
- [10] Dunkle R. V. (1961); Solar Water Distillation: The Roof Type Still and Multiple Effect Diffusion Still. Commonwealth Scientific and Industrial Research Organization Victoria, Australia.
- [11] Tiwari, G.N. and Tiwari A.K. (2008). "Solar Distillation Practice for Water Desalination. Systems Anshan Tunbridge Wells UK and Anamaya Publishers, New Delhi. Print in India
- [12] Cooper P. I. (1969); Digital Simulation of Transient Solar Still Processes. Solar Energy, vol12, pp. 313-331.
- [13] Mills A. F., (1995); Transferencia de calor. Mac Graw-Hill/Irwin
- [14] Incropera F., De Witt D. (1999); Fundamentos de transferencia de calor. Prentice Hall
- [15] Duffie J. and Beckman W. (1991); Solar Engineering of Thermal Processes; Second Edition, Jhon Willey & Sons, Inc. New York.
- [16] Belessiotis V., Voropoulos K. and Delyannis E. (1995); Experimental and theoretical method for the determination of the daily output of a solar still; Desalination, vol. 100, pp. 99-104.

## Estudio experimental de la transferencia de calor dentro de tubos de aluminio de 12,7 mm con aletas longitudinales internas en forma de rejilla

Malaguera, Angel\*, López Donald, López, Emilio<sup>(1)</sup>

*Universidad Nacional Experimental Politécnica de la Fuerza Armada, Núcleo Aragua  
Coordinación de Ingeniería Aeronáutica  
Carretera Nacional Mariara-Maraca, frente a la Base Aérea Mariscal Sucre, Maracay, Venezuela  
[amalaguera.unefa@gmail.com](mailto:amalaguera.unefa@gmail.com).*

*(1) Universidad Pedagógica Experimental Libertador  
Departamento de Física  
Avenida las Delicias, Maracay, Venezuela*

### RESUMEN.

En esta investigación se presentan datos experimentales sobre la transferencia de calor dentro de cinco tubos de aluminio de 12.7 mm de diámetro interno. Cada tubo contiene en su interior un tipo de aleta longitudinal en forma de rejilla diferente; con una aleta recta, con una aleta helicoidal, con aletas rectas en forma de H, con aletas rectas en forma de cruz (+) y con aletas en forma de T helicoidal. El aparato de prueba consta de 2 tubos concéntricos de 1 m de longitud. El tubo interno es de aluminio y contiene en su interior las aletas propuestas. Dentro del mismo se hace circular agua con un flujo volumétrico entre 240 y 760 l/h. Por la parte anular del tubo de prueba circula vapor como medio calefactor del tubo de aluminio. Cuatro termocuplas miden la temperatura promedio de este tubo y otras dos la temperatura del agua en la entrada y salida del tubo de prueba. De igual forma se realiza la misma experimentación en un tubo sin aletas del mismo diámetro interno, con el fin de usarlo como patrón de comparación. De los resultados del tubo sin aletas se determinaron los números de Reynolds, Prandtl y Nusselt y a través de una gráfica de la bibliografía consultada, se verifica que el equipo de prueba es confiable para realizar pruebas experimentales. El coeficiente promedio de transferencia de calor de los cinco tubos experimentados se incrementó entre 1,5 a 4,5 veces con respecto al tubo sin aletas, siendo el tubo con una aleta helicoidal donde se encontró el mayor incremento.

**Palabras Claves:** Tubos con aletas internas. Coeficiente promedio de transferencia de calor. Número de Nusselt.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



## 1. INTRODUCCIÓN

El incremento de la transferencia de calor con el uso de aletas internas en tubos para evaporadores y condensadores para equipos de refrigeración y acondicionamiento de aire y en radiadores para automóviles ha recibido especial atención en los últimos años. Una de las razones de la creciente popularidad de los tubos con aletas internas es el gran intercambio de calor con respecto al aumento en la caída de presión. Por ejemplo incrementos del coeficiente de transferencia de calor en la evaporación y condensación del refrigerante R12 entre 50 – 100 % con solo incrementos de la caída de presión de 20 a 40 % en los datos reportados por Schlager [1]. En este caso y en otros similares como los reportados por Chamra [2,3], Kuo [4] y Cavallini [5], las aletas fueron fabricadas sobre el contorno interno del tubo de forma helicoidal, y las variables geométricas experimentadas fueron el número de aletas, el ángulo de la hélice y el paso.

Otro tipo de alteas internas pero en este caso de forma longitudinal fue experimentada por Yu [6,7]. Con este tipo de alteas longitudinales onduladas dispuestas en la parte anular de un doble tubo se obtuvieron altos coeficientes convectivos en relación al mismo tubo pero sin aletas.

Wang [8], Realizó un análisis computacional de las características de la transferencia de calor y la caída de presión con tres tipos de aletas longitudinales internas (ondulado interrumpido, ondulado senoidal y plana) para Reynolds entre 904 – 4520. Los resultados numéricos indicaron que el coeficiente de transferencia de calor global en las aletas onduladas es más alto que la de aleta plana a expensas de mayor caída de presión. Entre las aletas estudiadas en esta investigación se encontró que la aleta ondulada senoidal tiene mayor rendimiento global.

Una forma nueva y novedosa de aletas para flujo interno al cual se le han denominado aletas internas en forma de rejilla fue probada por Malaguera [9]. La forma de la rejilla en esta investigación fue recta en forma de T, y se encontró un incremento en el coeficiente promedio de transferencia de calor entre 1,4 a 1,8 veces, comparado con respecto a un tubo similar pero sin aletas. En función de este precedente, se plantea la necesidad de experimentar con otras formas de rejilla como las propuestas en esta investigación: con una aleta recta, con una aleta helicoidal, con aletas rectas en forma de H, con aletas rectas en forma de cruz (+) y con aletas en forma de T helicoidal. El objetivo final que se persigue en esta investigación es encontrar cual de las formas de rejilla propuesta poseen el mayor coeficiente de transferencia de calor por convección, y de esta manera, en futuros trabajos, puedan ser aplicados para el diseño de nuevos tubos aleteados internos para equipos de intercambio de calor.

### 1.1 Nomenclatura

- A Área de transferencia de calor por convección
- $A_T$  Sección transversal del tubo con y sin aletas.
- $C_p$  Calor específico.
- D Diámetro interno del tubo.
- G Flujo de masa por unidad de área.
- $h$  Coeficiente promedio de transferencia de calor.
- $K$  Conductividad del fluido.
- L Longitud del tubo de prueba.
- $m$  Flujo de masa.
- $Nu_D$  Número de Nussel.
- $Pr$  Número de Prandtl.
- $Q$  Caudal
- $Re_D$  Número de Reynolds.
- $T_{m,o}$  Temperatura del agua de salida.
- $T_{m,i}$  Temperatura del agua de entrada.
- $T_{i,o}$  Temperatura promedio del agua entre la entrada y la salida
- $\Delta T_{ml}$  Diferencia de temperatura media logarítmica.
- $u_m$  Velocidad media del fluido.
- $\mu$  Viscosidad del fluido.
- $\rho$  Densidad

## 2. MATERIALES, MÉTODOS Y ECUACIONES.

### 2.1 Geometría y manufactura de los tubos de prueba.

En cinco tubos de aluminio de 12,7 mm de diámetro interno, 1,5 mm de espesor y 1 m de largo se insertaron las aletas propuestas. La figura 1 muestra las dimensiones de las aletas y de los tubos experimentados. El espesor de las aletas es también de 1,5 mm. El área de la sección transversal de los tubos por donde circula el agua ( $A_T$ ) y el área de transferencia de calor por convección ( $A$ ), fue calculada a partir de las dimensiones mostradas en la figura 1. La figura 2 muestra una fotografía de los cinco tubos experimentados.

Todas las aletas fueron fabricadas a partir de perfiles de aluminio e introducidas a presión dentro del tubo. Las aletas con forma de H y de cruz (+) fueron fabricadas a partir de un perfil en T a la cual se le soldó una pletina para obtener la forma deseada. Los tubos con aletas en T helicoidal y con una aleta helicoidal fueron doblados a partir de una matriz fabricada especialmente para este fin y luego introducidos dentro del tubo. Todo el proceso de fabricación fue completamente artesanal.

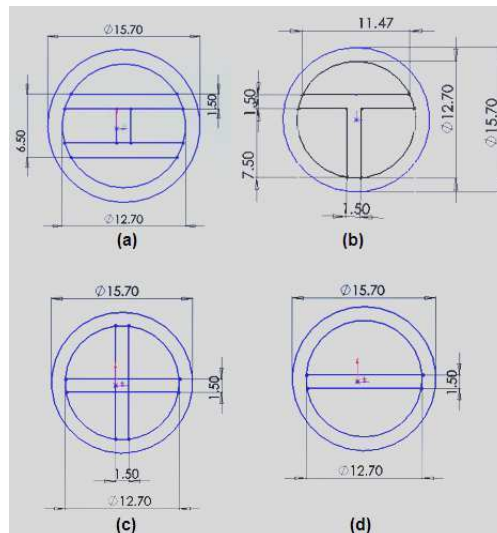


Figura 1. Aletas internas en forma de rejilla. (a) En H. (b) En T helicoidal. (c) En cruz (+). (d) Una aleta recta y una aleta helicoidal



Figura 2. Fotografía de los tubos con aletas internas en forma de rejilla

## 2.2 EQUIPO DE PRUEBA

El equipo usado para esta experimentación consta básicamente de dos sistemas: el de suministro de vapor y el de suministro de agua. El de vapor consiste de un generador instantáneo de vapor del tipo de electrodos sumergidos para corriente alterna trifásica, con regulación de carga y de presión con comando sobre la bomba de alimentación y sobre el interruptor de línea. El agua contenida en la caldera del generador actúa como resistencia y se calienta con el paso de corriente entre los electrodos. Una bomba de desplazamiento positivo alimenta agua a la caldera hasta un nivel controlado por un presostáto. La presión de trabajo en la caldera se regula de manera manual.

El de suministro de agua (figura 3), posee dos tanques de almacenamiento de agua (tanques A y B), conectado cada uno a una bomba radial de  $\frac{3}{4}$  HP (bombas A y B). Un indicador de flujo permite leer el caudal de agua que puede ser controlado por dos válvulas manuales de retorno a los tanques (V1 y V2). Las válvulas V3, V4, V5 y V6 permite circular el flujo de agua dentro del tubo de prueba en un sentido o en el otro; estas válvulas no se usan en esta experimentación por lo tanto se mantendrán V4 y V5 cerrada y V3 y V6 abierta en todo el experimento. A la salida de la sección de prueba existe un intercambiador de calor agua-aire para enfriar el agua que se retorna al tanque principal del laboratorio (depósito de agua del sistema con capacidad de 900 l).

La sección de prueba como se mencionó anteriormente consiste de un intercambiador de calor de tubos concéntricos dentro del cual circula el agua, y en la sección anular vapor. Dos termocuplas se encuentran instaladas para medir la temperatura del agua en la entrada y salida de la sección de prueba y otras cuatro montadas sobre el tubo de aluminio con el fin de medir la temperatura superficial del mismo. El vapor eleva la temperatura del tubo de aluminio entre 90 y 93 °C. Un detalle esquemático de la sección de prueba se muestra en la figura 4.

## 2.3 Procedimiento experimental.

Para comenzar el experimento primero se energiza el generador de vapor y después de alcanzar una presión de 2,5 bar se enciende el sistema de agua que alimenta el tubo de prueba. A través de una válvula ubicada a la salida del generador de vapor (V7), se permite el paso de vapor hacia el tubo de prueba y se espera aproximadamente de 20 a 30 min que se estabilice el sistema. La válvula V8 permite el paso de vapor hacia el depósito de agua condensada. Se varía el flujo volumétrico de agua de 240 a 760 l/h con las válvulas que permite el retorno a los tanques A o B. Para cada prueba se toman datos de temperatura del agua a la entra y salida del tubo de prueba (T1 y T2). La temperatura superficial del tubo es el promedio de las cuatro temperaturas censadas sobre el mismo. (Ver figura 4).

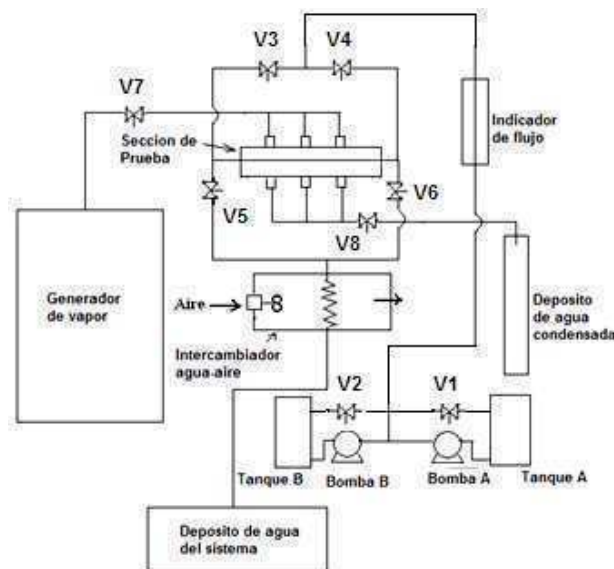


Figura 3. Esquema del equipo de prueba

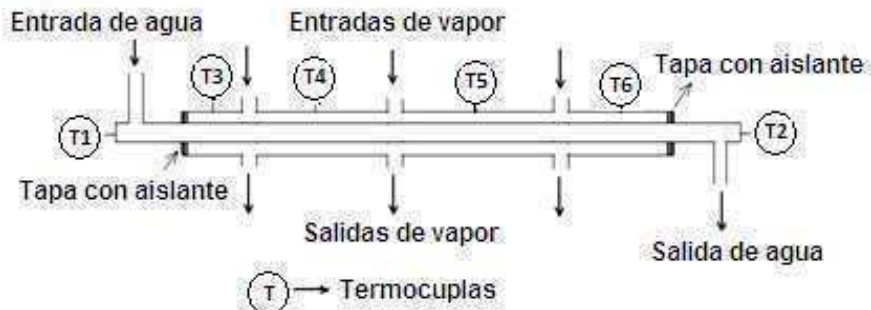


Figura 4. Detalle esquemático de la sección de prueba.

## 2.4 Ecuaciones

### 4.4.1 Números adimensionales

Durante el desarrollo de esta investigación se usaron algunos números adimensionales como son: el número de Reynolds, el número de Prandtl y el número de Nussel.

El número de Reynolds para el flujo en un tubo circular se define como: [10]

$$Re = \frac{\rho \cdot u_m \cdot D}{\mu} \quad (1)$$

Donde  $u_m$  es la velocidad media del fluido sobre la sección transversal del tubo,  $\rho$  la densidad,  $\mu$  la viscosidad y  $D$  el diámetro del tubo (12.7 mm).

El número de Prandtl se determina mediante: [11]

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (2)$$

Donde  $c_p$  y  $k$  son el calor específico y la conductividad del fluido.

Para tubos pulidos con flujo turbulento completamente desarrollado, Holman [11] recomienda la siguiente relación para el número de Nussel (Ecuación de Dittus y Boelter):

$$Nu_d = 0,023 \cdot Re_d^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (3)$$

En estas ecuaciones las propiedades se evalúan a la temperatura global del fluido ( $T_m$ ). La velocidad media del fluido  $u_m$  se determina mediante:

$$u_m = \frac{Q}{A_T} \quad (4)$$

Donde  $A_T$  es la sección transversal del tubo.

### 2.4.2 Coeficiente promedio de transferencia de calor.

Incropera [10] recomienda la siguiente expresión para el cálculo del coeficiente promedio de transferencia de calor dentro de un tubo con temperatura superficial constante:

$$h = \frac{m \cdot c_p}{A} \cdot \frac{(T_{m,o} - T_{m,i})}{\Delta T_{ml}} \quad (5)$$

Donde  $m$  es el flujo másico de agua y  $\Delta T_{ml}$  la diferencia de temperatura media logarítmica las cuales se determinan mediante:

$$m = \rho \cdot Q \quad (6)$$

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



$$\Delta T_{ml} = \frac{T_s - T_{m,o} - T_s - T_{m,i}}{\ln \frac{T_s - T_{m,o}}{T_s - T_{m,i}}} \quad (7)$$

La longitud del tubo de prueba  $L = 1$  m

El flujo másico por unidad de área viene dado por:

$$G = \frac{m}{A_T} \quad (8)$$

El área de la sección transversal del tubo sin aletas es  $\pi_4 D^2$  y el de la sección transversal del tubo con aletas es  $\pi_4 D^2 - A_{transv \text{ con aletas}}$ , donde  $A_{transv \text{ con aletas}}$  es el área de la sección transversal de las aletas que se determinó a partir del plano de la figura 2. El uso de la ecuación 5 para el cálculo del coeficiente convectivo del tubo con aletas se realizó con el área del desarrollo del tubo más el área del contorno de las aletas a lo largo de 1m de tubo.

## 2.5 RESULTADOS

### 2.5.1 Resultados del tubo liso

La experimentación se inicia con el tubo sin aletas, y el propósito de este montaje es usarlo para verificar la confiabilidad del equipo y también usarlo como patrón de comparación con los tubos con aletas. La tabla 1 muestra los datos experimentales del tubo sin aletas. A partir de estos valores se calcularon los números adimensionales de Reynolds, Prandtl y Nussel con las ecuaciones 1, 2 y 3, evaluando las propiedades del agua a la temperatura promedio entre la entrada y la salida ( $T_{m,i}$  y  $T_{m,o}$ ). Los valores de las propiedades del agua en la tabla 2 fueron tomados de Gengel [12].

Tabla 1. Datos experimentales del tubo sin aletas

$Q\left(\frac{l}{h}\right)$	$T_{m,i} (^{\circ}\text{C})$	$T_{m,o} (^{\circ}\text{C})$	$T_s (^{\circ}\text{C})$
240	25,9	34,4	92,4
280	25,8	33,8	92,5
320	25,5	33,1	92,3
360	25,2	32,5	92,4
400	25,3	31,9	91,7
440	25,1	31,3	92,1
480	25,1	30,9	92,1
520	25,1	30,5	92
560	25,2	30,3	91,9
600	25	29,8	92
640	25,1	29,6	91,3
680	25,1	29,4	91,9
720	25	29,1	92,1
760	24,9	28,9	92,1

### 2.5.2 Comprobación del equipo de prueba.

En este punto es conveniente resaltar la importancia que tiene el hecho de realizar correctas mediciones con el equipo de prueba. Según López [13] una forma de verificar el buen funcionamiento de un equipo de prueba, es fabricar un Intercambiador de Calor que pueda ser evaluado con las bibliografías existentes en el área y que sea de fácil construcción. La figura 5 representa la correlación típica de datos para convección forzada en tubos lisos con flujo turbulento tomada de Holman [11]. Como se observa, el área encerrada por la circunferencia de color azul muestra la coincidencia de los datos experimentales (puntos rojos) obtenidos del equipo de prueba con los

puntos de la gráfica de Holman.. Con esto queda demostrado que las mediciones hechas con el equipo de prueba para este experimento son aceptable.

Tabla 2. *Propiedades del fluido para el tubo sin aletas y valores de Reynolds, Prandtl y Nussel.*

$T_{l,o} (°C)$	$\rho (\frac{kg}{m^3})$	$\mu (\frac{kg}{m \cdot s})$	$k (\frac{W}{m \cdot °C})$	$C_p (\frac{J}{kg \cdot °C})$	$Re$	$Pr$	$Nu$
30,15	995,74	0,00078786	0,61604	4178	8447,18568	5,3432879	62,2616891
29,8	995,8	0,0007902	0,6158	4178	9826,45851	5,36124651	70,36420196
29,3	995,94	0,00079566	0,61524	4178	11154,7419	5,40320441	78,11888126
28,85	996,04	0,00080172	0,61468	4178,08	12455,4797	5,44942132	85,61628085
28,6	996,03	0,00080079	0,61476	4178,06	13855,3553	5,44236559	93,18307843
28,2	996,07	0,00080451	0,61444	4178,14	15171,0272	5,47059991	100,4046455
28	996,11	0,00080823	0,61412	4178,22	16474,6982	5,49886464	107,4709336
27,8	996,13	0,00081009	0,61396	4178,26	17806,9684	5,51300841	114,4867664
27,75	996,19	0,00081567	0,61348	4178,38	19046,6943	5,55548545	121,1915477
27,4	996,23	0,00081939	0,61316	4178,46	20315,3404	5,58384164	127,8675536
27,35	996,27	0,00082311	0,61284	4178,54	21572,6276	5,61222841	134,4325411
27,25	996,36	0,00083148	0,61212	4178,72	22692,2357	5,67621072	140,6219347
27,05	996,37	0,00083241	0,61204	4178,74	24000,47	5,68332946	147,1447484
26,9	996,52	0,00084636	0,61084	4178,96	24920,0195	5,79023081	152,7723957

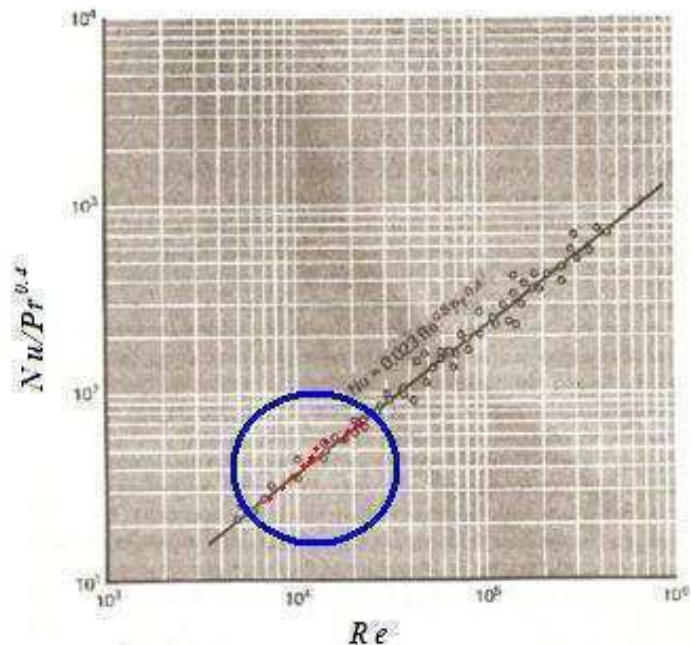


Figura 5. *Datos experimentales del tubo sin aletas graficados sobre la curva de Holman [11]*

### 2.5.3 Resultados de los tubos con aletas.

Se procedió a realizar la toma de datos de los tubos con aletas, a partir de los mismos valores de caudal que se realizaron con el tubo sin aletas. Los resultados se muestran en la tabla 3.

Se determinó el flujo másico de agua y la diferencia de temperatura media logarítmica con las ecuaciones 6 y 7. Se evaluó para cada prueba y para cada tubo el coeficiente promedio de transferencia de calor y el flujo másico de agua por unidad de área del tubo con aletas con las ecuaciones 5 y 8. El área del tubo con aletas fue calculada a partir de la geometría mostrada en la figura 1; esta corresponde a la suma de las tres secciones en que se dividió el área interna de la

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



tubería. Para poder comparar los coeficientes de transferencia de calor de los tubos con y sin aletas, se graficaron estos resultados en un sistema  $h$  vs  $G$ , tal como se muestra en la figura 6.

Estos resultados muestran claramente un incremento del coeficiente de transferencia de calor por convección en los cinco tubos con aletas internas en forma de rejilla con respecto al tubo sin aletas. Este incremento en el coeficiente promedio de transferencia de calor en los cinco tubos fue de 1,3 a 4,5 veces más grande.

La figura 7 muestra el Factor de Intercambio. El Factor de Intercambio (FI), se define como la relación entre el coeficiente promedio de transferencia de calor del tubo con aletas internas y el tubo sin aletas [14]. Este parámetro muestra que el mayor factor de intercambio se obtiene para el tubo con una aleta helicoidal. Por otra parte la grafica tambien muestra que los tubos con aletas en forma de cruz y H son los que presentan menor ganancia termica.

Tabla 3. Datos experimentales de los tubos con aletas

$Q\left(\frac{l}{h}\right)$	Una aleta recta			Aletas en forma de cruz (+)			Aletas en forma de H		
	$T_{m,i}$ (°C)	$T_{m,o}$ (°C)	$T_s$ (°C)	$T_{m,i}$ (°C)	$T_{m,o}$ (°C)	$T_s$ (°C)	$T_{m,i}$ (°C)	$T_{m,o}$ (°C)	$T_s$ (°C)
240	23,6	51,9	92,2	24,7	48,7	92,3	26,2	48,3	93
280	23,8	51,6	93,6	25,2	46,2	92	25,8	46,6	91,8
320	23,7	49,1	92,7	25,3	44,6	92,4	26,1	45,6	92,9
360	23,1	47,3	93,1	25,1	43	92,9	25,9	44,4	91,5
400	23,8	46,2	93,2	24,8	41,3	93,1	25,7	43,8	93
440	23,8	44,6	93,2	24,7	41,1	91,9	25,8	42,1	91,5
480	23,8	43,5	92,9	25,2	40,7	92,5	25,9	41,1	91,8
520	23,9	42,7	93,8	25,3	40,1	93,3	25,7	40	92
560	24,2	41	90,5	25,8	39,7	93,2	25,2	38,9	92,4
600	23,8	39,6	90	26,1	39,2	93,1	25,8	38,7	92,8
640	23,1	38,5	91,4	25,6	38,3	93	25	37,6	93,2
680	25,1	39,4	91,3	25,6	38,1	93,3	25,1	36,9	91,5
720	23,3	37,5	92,5	25,8	37,8	92,1	25	36,3	91,5
760	23,1	37,2	91,5	25,7	37,3	92,7	25,1	35,9	91,3
	Aletas en forma de T helicoidal			Con una aleta helicoidal					
$Q\left(\frac{l}{h}\right)$	$T_{m,i}$ (°C)	$T_{m,o}$ (°C)	$T_s$ (°C)	$T_{m,i}$ (°C)	$T_{m,o}$ (°C)	$T_s$ (°C)			
240	24,3	51,5	92	23,5	61,6	93,9			
280	24,1	50,1	92,3	23,7	59,9	93,2			
320	24,7	47,8	92	23,5	59,1	93,6			
360	24,1	47,1	92,8	23,6	58,4	93,6			
400	24,4	46,2	92,7	23,6	57,1	93,7			
440	24,3	45,8	92,8	23,6	57,1	93,2			
480	24,9	45,1	92,6	23,4	56,4	92,7			
520	24,1	43,3	91,8	23,5	55,2	93,1			
560	24,2	42,3	91,6	23,7	54,4	92,6			
600	24	41,3	91,7	23,9	53,9	92,8			
640	24	40,5	91,7	24	52,4	92,3			
680	24,1	39,8	91,6	23,5	50,9	92,1			
720	24	39	91,7	23,3	49,7	92,3			
760	24,1	38,4	91,6	23,6	48,7	92			

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
INGENIERIA  
DE LAS  
INGENIERIAS

**FoDAMI**

Tabla 4. Resultados de los tubos con aletas internas en forma de rejilla

Una aleta recta				Aletas en forma de cruz (+)			Aletas en forma de H		
$Q(\frac{l}{h})$	$G(\frac{kg}{m^2.s})$	$h(\frac{W}{m^2.C})$	FI	$G(\frac{kg}{m^2.s})$	$h(\frac{W}{m^2.C})$	FI	$G(\frac{kg}{m^2.s})$	$h(\frac{W}{m^2.C})$	FI
240	615,1	3649,3	3,8	729,1	1542,0	1,6	775,0	1293,9	1,4
280	717,6	4066,9	3,9	851,0	1548,7	1,5	904,6	1422,9	1,4
320	820,5	4202,6	3,8	972,8	1590,9	1,4	1033,9	1483,1	1,3
360	923,5	4372,2	3,6	1094,8	1618,2	1,3	1163,5	1601,7	1,3
400	1026,2	4463,9	3,7	1216,9	1622,6	1,3	1293,0	1683,0	1,4
440	1129,2	4490,6	3,6	1338,7	1806,0	1,5	1422,7	1685,7	1,4
480	1232,1	4616,0	3,7	1460,4	1843,3	1,5	1552,4	1691,3	1,3
520	1334,9	4669,7	3,7	1582,2	1872,6	1,5	1682,2	1698,1	1,3
560	1438,0	4690,2	3,6	1703,9	1897,6	1,5	1812,1	1716,7	1,3
600	1541,3	4691,4	3,6	1825,7	1915,3	1,5	1941,4	1725,1	1,3
640	1644,7	4692,3	3,6	1948,0	1961,1	1,5	2071,6	1758,2	1,3
680	1746,4	4744,7	3,6	2069,8	2037,2	1,6	2201,4	1789,7	1,4
720	1850,5	4746,9	3,6	2191,6	2110,0	1,6	2331,2	1804,0	1,4
760	1953,5	5036,3	3,7	2313,4	2120,7	1,6	2460,9	1821,1	1,3
Aletas en forma de T helicoidal				Con una aleta helicoidal					
$Q(\frac{l}{h})$	$G(\frac{kg}{m^2.s})$	$h(\frac{W}{m^2.C})$	FI	$G(\frac{kg}{m^2.s})$	$h(\frac{W}{m^2.C})$	FI			
240	673,9	2052,8	2,2	616,8	3235,9	3,4			
280	786,5	2238,2	2,2	719,6	3565,4	3,4			
320	899,1	2241,0	2,0	822,5	3926,8	3,5			
360	1011,8	2445,0	2,0	925,5	4284,1	3,6			
400	1124,3	2562,4	2,1	1028,3	4499,9	3,7			
440	1236,9	2761,9	2,2	1131,1	5000,4	4,0			
480	1349,3	2834,4	2,3	1234,0	5373,5	4,3			
520	1462,5	2891,6	2,3	1336,9	5472,0	4,3			
560	1575,3	2920,3	2,3	1439,8	5719,0	4,4			
600	1688,3	2953,3	2,3	1542,7	5939,2	4,6			
640	1801,1	2982,5	2,3	1645,6	5957,3	4,6			
680	1913,9	3003,6	2,3	1748,6	6004,5	4,6			
720	2027,5	3010,4	2,3	1851,5	6013,6	4,6			
760	2139,7	3019,6	2,2	1954,6	6019,2	4,5			

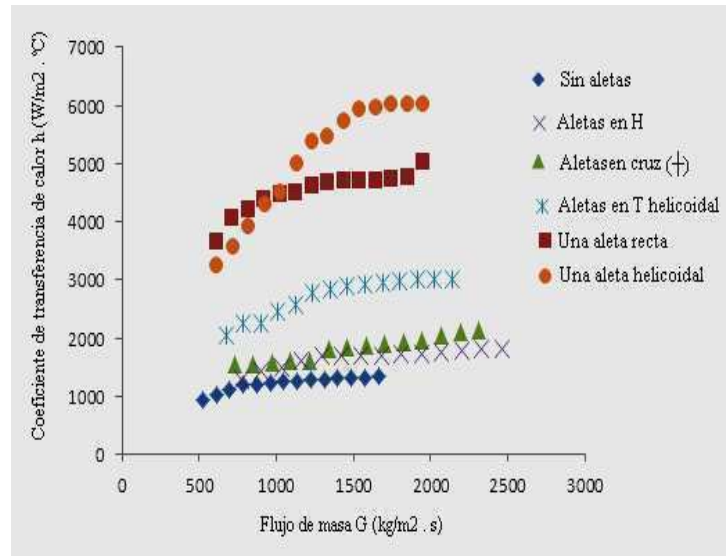


Figura 6. Coeficiente de transferencia de calor para los tubos con y sin aletas.

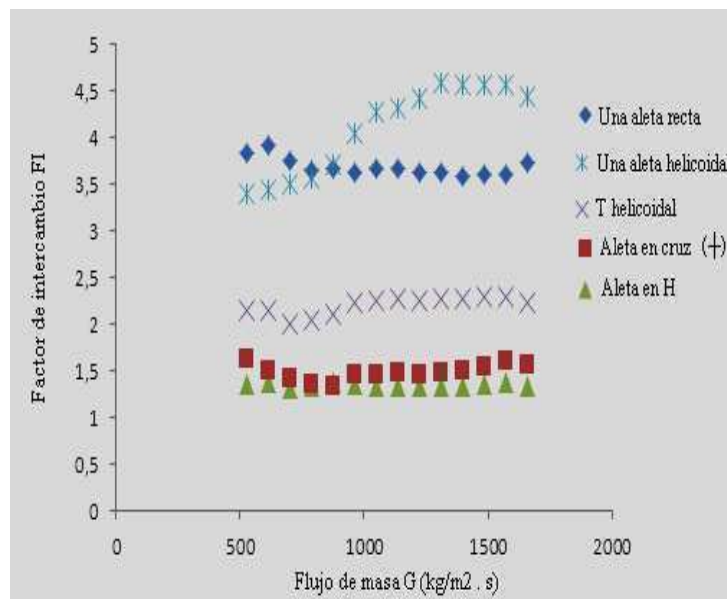


Figura 7. Factor de intercambio

### 3. CONCLUSIONES.

Se realizó una amplia revisión bibliográfica sobre el mejoramiento de la transferencia de calor en flujo interno como producto de la adición de aletas tanto en forma helicoidal como longitudinal. Se encontró que las aletas longitudinales internas en forma de rejilla representan una forma nueva y novedosa para incrementar el coeficiente de transferencia de calor por convección.

Se determinaron los números adimensionales de Reynolds, Prandtl y Nusselt con un tubo de aluminio de 12.7 mm sin aletas internas y a través de una gráfica de la bibliografía consultada, se demostró que el equipo de prueba usado en esta investigación es confiable para realizar estudios experimentales.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



De acuerdo con los resultados obtenidos se encontró que en los tubos con aletas internas en forma de rejilla, como son: con una aleta recta y con una aleta helicoidal se consiguieron incrementos entre 3,5 y 4,5 veces con respecto a un tubo similar pero sin aletas. El tubo en forma de T helicoidal mejora la transferencia de calor entre 2 y 2,3 veces, mientras que en los tubos con forma de cruz (+) y forma de H sólo se consiguen incrementos en el coeficiente de transferencia de calor por convección entre 1,3 y 1,5 veces con respecto al mismo tubo sin aletas.

## 4. REFERENCIAS.

- [1] Schlager, L.; Pate, M.; Bergles, A. (1990). "Evaporation and condensation heat transfer and pressure drop in horizontal, 12.7 mm microfin tubes with refrigerant 22". *Journal of Heat Transfer*. Volumen 112, páginas 1041-1047. USA.
- [2] Chamra, L.; Webb, R., Randlett, M. (1995). "Advanced micro-fin tubes for evaporation", *Int J Heat and Mass Transfer*, Volumen 39, No 9, páginas 1827 – 1838. USA.
- [3] Chamra, L.; Webb, R., Randlett, M. (1995). "Advanced micro-fin tubes for condensation", *Int J Heat and Mass Transfer*, Volumen 39, No 9, páginas 1839 – 1846. USA.
- [4] Kuo, C., Wang, C. (1996). "In tube evaporation of HCFC-22 in a 9.52 mm micro-fin/smooth tube", *Int J Heat and Mass Transfer*, Vol 39, No 12, pp 2559 – 2569. Great Britain.
- [5] Cavallini, A.; Del Col, D.; Mancin, S., Rossetto, L. (2009). "Condensation of pure and near-azeotropic refrigerants in microfin tubes: A new computational procedure", *International Journal of Refrigeration*, Volumen 32, páginas 162-174. USA
- [6] Yu, B; Tao, W. (1999). "Experimental study on the pressure drop and heat transfer characteristics of tubes with internal wave-like longitudinal fins", *Heat and Mass Transfer*, Volumen 35, N° 1, páginas 65-73. USA
- [7] Yu, B; Tao, W. (2004). "Pressure drop and heat transfer characteristics of turbulent flow in annular tubes with internal wave-like longitudinal fins", *Heat and Mass Transfer*, Volumen 40, páginas 643-651, 2004. USA.
- [8] Wang, Q; Lin, M; Zeng, M; Tian L. (2008). "Computational analysis of heat transfer and pressure drop performance for internally finned tubes with three different longitudinal wavy fins", *Heat and Mass Transfer*, Volumen 45, N° 2, páginas 147-156. USA.
- [9] Malaguera, A; Lopez, E. (2011). "Estudio experimental de la transferencia de calor dentro de un tubo de aluminio de 12,7 mm con aletas longitudinales internas en forma de rejilla", *IX congreso anual de ingeniería ASME USB 2011*. Caracas, Venezuela.
- [10] Incropera, Frank; DeWitt, David. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. México. Cuarta edición. Prentice Hall, México
- [11] Holman, J. (1998). *Transferencia de calor*. México. Novena edición. Compañía editorial continental. México.
- [12] Celgel, Yunus. (2004). *Transferencia de calor*. Segunda edición. McGraw-Hill Interamericana. México.
- [13] López, Emilio. (2003) "Determinación Experimental del efecto del corrugado en las aletas Helicoidales sobre el flujo de calor", Tesis de Maestría, Universidad Simón Bolívar, Caracas, Venezuela.
- [14] Bukasa, Jean-Pierre; Liebenberg, Leon; Meyer, Josua. (2005). "Influence of Spiral Angle on Heat Transfer during Condensation inside Spiralled Micro-finn Tubes", *Heat Transfer Engineering*, Volumen 26, fascículo 7, páginas 11 – 21. USA

## Agradecimientos

Los autores de este trabajo desean agradecer la colaboración de los alumnos del 6to semestre de ingeniería aeronáutica del periodo académico 2-2011 de la Universidad Nacional Experimental Politécnica de la Fuerza Armada, sede Maracay, quienes ayudaron en la fabricación de los tubos y en el montaje de los experimentos.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica III CAIM 2012



## MODELACIÓN DE UN SISTEMA DISH/STIRLING PARA LA GENERACION DE ENERGIA ELECTRICA

Mendoza. Luis. S. C<sup>\*</sup>., Vidal. Juan. R<sup>\*(1)</sup>., Cobas Vladimir. M, Lora Electo. E. S.

*Universidad Federal de Itajubá,  
[sebasmen@hotmail.com](mailto:sebasmen@hotmail.com),  
[vlad@unifei.edu.br](mailto:vlad@unifei.edu.br), [electo@unifei.edu.br](mailto:electo@unifei.edu.br)  
Av. BPS, 1303, Bairro Pinheirinho, Itajubá – MG, Brasil*

<sup>(1)</sup>Universidad Autónoma de Occidente.  
Departamento de Energética y Mecánica  
[jrvidal@uao.edu.co](mailto:jrvidal@uao.edu.co)  
Km. 2 Vía Cali - Jamundí. PBX: (057) (2) 318 8000. Cali, Colombia.

### RESUMEN

Este trabajo presenta una metodología de cálculo de un sistema Dish/Stirling a partir de la variación de factores climáticos que intervienen en el comportamiento térmico, como la velocidad del viento, la temperatura ambiente y la irradiación solar. Modelos matemáticos, previamente validados, del disco solar y del motor Stirling son incorporados a esta metodología con el fin de proyectar el sistema Dish/Stirling para operar en la ciudad de Itajubá en el estado de Minas Gerais, Brasil. Los factores climáticos de todo el año 2010 fueron suministrados por la estación meteorológica de la Universidad Federal de Itajubá (UNIFEI-BRASIL). Como resultado de este trabajo se tiene el diseño de un sistema de generación de energía eléctrica con capacidad de 5,3 kW, utilizando un disco paraboloide de 7,3 metros de diámetro y un motor Stirling tipo alfa. En la elaboración de los modelos matemáticos se utilizó MATLAB y FORTRAN como herramientas matemáticas.

**Palabras Claves:** Irradiación solar, Motor Stirling, Colector solar, Geometría solar, Balance térmico.

## 1. INTRODUCCIÓN

Es predecible que las fuentes de energía a base de petróleo, gas natural y carbón se agotarán en un futuro próximo, incluso ni las estimativas más optimistas de las reservas adicionales justifican su uso continuo [1]. Además es evidente que el desarrollo industrial y socioeconómico de un país depende fuertemente de las soluciones del problema de suministro de energía eléctrica. Por este motivo, varias alternativas de energía renovable ya comenzaron a surgir, buscando atender la demanda de energía en el mundo.

La energía solar se presenta como una de las soluciones energéticas para el planeta, además de ser una fuente inagotable, totalmente limpia que promueve la total preservación del medio ambiente. En este contexto surge la necesidad de buscar mecanismos eficientes y competitivos para la utilización de este tipo de energía renovable, fomentando el desarrollo y la mejora de las tecnologías en uso. Entre las tecnologías renovables se encuentran los sistemas térmicos solares de alta temperatura, propiamente los sistemas Dish/Stirling [2]. Estos sistemas están conformados por tres elementos: un espejo colector, una superficie receptora para la conversión de energía térmica y un motor Stirling acoplado a un generador. Los sistemas Dish/Stirling están evolucionando en Europa y los Estados Unidos, EUA, para la construcción de unidades independientes con potencias de salida entre 5-25 kW y alta eficiencia de conversión de luz solar en electricidad entre 20- 30% en condiciones nominales de operación, además de alcanzar relaciones de concentraciones geométricas superiores de 3000 soles, lo que permite alcanzar temperaturas entre 650 a 860 °C [3]. Los motores Stirling vienen pasando por una gran evolución tecnológica alcanzando eficiencias entre 30 e 40% [4].

Nomenclatura		Subíndices	
$A_a$	Área de abertura, m <sup>2</sup>	St	Número de Stanton
$A_r$	Área del receptor en el motor Stirling, m <sup>2</sup>	T	Temperatura
$A_c$	Área transversal	$T_a$	Temperatura ambiente, K
$C_h$	Altura de proyecto del receptor, m	$T_{sky}$	Temperatura del aire, K
$C_{max}$	Concentración máxima geométrica	$T_r$	Temperatura del receptor, K
$D_p$	Diámetro de la parábola, m	Trf(3)	(2) – pérdidas por fricción en el intercambiador frío.
$D_r$	Diámetro del receptor, m	Trc(4)	(3) – pérdidas por fricción en el intercambiador caliente
Dhi	Diámetro de hilo	Trg(5)	(4) – pérdidas por fricción en el regenerador
f	Distancia focal, m	Tcan(6)	(5) – pérdidas por fricción en los tubos conectores lado frío.
$f_s$	Factor de sombra	V	Velocidad
$h_c$	Constante de convección	<b>Símbolos griegos</b>	
$\Delta T$	Diferencia de temperatura	$\xi$	Factor de pérdida por fricción
K	Conductividad térmica	$\omega$	Velocidad del motor
L	Longitud	$\eta_r$	Eficiencia del regenerador
Lre	Longitud de regenerador	$\eta_o$	Eficiencia óptica
$\dot{m}$	Flujo de masa	$\eta_{IR}$	Eficiencia Stirling
Mec(2)	(1) - pérdidas mecánicas	$\eta_c$	Eficiencia del colector
$m_w$	Número de malla	$\eta_{rec}$	Eficiencia del receptor
P	Presión media del gas de trabajo	$\eta_{sistema}$	Eficiencia del sistema
PotAdi(1)	Potencia de salida del modelo adiabático	$\xi$	Factor de pérdida por fricción
Potsal	(6) – pérdidas por histéresis en las cámaras de expansión y compresión.	$\phi_r$	Angulo de borde, rad
PotNeta	Potsal- pérdidas por presión en el exterior del intercambiador de calor caliente.	$\tau_{abs}$	Transmitancia
Q	Calor intercambiado	$\alpha_{abs}$	Absortividad
$Q_{abs}$	Energía en el absorbedor, W	$\varepsilon$	Emisividad

$Q_{\text{Convección}}$	Pérdidas por convección, W	$\sigma$	Constante Stefan-Boltzmann,
$Q_{\text{Radiación}}$	Pérdidas por radiación, W	$\rho$	Densidad
$Q_{\text{perd}}$	Pérdidas de calor, W	$\omega$	Velocidad del motor
$Q_{\text{util}}$	Energía útil, W	$\eta_r$	Eficiencia del regenerador
$r_r$	Radio de borde, m		
Rt	Resistencia térmica total		
S	Perímetro del ducto		

## 2. METODOLOGÍA DE CÁLCULO

Este trabajo desarrolla una metodología de cálculo para el dimensionamiento de un sistema de generación de energía eléctrica utilizando sistemas Dish/Stirling. Para elaborar esta metodología se consideraron algunos factores climáticos como: velocidad del viento, temperatura ambiente y la irradiación solar de la ciudad de Itajubá M.G-Brasil. Esta metodología esta estructurada en 7 etapas que son mostradas en la figura 1.



Figura 1. Metodología de cálculo para sistemas Dish/Stirling

La primera etapa, cuadro A, está representada por la potencia de diseño requerida a la salida del sistema. El sistema se proyectó partiendo del requerimiento energético de 5 kWel. Potencia fijada por los autores como un objetivo preliminar de generación a partir de energía solar dentro del proyecto “Sistema Híbrido Solar-Biomasa” que en la actualidad es desarrollado por el Núcleo de Excelencia en Generación Termoeléctrica y Distribuida (NEST) de la Universidad Federal de Itajubá.

Cumplida la primera etapa, se realiza un estudio del comportamiento climático (Cuadro B) del local donde será ubicado el sistema de generación, para determinar la viabilidad de implementación de esta tecnología para las condiciones climáticas antes fijadas. El cuadro C representa la proyección geométrica del Colector/Receptor, este diseño es importante porque influye directamente en el balance térmico del sistema. El cuadro D representa un análisis térmico para la verificación de la geométrica proyectada anteriormente, basándose en modelos matemáticos validados previamente. En la siguiente etapa se proyecta el motor Stirling tomando como base los resultados del análisis térmico del sistema Colector/Receptor. El comportamiento del motor Stirling proyectado (Cuadro F) es simulado con un modelo matemático previamente validado. Finalmente, viene la etapa construcción y testes del sistema.

### 2.1 Irradiación solar para la ciudad de Itajubá

La irradiación solar varía al variar la masa de aire, que cambia constantemente desde el amanecer hasta el anochecer [5]. La figura 2 muestra la variación de la irradiación solar para un día típico en la ciudad de Itajubá. El comportamiento de la irradiación solar está afectado por diferentes factores climáticos como la velocidad del viento, nubosidad frecuente, pluviosidad, etc., disminuyendo la

cantidad de flujo energético.

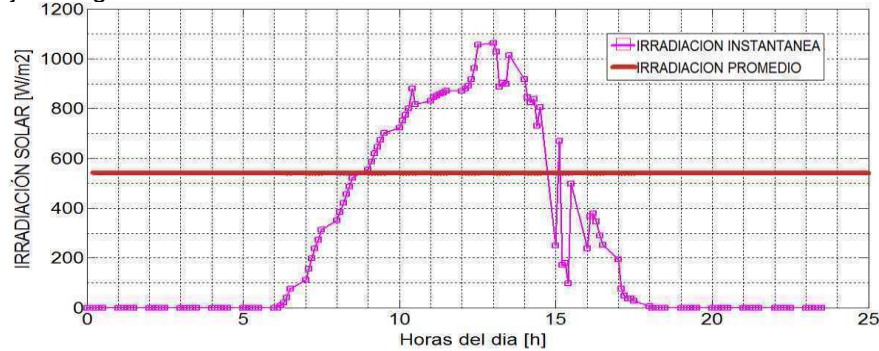


Figura 2. Variación de la irradiación solar en la ciudad de Itajubá durante el día 14/04/2010

## 2.2 Proyección del disco colector

El diseño del disco paraboloide de revolución, se realizó a partir de datos de irradiación solar y de la potencia eléctrica requerida por el motor Stirling, teniendo en cuenta todos los parámetros geométricos como se muestra en la figura 3.

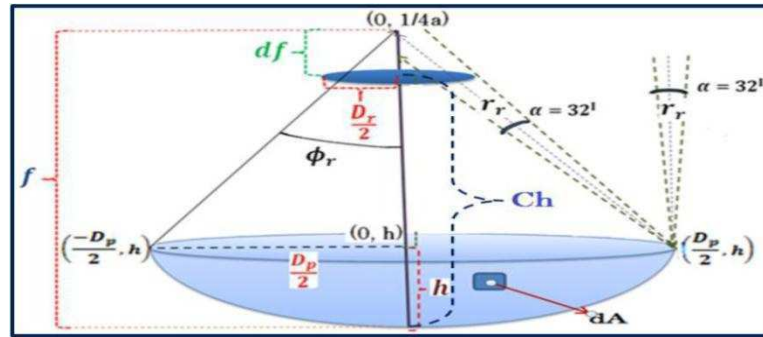


Figura 3. Distancias equivalentes del Colector/Receptor solar

El modelo geométrico está basado en fórmulas matemáticas presentadas en la tabla 1, que ayudan a establecer la forma y dimensión correcta a fin de determinar una buena interceptación de los rayos solares para maximizar la energía en la superficie del receptor.

Tabla 1. Ecuaciones matemáticas utilizadas en el modelo geométrico

<b>Superficie del colector/Receptor</b>	$A_a = \frac{\pi}{4} D_p^2 ; \quad A_r = \frac{\pi}{4} D_r^2$	(1)	[6]
<b>Angulo de borde</b>	$\phi_r = \tan^{-1} \left( \frac{f/D_p}{(16(f/D_p)^2 - 1)} \right)$	(2)	[7]
<b>Distancia focal de diseño</b>	$C_h = f - \left( f - \frac{1}{4f} * \frac{D_p^2}{4} \right) \frac{D_r}{D_p}$	(3)	[8]
<b>Concentración solar</b>	$C_{max} = \left( \frac{\sin \phi_r \cos(\phi_r + 0,267^\circ + \frac{\delta}{2})}{\sin(0,267^\circ + \frac{\delta}{2})} \right)^2$	(4)	[9]

Este modelo geométrico arrojó resultados mostrados en la tabla 2. Estos resultados son similares a los del sistema comercial SBP "Schlaich Bergermann auf Partner" (Stine & Diver, 1994).

Tabla 2. Resultados obtenidos para el diámetro de diseño

<b>Diámetro del colector [m]</b>	<b>7.3</b>
Superficie del colector [m <sup>2</sup> ]	41.854
Angulo de borde [rad]	0.7896
Foco geométrico [m]	4.38
Foco de diseño 1 [m]	4.29
Concentração geométrica	9544
Concentración de diseño	1800
Concentración real	1624
Diámetro del receptor [m]	0.173
Superficie del receptor [m <sup>2</sup> ]	0.023

### 2.3 Modelo térmico del Colector/Receptor

En el sistema Dish/Stirling, el intercambio de energía entre la superficie del receptor y la superficie del intercambiador de calor caliente del motor, presentan la mayoría de pérdidas térmicas en todo el sistema. El modelo está basado en fórmulas fundamentales que permiten simular el balance térmico para condiciones climáticas reales. En la tabla 3 se muestran las principales ecuaciones utilizadas para el cálculo del análisis térmico.

Tabla 3. Ecuaciones matemáticas utilizadas para el balance energético

<b>Energía Útil</b>	$Q_{util} = Q_{abs} - Q_{perd}$	(5)	[10]
<b>Energía en el absorbedor</b>	$Q_{abs} = \eta_o * A_a * G_b$	(6)	[10]
<b>Eficiencia óptica</b>	$\eta_o = [f_s * \rho * \gamma * \cos \theta_i] * \tau_{abs} * \alpha_{abs} * F$	(7)	[11]
<b>Pérdidas de calor</b>	$Q_{perd} = (Q_{Radiação} + Q_{Convecção})$	(8)	[11]
<b>Eficiencia del colector</b>	$\eta_{conc} = f_s (\cos \theta_i) \rho \phi$	(9)	[12]
<b>Pérdidas por radiación</b>	$Q_{Radiação} = \varepsilon * \sigma * A_r * (T_r^4 - T_{sky}^4)$	(10)	[4]
<b>Pérdidas por convección</b>	$Q_{Convecção} = h_c * A_r * (T_r - T_a)$	(11)	[4]
<b>Eficiencia del motor</b>	$\eta_{IT} = k_s \left(1 - \frac{T_c}{T_{rec}}\right)$	(12)	[4]

### 3. RESULTADOS DEL MODELO MATEMÁTICO DEL SISTEMA DISH/STIRLING

En esta etapa se realizan los cálculos correspondientes con el fin de verificar el comportamiento térmico del sistema Dish/Stirling proyectado, operando bajo variaciones climáticas reales de la ciudad de Itajubá. Se calcula la eficiencia del receptor, la eficiencia del motor y la eficiencia global del sistema, para determinar como sería la potencia eléctrica en cada instante de tiempo.

### 3.1 Eficiencia del receptor

La eficiencia del receptor está definida como la cantidad de energía que es entregada al fluido de trabajo del motor Stirling, dividida por el flujo solar que alcanza la cavidad del receptor [13]. La eficiencia del receptor fue calculada a partir de la expresión mostrada en la ecuación (13), donde se tienen en cuenta condiciones climatológicas reales como la velocidad del viento para calcular las pérdidas por convección, la temperatura ambiente e irradiación solar.

$$\eta_{rec} = \frac{G_b \cdot A_{rec} \cdot C_{Geom} - \sigma \varepsilon A_{rec} (T_{rec}^4 - T_{amb}^4) - h_c A_{rec} (T_{rec} - T_{amb})}{G_b A_{colector}} \quad (13)$$

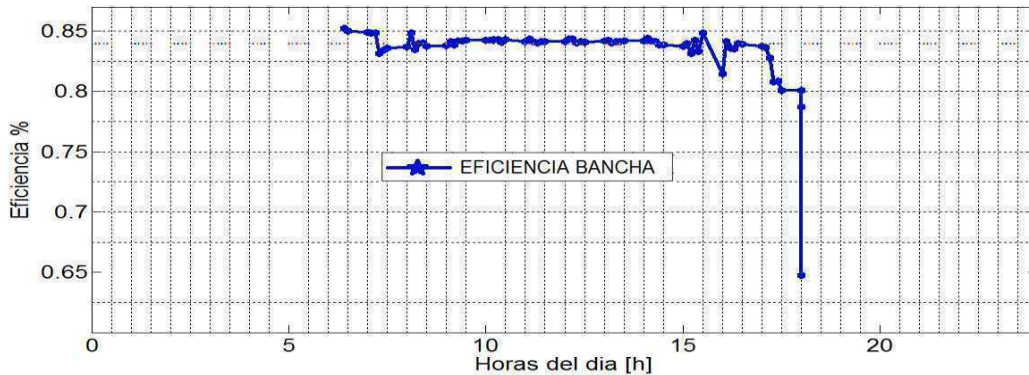


Figura 4. Variación de la eficiencia del receptor durante un día solar típico

En la figura 4 se observa la variación de la eficiencia del receptor para condiciones climáticas reales en la ciudad de Itajubá (14/04/2010), donde su valor oscila entre 83-85%, debido al alto valor de temperatura en el receptor (850 °C) y al valor de concentración solar de 1800 soles.

### 3.2 Eficiencia del motor

La eficiencia del motor está limitada por la eficiencia de Carnot de un motor completamente reversible, que representa la máxima eficiencia de conversión posible. Para el caso de estudio se utiliza la ecuación (12) de la tabla 3, donde Ks es el coeficiente Stirling, que está definido como la fracción de la eficiencia del ciclo ideal Stirling que se puede obtener con la tecnología actual. Los valores Ks están comprendidos entre 0.55 – 0.88 [4]. La figura 5 muestra el comportamiento de la eficiencia del motor Stirling para el día (14/04/2010); con un valor máximo de 34.5%, teniendo en cuenta la variación de la temperatura ambiente.

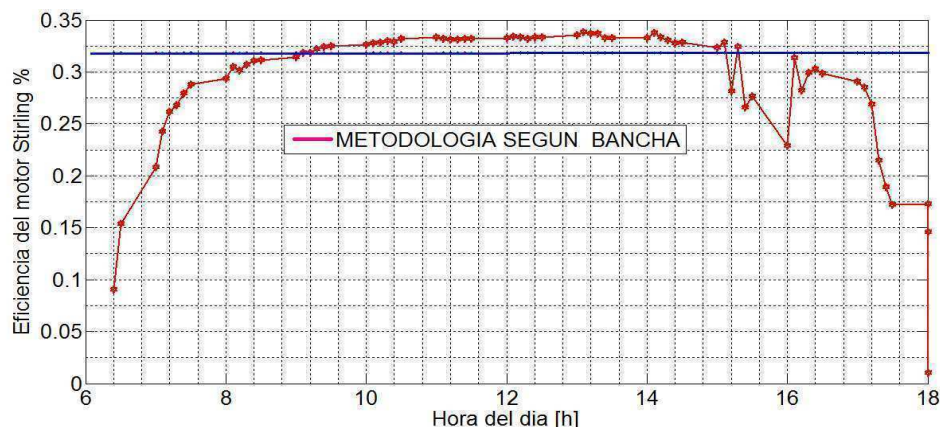


Figura 5. Eficiencia del motor Stirling durante un día solar típico.

### 3.3 Eficiencia del sistema

Para la eficiencia general del sistema solar ( $\eta_{sistema}$ ) mostrada en la figura 6, se tienen en cuenta los siguientes factores:

$$\eta_{sistema} = \eta_c * \eta_{rec} * \eta_{IT} * \eta_{generador} \quad (14)$$

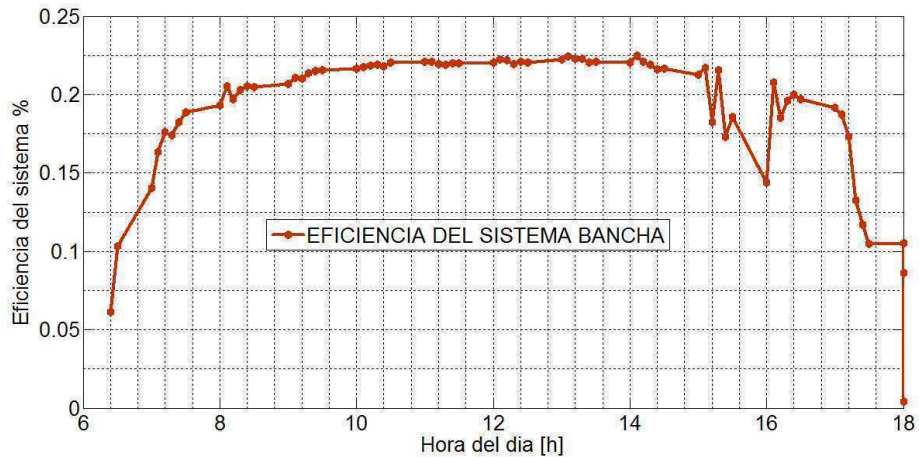


Figura 6. Variación de la eficiencia del sistema durante un día solar típico.

Asumiendo que la eficiencia del generador es del 94%, el comportamiento de la eficiencia del sistema para el día 14/04/2010 se muestra en la figura 6, donde la eficiencia máxima del sistema Dish/Stirling esta entre el 22- 23,5%.

### 3.4 Potencia eléctrica

La potencia eléctrica del sistema varía de acuerdo a las condiciones climáticas enunciadas en el ítem 1. La figura 7, muestra una predicción de la potencia generada para las condiciones del día (14/04/2010), donde se observa que alcanza un máximo de potencia de 12 kWe, esto es debido al comportamiento de la irradiación solar en ese punto del día (13h: 35 min). Para efectos de diseño la potencia eléctrica promedio obtenida del muestreo de varios días típicos del año está en el rango de 4,7-8,2 kWe.

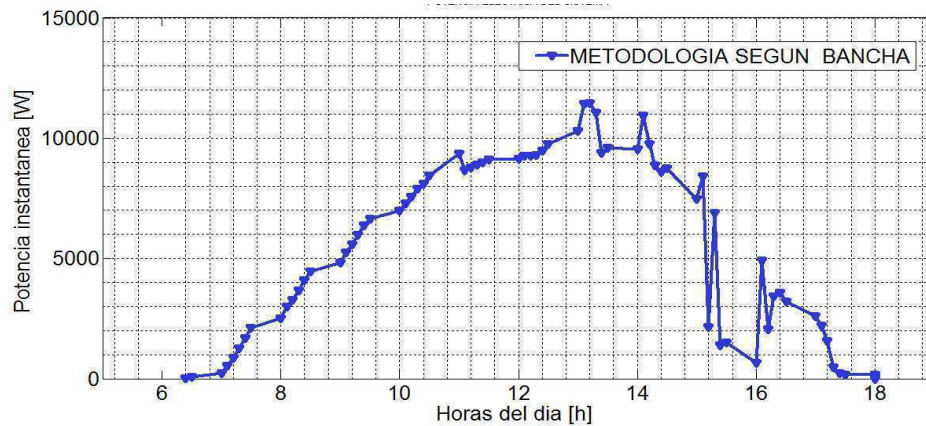


Figura 7. Variación de la potencia eléctrica instantánea a la salida del sistema Dish/Stirling durante un día solar típico.

La potencia eléctrica es calculada por medio de la ecuación (15), donde la irradiación solar  $G_b$  esta

variando cada 10 minutos durante el día

$$P_{Eléctrica} = \eta_{sistema} * A_{colector} * G_b [W] \quad (15)$$

#### 4. PROYECCIÓN DEL MOTOR STIRLING

El motor es proyectado utilizando el mecanismo de biela-manivela de una motocicleta de dos pistones y con una carrera de 70 cm en cada uno de estos, dando un motor Stirling con configuración alfa. Los parámetros del motor proyectado son mostrados en la tabla 4.

Tabla 4 Parámetros de diseño del motor Stirling

<b>Datos generales del motor</b>		
Velocidad de operacional	1800	[RPM]
Presión media efectiva	120	[bar]
Desplazamiento del pistón de compresión	0.07	[m]
Diámetro pistón de expansión	0.055	[m]
Carrera del pistón de expansión	0.07	[m]
Diámetro pistón de compresión	0.055	[m]
Ángulo del mecanismo	90	[°]
Volumen muerto en la compresión	15	[cm <sup>3</sup> ]
Volumen muerto en la expansión	30	[cm <sup>3</sup> ]
Longitud del pistón de expansión	0.05	[m]
Longitud del pistón de compresión	0.05	[m]
Eficiencia mecánica	80	[%]
Gas de trabajo	Helio	
<b>Intercambiador de calor caliente</b>		
Volumen muerto en los tubos conectores del lado caliente	100	[cm <sup>3</sup> ]
Longitud de los tubos	0.6	[m]
Número de tubos	40	
Diámetro interno de los tubos	0.003	[m]
Temperatura de la pared del tubo	850	°C
<b>Intercambiador de calor frío</b>		
Diámetro interno de los tubos	0.003	[m]
Longitud de los tubos	0.25	[m]
Número de tubos	120	
Temperatura de la pared	40	°C
<b>Regenerador</b>		
Diámetro de fio de la malla regeneradora	0.0001	[m]
Porosidad	69	[%]
Longitud de los regenerador	0.05	[m]
Diámetro do regenerador	0.055	[m]
<b>Tubos conectores lado Frío</b>		
Número de tubos	2	
Diámetro de cada tubo	0.02	[m]
Longitud de cada tubo	0.10	[m]

La verificación del diseño del motor fue hecha con un modelo matemático desarrollado por el NEST para este tipo de equipos. Este modelo está basado en un modelo de segunda orden que integra los modelos matemáticos de los intercambiadores de calor, regenerador y accesorios. Las pérdidas que el modelo incorpora se describen a continuación:

- Pérdida de la caída de presión [14]:

$$Pp = \sum \left[ \frac{1}{\rho^2} \left( \frac{\dot{m}}{Ac} \right)^3 St L S \right]_{AR} + \sum \left[ \xi \frac{\rho}{2} Ac V^3 \right]_{Pp} \quad (16)$$

- Pérdidas en el regenerador: la pérdida de la caída de presión (ecuación 17) y las pérdidas térmicas (ecuación 18) [15].

$$Preg = \left[ \xi \frac{\rho}{2} Ac \frac{Lre}{2 Dhi} \left[ V \left( \frac{1}{1 - Dhi m_w} \right)^2 \right]^3 \right]_{Reg} \quad (17)$$

$$Qreg = (1 - \eta_r) Qr \quad (18)$$

- Pérdida por histéresis: para un gas ideal, el trabajo está marcado por la relación presión /volumen ya sea un proceso isotérmico o adiabático. En un gas real, hay una cierta cantidad de trabajo que se disipa [16]. Uriel y Berchowitz [17] proponen la siguiente expresión.

$$Ph = \sqrt{\frac{1}{32} \omega \gamma^3 (\gamma - 1) T_w P K_w \left( \frac{\Delta V}{V} \right)^2} A_w \quad (19)$$

- Transferencia de calor debido a la diferencia de temperatura entre las partes calientes y frías del motor [18].

$$Qint = \frac{KA\Delta T}{L} \quad (20)$$

Donde K es la conductividad térmica del material y A es el área efectiva de conducción.

- Conducción Shuttle: ocurre en el pistón de expansión o en el desplazador debido a un gradiente de temperatura. El pistón o desplazador absorbe calor del lado caliente y lo emite en el lado frío. [19].

$$Qshutt = \frac{0.4E^2KgD\Delta T}{GLE} \quad (21)$$

Donde E es la carrera del pistón, Kg es la conductividad térmica del gas, D es el diámetro del cilindro, G holgura cilindro-pistón y Le es la longitud equivalente del pistón.

- Pérdidas mecánicas: debida a la fricción de los anillos del pistón, sellos, rodamientos, piñones y bombeo de aceite [20]. En este trabajo son asumidas en un 20%.

## 5. RESULTADO DE LA MODELACIÓN DEL MOTOR STIRLING PROYECTADO

La figura 8 muestra la distribución de pérdidas de presión en los diferentes componentes y la eficiencia del motor proyectado. Se puede observar que las pérdidas más relevantes, en su orden, son las pérdidas en el regenerador, pérdidas en el intercambiador de calor caliente y pérdidas mecánicas. Los resultados del modelo matemático coinciden con los valores de operación inicialmente proyectados de 5 kW a 1800 RPM. La eficiencia del motor, según este modelo, coincide con los valores arrojados por el modelo matemático del disco solar.

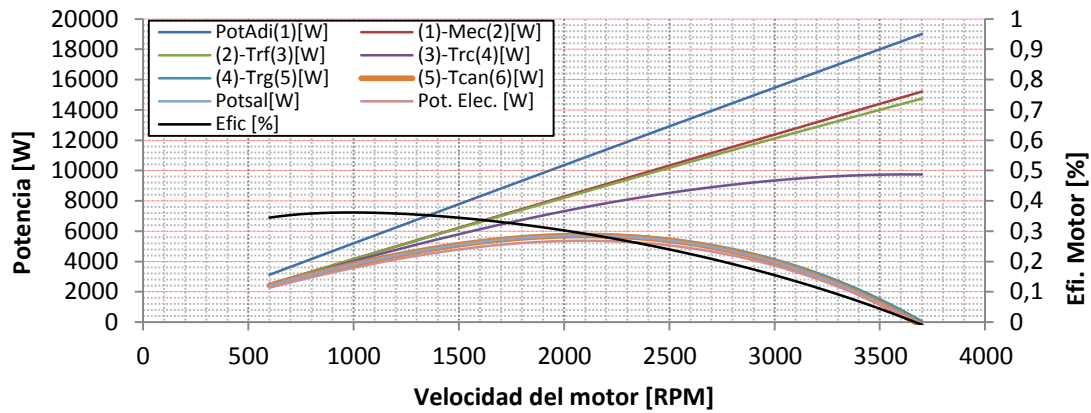


Figura 8. Distribución de pérdidas de presión en el motor Stirling

La figura 9. Muestra la potencia térmica en los intercambiadores de calor del motor Stirling. El calor necesario para la operación del motor a 1800 RPM es de 16,2 kW, mientras que el calor que se debe retirar del motor es de 7,1 kW.

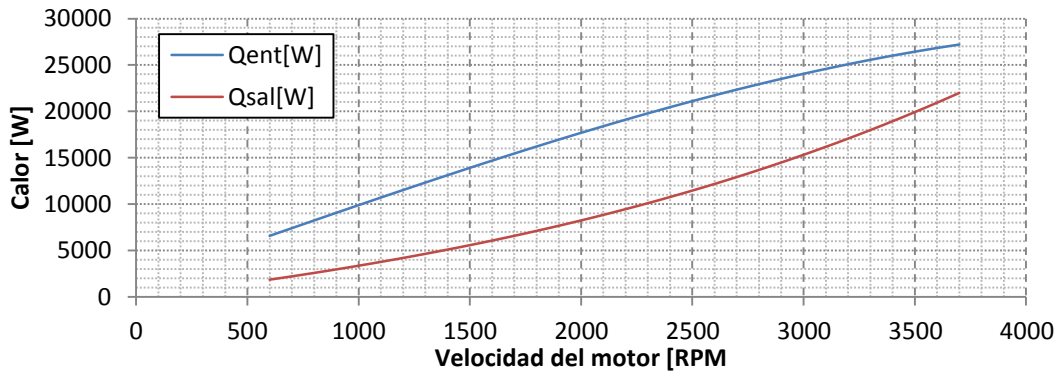


Figura 9. Potencia térmica en los intercambiadores de calor en función de la velocidad de rotación del motor

Los coeficientes de transferencia de calor por convección de los intercambiadores de calor y los tubos conectores del lado frío son mostrados en la figura 10. El área transversal de estos componentes explica en gran medida la diferencia entre estos coeficientes. Estas áreas fueron calculadas teniendo en cuenta la cantidad de volumen muerto que se generaría con la geometría, y estas son las que, en teoría, mejor relación volumen muerto-potencia de salida presentan.

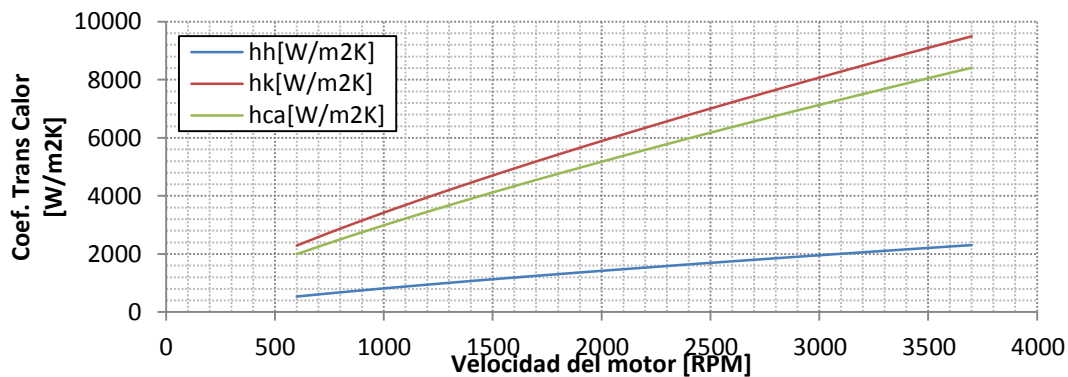


Figura 10. Coeficientes de transferencia de calor por convección en los intercambiadores de calor y en los tubos conectores en función de la velocidad de rotación del motor.

El regenerador se proyectó balanceando la cantidad de volumen muerto, pérdidas de presión y su eficiencia. De esta forma, una baja porosidad aumenta su eficiencia, disminuye el volumen muerto pero causa mayor pérdida de presión. De diferentes configuraciones de malla regeneradora la que presento un mejor desempeño fue una malla de 69% de porosidad y diámetro de hilo de 0.1 mm. En la figura 11 se puede ver la variación de las perdidas externas en el regenerador y la eficiencia en función de la velocidad del motor

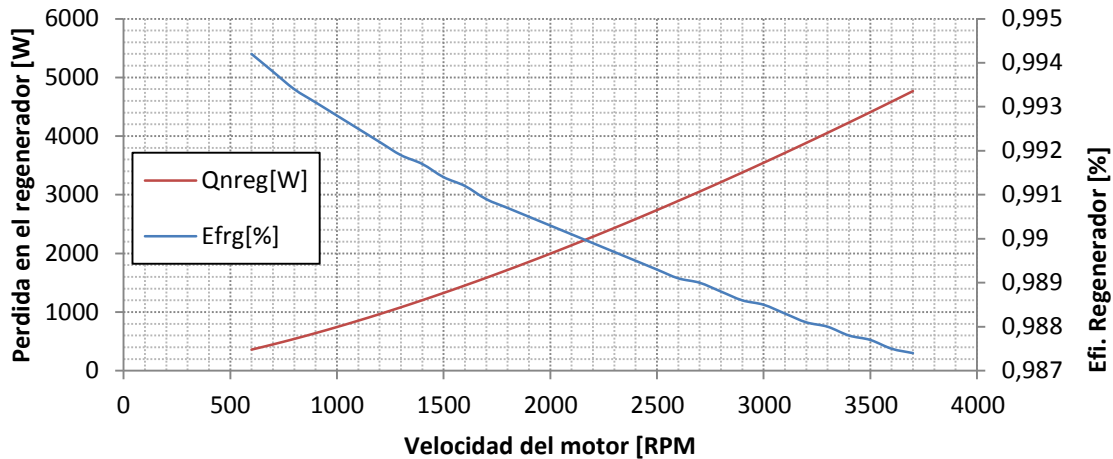


Figura 11. *Perdidas externas de calor y eficiencia del regenerador en función de la velocidad de rotación del motor.*

## 6. CONCLUSIONES

El trabajo presenta una metodología de cálculo práctica para dimensionar geoméricamente un Colector/Receptor y un motor Stirling a partir de datos climáticos, utilizando las ecuaciones propuestas en este documento, donde se observó que la variación de la potencia eléctrica depende en gran parte de la irradiación solar, teniendo picos de potencia que dificultan el dimensionamiento del motor.

Los resultados obtenidos por el modelo geométrico permitieron visualizar los ángulos, dimensiones y distancias pertinentes para maximizar la energía en el receptor, además de cumplir con el objetivo de suministrar la energía necesaria para que el motor genere los 5 kWe que se propuso como objetivo.

El modelo geométrico del sistema solar y el modelo matemático para el motor Stirling demostraron que la correlación de la proyección del Colector/Receptor y la proyección del diseño del motor Stirling fueron consistentes en los resultados obtenidos como: la eficiencia global del sistema y la potencia eléctrica generada.

## 7. REFERENCIAS.

- [1] Shell. (2008). *Escenarios energéticos Shell en 2050*.
- [2] Casals, X. (2001). *Energía solar térmica de alta temperatura como alternativa a las centrales térmicas convencionales y nucleares*. Universidad Pontificia de Comillas, Madrid.
- [3] Losada, J. (2009). *Análisis de un sistema de disco parabólico con motor Stirling*. Universidad Carlos III de Madrid, Ingeniería Industrial, Madrid.
- [4] Banča, K., & Somchai, W. (25 de February de 2005). Optimum absorber temperature of a once-reflecting full conical concentrator of a low temperature differential Stirling engine. *Renewable Energy*, 1-17.
- [5] Plasencia S, E., Matos C, L., Posadas, A., & Cabrera, C. (2007). Estimación horaria de la irradiación solar total extraterrestre. *Revista del Instituto de Investigaciones FIGMMG*, 10, 72-77.
- [6] Ramires, C. A. (1989). *Construcción e instalación de un concentrador solar tipo canal parabólica*. Seminario de proyectos, Universidad autónoma metropolitana unidad iztapalapa.
- [7] Rabl, A. (June de 1978). Optical and Thermal Analysis of Collectors. Paper presented at Solar Thermal Concentrating Collector Technology Symposium.
- [8] Gaven, H. M., & Bannerot, R. B. (1984). *Optical and thermal analysis of parabolic trough solar collectors for technically less developed countries*. University of Houston -University Park, Mechanical Engineering Department, Texas.
- [9] Batista, R. L. (2007). *Geração de energia elétrica com coletor solar e motor Stirling*. Universidade de São Paulo escola Politécnica, Engenharia Mecânica, São Paulo.
- [10] Wua, S. Y., Xiao, L., Cao, Y., & Li, Y.-R. (27 de August de 2009). A parabolic dish/AMTEC solar thermal power system and its performance evaluation. *Applied Energy*, 452-462.
- [11] Jaramillo S, O. A. (1998). *Transporte de energía solar concentrada a través de fibras ópticas: Acoplamiento Fibra-Concentrador Estudio Térmico*. Maestría en Energía Solar, Universidad autónoma de México, Morelia.
- [12] Stine, W. B., & Diver, R. B. (1994). *A Compendium of Solar Dish/Stirling Technology*. California: Sandia National Laboratories.
- [13] Kaushika, N., & Reddy, K. (17 de August de 1999). Performance of a low cost solar paraboloidal dish steam generating system. *Energy Conversion & Management*, 713±726.
- [14] Walker, G., "Stirling Engines" clarendon press. Oxford, (1980).
- [15] Organ, A., "The Regenerator and the Stirling Engine". Mechanical Engineering Publications, (1997).
- [16] Youssef, T., Iskander, T., and Ben, N., "Design and performance optimization of GPU-3 Stirling engines". *Energy* 33. 1100–1114, (2008).
- [17] Urieli, I., Berchowitz, DM., "Stirling cycle engine analysis". Bristol: Adam Hilger Ltd. (1984).
- [18] Martini, W., *Stirling Engine Design Manual*, Segunda Edición. NASA, U.S. Department of Energy, (1983).
- [19] Lundqvist, G., "Stirling cycle heat pumps and refrigerators". Doctoral thesis. Institutionen för Mekanisk. The Royal Institute of technology. (1993).
- [20] Thombare, D.G., Verma S.K., " Technological development in the Stirling cycle engines" *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 12 1–38, (2008).

## AGRADECIMENTOS

Los autores desean agradecer a la Coordinación de Perfeccionamiento de la Educación Superior (CAPES), al Consejo Nacional de Desarrollo Científico y Tecnológico (CNPq) y la Fundación para el Apoyo de la Investigación del Estado de Minas Gerais (FAPEMIG) por su colaboración y financiamiento en el desarrollo de este trabajo; también a la CPFL Energy y la Agencia Regulador de la Electricidad de Brasil ANEEL, empresa de Energía para la financiación del proyecto sistema híbrido Solar/Biomasa.



## Desarrollo de un método aproximado para el cálculo numérico de los factores de vista en cavidades bidimensionales

Rebollo, Daniel de Jesús; Bocca, José Carlos; Rodriguez, Carlos Augusto

*Universidad Nacional de San Juan, Facultad de Ingeniería, Departamento de Electromecánica.  
Avenida Libertador San Martín (Oeste) 1109 - CPA: J5400ARL - San Juan – Argentina.  
drebollo.de.fi.unsj@gmail.com*

### RESUMEN.

Los factores de vista son parámetros geométricos necesarios en el cálculo de la transferencia de calor radiante entre superficies opacas cuando se encuentran inmersas en un medio no participante. Existen muchos catálogos donde se presentan fórmulas matemáticas para diferentes configuraciones geométricas en dos y tres dimensiones. Cuando la geometría del problema a resolver no se encuentra incluida en estos catálogos no queda otro camino que calcular los factores de vista necesarios resolviendo las ecuaciones correspondientes. El objetivo fundamental de este trabajo es presentar un método aproximado para calcular numéricamente los factores de vista en cavidades bidimensionales donde la geometría de la cavidad puede ser arbitraria.

La metodología de cálculo se basa en resolver numéricamente las ecuaciones que definen los factores de vista involucrados en la geometría de la cavidad considerada. Para lograrlo, las paredes de la cavidad, de forma arbitraria, se aproximan por segmentos rectos, y para cada uno de estos segmentos se deben calcular los factores de vista que lo relaciona con los demás segmentos que conforman las paredes de la cavidad. Cuando la cavidad es de grandes dimensiones, o de paredes de gran curvatura, es necesario utilizar una gran cantidad de segmentos, lo que aumenta considerablemente el esfuerzo de cálculo. Además, si la cavidad tiene condiciones de borde con flujo de calor, es necesario incrementar el número de segmentos para obtener una distribución más suave de la temperatura.

El método de cálculo resulta ser completamente general, lo que le permite ser incluido en algoritmos de resolución de problemas de convección y radiación combinados. También es flexible, lo que permite ser extendido a cavidades tridimensionales.

Se han estudiado cavidades de diferentes formas (triangular, rectangular, trapezoidal y cilíndrica) obteniendo muy buenos resultados, el método de cálculo ha demostrado ser robusto y preciso, con errores menores al 1%.

**Palabras Claves:** Factores de vista, Radiación térmica, radiación superficial.



### 1. INTRODUCCIÓN

En todo análisis de transferencia de calor que tenga en cuenta la radiación térmica entre superficies inmersas en un medio no participante es necesario el cálculo de los factores de vista, también llamados factores de forma o factores de configuración. Los factores de vista entre dos superficies se determinan en función de la geometría, es decir, de su forma, dimensiones y disposición de una respecto a la otra. Representan la fracción de la energía radiante que es emitida por la superficie emisora e interceptada por la superficie receptora.

Existe un catálogo de factores de vista, bastante completo y disponible en Internet, perteneciente a John R. Howell [1] que proporciona las fórmulas matemáticas necesarias para el cálculo de los factores de vista correspondientes a la geometría considerada. Lamentablemente, cuando la configuración geométrica de interés no se encuentra en este catálogo es necesario efectuar su cálculo para poder resolver el problema radiante. Existen innumerables casos en la literatura donde fue preciso diseñar una metodología para el cálculo de los factores de vista necesarios. Haciendo una breve revisión se destacan los trabajos de Carlson y Garcia [2] quienes presentaron un método genérico para evaluar factores de vista entre una pared y el extremo de un cilindro. Davies [3] calculó los factores de vista entre las superficies de una habitación usando una versión simplificada del método de las conductancias en redes. Babus'Haq, Probert y Shilston [4] determinaron los factores de vista entre un cilindro infinitamente largo encerrado por otro cilindro paralelo y por una cavidad rectangular. Mudan [5] obtuvo expresiones aproximadas para el cálculo de factores de vista en cavidades cilíndricas y rectangulares inclinadas. Van Leersum [6] investigó el uso de factores de vista generados por un método numérico aproximado en un modelo de transferencia de calor entre fuentes de calor planas enteramente rodeadas por paredes y el medio ambiente externo. Davis y Bagstera [7] calcularon factores de vista para el modelado de incendios utilizando geometrías cilíndricas y cónicas donde los factores de vista fueron calculados usando un método de integración de contornos. Drake [8] desarrolló una técnica para el cálculo de factores de vista en problemas dependientes del tiempo, donde la geometría y las características radiantes de las superficies de la cavidad pueden variar en el tiempo. Kurata [9] derivó una fórmula matemática para los factores de vista en coberturas flotantes de telas no tejidas en aplicaciones agrícolas. Davis y Bagstera [10] continuando con el cálculo de factores de vista asociados a modelos de incendio, lo extendieron a cuatro geometrías finitas, una capa cilíndrica vertical, un disco circular plano, una esfera y un plano. Cannistraro, Franzitta, Giaconia y Rizzo [11] calcularon los factores de vista entre una persona, en una postura dada, y las superficies de la que la rodean. Ambirajan y Venkateshan [12] utilizaron formulas integrales dobles de contorno para calcular factores de vista entre un par de superficies con una intersección. Clarksean y Solbrig [13] examinaron la importancia de la precisión en los cálculos de los factores de vista en columnas de combustible en plantas nucleares, encontrando que errores del 10% al 20% en los factores de vista producen errores en la temperatura del orden de los errores obtenidos por la incertidumbre en la determinación de las emisividades de las superficies. Upadhya, Das, Chandra y Paul [14] han desarrollado un esquema para el cálculo de factores de vista entre las superficies del molde de fundición usando el método de las diferencias finitas. Rammohan y Sastri [15] presentaron un método numérico para evaluar los factores de vista entre superficies planas basado en las cuadraturas de Gauss con transformaciones no lineales, para mapear las fronteras curvas, e integración de contorno en las superficies. Vasina y Chekshin [16] propusieron un método para el cálculo de los factores de vista en geometrías bidimensionales con simetría axial usando una formulación analítica para el cálculo del rango de integración basado en la proyección de sombra del elemento en el plano. Bazin, Vatulin, Dementyev, Mironova, Skidan, Tikhomirova y Tikhomirov [17] utilizaron la aproximación de difusión-vacío, donde el transporte radiante en las zonas ópticamente gruesas se resuelve con una aproximación de difusión y en las regiones ópticamente delgadas el intercambio radiante es entre superficies, por lo que se necesita el conocimiento de los factores de vista. MacFarlane [18] desarrolló el sistema VISRAD que permite construir configuraciones complejas usando rayo láser y calculando la distribución de los flujos de radiación, lo que permite calcular los factores de vista con bastante precisión. Sugden [19] calculó los factores de vista para una placa inclinada bajo la radiación solar expresándolos en términos de dos integrales, una de las cuales se obtiene en términos de funciones especiales en forma exacta, y la segunda, en forma aproximada obteniendo errores menores al 0.2%.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



Mishra, Shukla y Yadav [20] extendieron el Método de la Dimensión Colapsada CDM, usado para resolver problemas de transporte radiante en un medio participante, al cálculo de los factores de vista, obteniendo expresiones exactas al no tener que considerar las trayectorias de los rayos. Bopche y Sridharan [21] aplicaron la técnica de integración en contornos para obtener expresiones analíticas de los factores de vista en radiación difusa para los elementos de combustible en reactores nucleares, mostrando que el método de integración de contornos es mucho más preciso que el método de integración de áreas. Khor, Hung y Lim [22] investigaron, experimentalmente, la importancia de los efectos de la radiación térmica, y los factores de vista, en el desempeño de fuentes de calor con aletas rectas en el enfriamiento de componentes electrónicas bajo convección natural, evaluaron los coeficientes de convección y llegaron a la conclusión que al desprestigiar el efecto de los factores de vista en el análisis térmico se generan errores importantes. Mirhosseini y Saboonchi [23, 24] aplicaron el Método de Monte Carlo para calcular los factores de vista entre elementos de cintas planas y cilindros circulares para los cuales no se disponen de expresiones analíticas, mostrando que mientras más pequeños son los elementos se necesita más esfuerzo computacional para obtener soluciones precisas. Beckers, Masset y Beckers [25] presentaron un algoritmo para calcular factores de vista basado en la técnica de proyecciones, que también es usada para el cálculo de los ángulos sólidos en el transporte radiante en un medio participante. Bao, Cai y Croiset [26] desarrollaron un método matemático para el cálculo de factores de vista en el intercambio radiante en un modelo de celdas de combustible óxido sólido SOFC, basado en diferencias finitas. Finalmente, Rakovec y Zakšek [27] revisaron el método estándar para estimar la irradiación difusa sobre una superficie inclinada corrigiéndolo con un factor de vista del cielo, que tiene en cuenta no solo el aspecto geométrico, sino también la cantidad de irradiación recibida.

El método de cálculo presentado en este trabajo está referido al cálculo de los factores de vista de en cavidades bidimensionales, es decir, las paredes de las cavidades son discretizadas en una determinada cantidad de segmentos rectos y para cada segmento se calculan los factores de vista correspondientes. El objetivo es incorporar el cálculo de los factores de vista a un código computacional que permite calcular el transporte convectivo y radiante combinados, generando una herramienta computacional flexible y potente. De esta manera es posible recalcular todos los parámetros geométricos, entre ellos los factores de vista, en función del tamaño de la malla considerada.

## 2. MODELO MATEMÁTICO

El modelo matemático correspondiente al cálculo de los factores de vista se obtiene haciendo un balance de energía entre las superficie emisora y receptora, consideradas como superficies difusas, y viene dado por [28-30]

$$F_{ij} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos \theta_i \cos \theta_j}{\pi R^2} dA_i dA_j \quad (1)$$

en la que  $F_{ij}$  es el factor de vista entre la superficie  $i$  y  $j$ ,  $A_i$  y  $A_j$  las superficies,  $\theta_i$ ,  $\theta_j$  los ángulos entre la normal a la superficie y la recta que une sus centros, y  $R$  la distancia entre sus centros, Figura 1. Los factores de vista cumplen con algunas relaciones como la relación de reciprocidad, dada por

$$A_i F_{ij} = A_j F_{ji} \quad (2)$$

y la regla de la sumatoria para una cavidad, debida al requerimiento de conservación de energía, toda radiación que abandone la superficie  $i$  debe interceptar la superficie de la cavidad, es decir

$$\sum_{j=1}^N F_{ij} = 1 \quad (3)$$



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**

En la que  $F_{ii}$  es la fracción de la radiación que abandona la superficie  $i$  y es interceptada por la misma superficie  $i$ , si es cóncava se ve a si misma y  $F_{ii} \neq 0$ , si es plana o convexa no se ve a si misma y  $F_{ii} = 0$ .

Para una cavidad con  $N$  superficies existen  $N^2$  factores de vista:

$$\begin{bmatrix} F_{11} & F_{12} & \cdots & F_{1N} \\ F_{21} & F_{22} & \cdots & F_{2N} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ F_{N1} & F_{N2} & \cdots & F_{NN} \end{bmatrix} \quad (4)$$

De los  $N^2$  factores de vista,  $N$  se obtienen de la regla de sumatoria, ecuación (3), y  $N(N-1)/2$  se obtienen de la regla de reciprocidad, ecuación (2), por lo que solo se deben calcular  $N(N-1)/2$  factores de vista.

Para una cavidad compuesta de paredes grises, la complicación principal asociada con el intercambio radiante entre superficies no negras se debe a la reflexión, la radiación puede experimentar múltiples reflexiones de todas las superficies, con absorción parcial en cada una de ellas. Para el análisis de la transferencia radiante en una cavidad de paredes grises se hacen las siguientes suposiciones: (a) cada superficie de la cavidad se supone isotérmica, (b) la radiosidad y la irradiación son uniformes en cada superficie, (c) cada superficie se considera opaca, difusa y gris y (d) el medio dentro de la cavidad se supone no participante.

Suponiendo conocidas la temperatura  $T_i$  de cada superficie, el flujo de calor radiante neto  $q_i$  en cada superficie viene dado por

$$q_i = \frac{E_{bi} - J_i}{(1 - \varepsilon_i) / \varepsilon_i A_i} = \sum_{j=1}^N \frac{J_i - J_j}{(A_i F_{ij})^{-1}} \quad (5)$$

en la que  $E_{bi} = \sigma T_i^4$  es la ley de Stefan-Boltzmann,  $E_{bi}$  es el poder emisor y  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann. Si en lugar de conocer  $T_i$  se conoce  $q_i$  se deben calcular las radiosidades  $J$ :

$$q_i = \sum_{j=1}^N \frac{J_i - J_j}{(A_i F_{ij})^{-1}} \quad (6)$$

Escribiendo las ecuaciones (5) o (6) en cada superficie donde se conoce  $T_i$  o  $q_i$  se forma un sistema de  $N$  ecuaciones algebraicas lineales con  $N$  incógnitas  $(J_1, J_2, \dots, J_N)$ . Una vez calculadas las  $N$  incógnitas  $(J_1, J_2, \dots, J_N)$  la ecuación (5) permite calcular  $q_i$  en cada superficie donde se conoce  $T_i$  o calcular  $T_i$  donde se conoce  $q_i$ .

### 2.1. Formulas de calculo para los factores de vista.

Por razones de espacio, solo se muestran las formulas de cálculo correspondientes a elementos de dimensiones arbitrarias pertenecientes a un cavidad rectangular. Para cavidades de forma irregular las fórmulas de cálculo son un poco más complejas y no se incluyen en este trabajo.

Las fórmulas de cálculo de los factores de vista se obtienen de aplicar la ecuación (1) a un par de elementos que, para el caso de una cavidad rectangular, solo se presentan dos situaciones, el par de elementos son paralelos o perpendiculares, estas dos situaciones se muestran en las Figura 2 y 3. En todos los casos debe tenerse en cuenta el cambio de coordenadas, es decir, si se encuentran en las caras sur, norte, oeste o este.

#### 2.1.1 Factores de vista de elementos paralelos.



Para el par de elementos ubicados en las caras sur-norte, la ecuación (1) toma la siguiente forma

$$F_{ij} = \frac{(y_j - y_i)^2}{\pi(x_{i,1} - x_{i,2})} \int_{x_{i,1}}^{x_{i,2}} \int_{x_{j,1}}^{x_{j,2}} \frac{dx_i dx_j}{[(x_j - x_i)^2 + (y_j - y_i)^2]^2} \quad (7)$$

y si se encuentran en las caras oeste-este, resulta

$$F_{ij} = \frac{(x_j - x_i)^2}{\pi(y_{i,1} - y_{i,2})} \int_{y_{i,1}}^{y_{i,2}} \int_{y_{j,1}}^{y_{j,2}} \frac{dy_i dy_j}{[(y_j - y_i)^2 + (x_j - x_i)^2]^2} \quad (8)$$

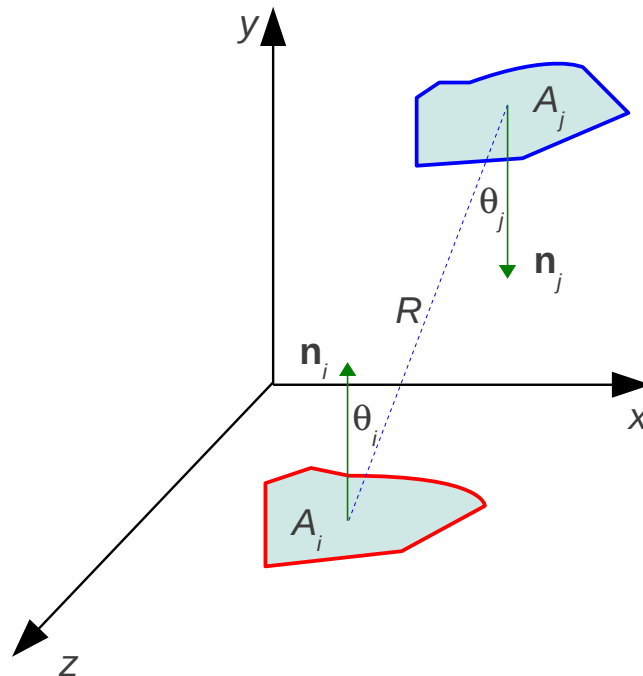


Figura 1 Configuración geométrica correspondiente al factor de vista  $F_{ij}$  entre dos superficies finitas.

### 2.1.1 Factores de vista de elementos perpendiculares.

Para el par de elementos ubicados en forma perpendicular, con el elemento  $i$  en el sur o norte y el elemento  $j$  en el oeste o este, la ecuación (1) resulta

$$F_{ij} = \frac{1}{\pi(x_{i,1} - x_{i,2})} \int_{x_{i,1}}^{x_{i,2}} \int_{y_{j,1}}^{y_{j,2}} \frac{(y_j - y_i)(x_i - x_j)}{[(x_j - x_i)^2 + (y_j - y_i)^2]^2} dx_i dy_j \quad (9)$$

y cuando el elemento  $i$  se encuentra en el oeste o este y el elemento  $j$  en el sur o norte, se obtiene

$$F_{ij} = \frac{1}{\pi(y_{i,1} - y_{i,2})} \int_{y_{i,1}}^{y_{i,2}} \int_{x_{j,1}}^{x_{j,2}} \frac{(y_j - y_i)(x_i - x_j)}{[(x_j - x_i)^2 + (y_j - y_i)^2]^2} dy_i dx_j \quad (10)$$

En las ecuaciones (7-10), para las coordenadas fuera del símbolo de integración, el doble subíndice representa la pertenencia al elemento  $i$  o  $j$ , y los subíndices 1 y 2 representan el punto inicial y final en el recorrido del elemento, las coordenadas con un solo subíndice corresponden a las coordenadas del punto medio del elemento.

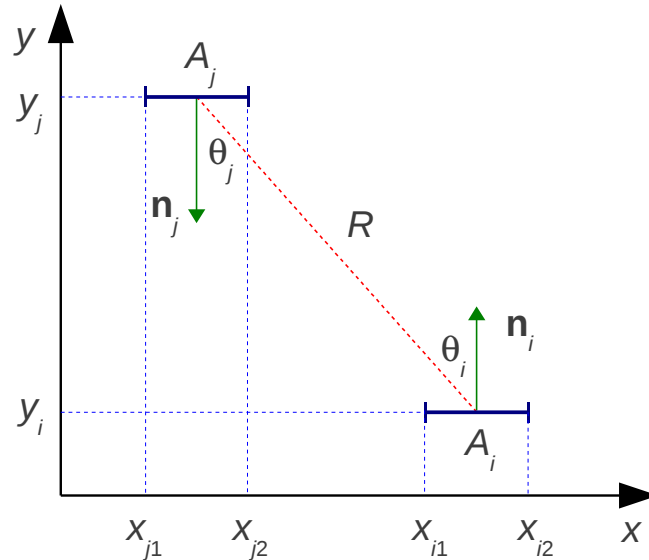


Figura 2 Configuración geométrica correspondiente al factor de vista  $F_{ij}$  entre dos elementos de superficie paralelos ubicados en las paredes sur-norte.

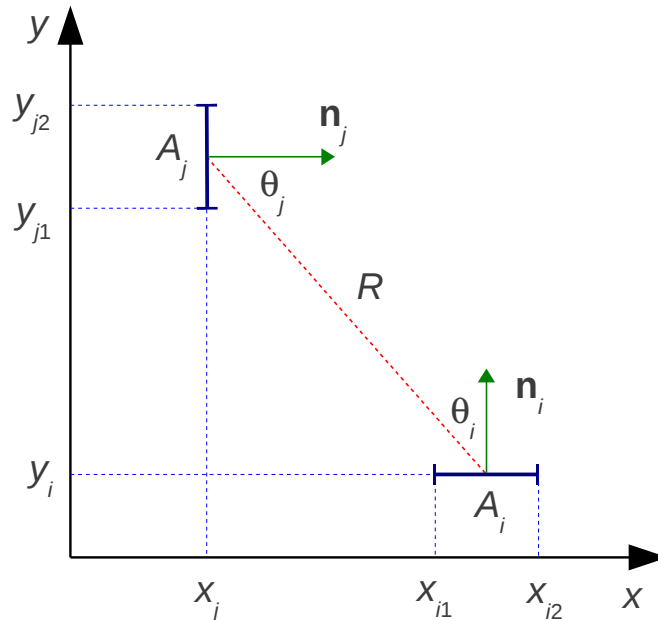


Figura 3 Configuración geométrica correspondiente al factor de vista  $F_{ij}$  entre dos elementos de superficie perpendiculares ubicados en las paredes sur-oeste.

Con las ecuaciones (2, 3, 8-9) se obtienen todos los factores de vista necesarios para armar la matriz de factores dada por la ecuación (4) y aplicando las ecuaciones (5) o (6), dependiendo de la condición

de borde, se obtienen todas las radiosidades necesarias para calcular los flujos de calor, o las temperaturas, en cada elemento de la cavidad.

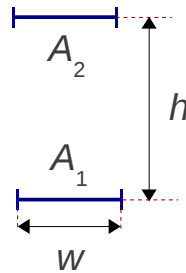


Figura 4 Configuración geométrica C-1 [1] correspondiente al factor de vista  $F_{1-2}$  entre dos placas paralelas infinitamente largas directamente opuestas con igual ancho.

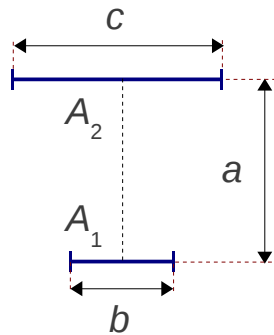


Figura 5 Configuración geométrica C-2 [1] correspondiente al factor de vista  $F_{1-2}$  entre dos placas paralelas infinitamente largas con diferentes anchos centradas.

### 3. RESULTADOS.

Por razones de espacio, solo se muestran los resultados correspondientes a una cavidad rectangular, los resultados correspondientes a cavidades bidimensionales de forma irregular no se incluyen en este trabajo.

Para el análisis de resultados se considera una cavidad rectangular de ancho  $L_x$  y altura  $L_y$ , dividiendo sus paredes oeste, este, sur y norte en un número  $n_o$ ,  $n_e$ ,  $n_s$  y  $n_n$  de elementos rectos. Se han analizado cinco configuraciones geométricas correspondientes a los factores de vista C-1, C-2, C-2a, C-3 y C-5a, obtenidos del catálogo de Howell [1] y representados en las Figuras 4 a 8. Las fórmulas para el cálculo de estos factores de vista están dadas por las ecuaciones (11-15) [1] respectivamente.

$$H = h/w \quad F_{1-2} = F_{2-1} = \sqrt{1 + H^2} - H \quad (11)$$

$$B = b/a \quad C = c/a \quad F_{1-2} = \frac{1}{2B} \left[ \sqrt{(B+C)^2 + 4} - \sqrt{(C-B)^2 + 4} \right] \quad (12)$$



$$F_{1-2} = \frac{L_1 + L_2 - L_3 - L_4}{2w_1} \quad (13)$$

$$H = h/w \quad F_{1-2} = \frac{1}{2} (1 + H - \sqrt{1 + H^2}) \quad (14)$$

$$F_{1-2} = \frac{[(x_1^2 + y_2^2)^{1/2} + (x_2^2 + y_1^2)^{1/2} - (x_2^2 + y_2^2)^{1/2} - (x_1^2 + y_1^2)^{1/2}]}{2(x_2 - x_1)} \quad (15)$$

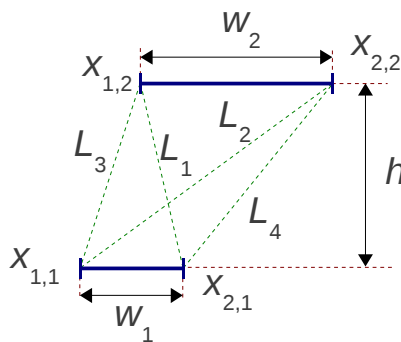


Figura 6 Configuración geométrica C-2a [1] correspondiente al factor de vista  $F_{1-2}$  entre dos placas paralelas infinitamente largas con diferentes anchos.

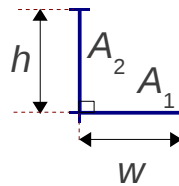


Figura 7 Configuración geométrica C-3 [1] correspondiente al factor de vista  $F_{1-2}$  entre dos placas perpendiculares infinitamente largas con un borde en común y diferentes anchos.

Para cada configuración geométrica considerada se muestran diferentes resultados obtenidos de la combinación de cada uno de los parámetros geométricos intervinientes. Todas las dimensiones geométricas están expresadas en metros [m].

En la Tabla 1 se muestran los resultados correspondientes a la configuración geométrica C1 (Figura 4) del catálogo de Howell [1] correspondiente al factor de vista  $F_{1-2}$  entre dos placas paralelas infinitamente largas directamente opuestas con igual ancho. El factor de vista teórico se obtiene con la ecuación (11) y el calculado con la ecuación (7) o la ecuación (8) dependiendo de su orientación. Se aprecia que los errores están por debajo del 1%.

La Tabla 2 proporciona los resultados pertenecientes a la configuración geométrica C-2 del catálogo de Howell [1] (Figura 5) correspondiente al factor de vista  $F_{1-2}$  entre dos placas paralelas centradas infinitamente largas con diferentes anchos. El factor de vista teórico se ha obtenido con la ecuación

(12) y el calculado con la ecuación (7) o la ecuación (8) dependiendo de su orientación. Se aprecia nuevamente que los errores están por debajo del 1%.

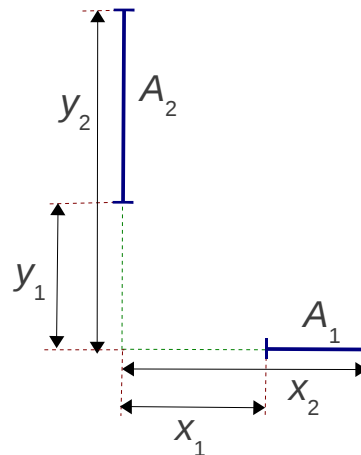


Figura 8 Configuración geométrica C-5a [1] correspondiente al factor de vista  $F_{1-2}$  entre dos placas perpendiculares infinitamente largas sin un borde en común y diferentes anchos.

Tabla 1 Factor de vista  $F_{1-2}$  y error correspondientes a la configuración geométrica C-1 [1] entre dos placas paralelas infinitamente largas directamente opuestas con igual ancho.

$h$	$w$	$F_{1,2}$ teórico	$F_{1,2}$ calculado	Error %
1,0	1,0	0,41421	0,41436	0,04
2,0	1,0	0,23607	0,23483	0,52
1,0	2,0	0,61803	0,61633	0,28

Tabla 2 Factor de vista  $F_{1-2}$  y error correspondientes a la configuración geométrica C-2 [1] entre dos placas paralelas centradas e infinitamente largas con diferentes anchos.

$a$	$b$	$c$	$F_{1,2}$ teórico	$F_{1,2}$ calculado	Error %
1,0	1,0	3,0	0,82185	0,81831	0,43
1,0	2,0	3,0	0,78727	0,78514	0,27
2,0	1,0	3,0	0,59236	0,59119	0,20

Los factores de vista  $F_{1-2}$  correspondientes a la configuración geométrica C-2a [1] (Figura 6) entre dos placas paralelas infinitamente largas con diferentes anchos están dados en la Tabla 3. El factor de vista teórico se ha obtenido con la ecuación (13) y el calculado con la ecuación (7) o la ecuación (8) dependiendo de su orientación. Se aprecia una vez más que los errores están por debajo del 1%.

La Tabla 4 proporciona los resultados pertenecientes a la configuración geométrica C-3 del catálogo de Howell [1] (Figura 7) correspondiente al factor de vista  $F_{1-2}$  entre dos placas perpendiculares infinitamente largas con un borde en común y diferentes anchos. El factor de vista teórico se ha

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



obtenido con la ecuación (14) y el calculado con la ecuación (9) o la ecuación (10) dependiendo de su orientación. Se aprecia nuevamente que los errores están por debajo del 1%.

En la Tabla 5 se muestran los resultados pertenecientes a la configuración geométrica C-5a del catálogo de Howell [1] (Figura 8) correspondiente al factor de vista  $F_{1,2}$  entre dos placas perpendiculares infinitamente largas sin un borde en común y diferentes anchos. El factor de vista teórico se ha obtenido con la ecuación (15) y el calculado con la ecuación (9) o la ecuación (10) dependiendo de su orientación. Se advierte nuevamente que los errores están por debajo del 1%.

Tabla 3 Factor de vista  $F_{1,2}$  y error correspondientes a la configuración geométrica C-2a [1] entre dos placas paralelas infinitamente largas con diferentes anchos.

$x_{1,1}$	$x_{2,1}$	$y_{1,2}$	$y_{2,2}$	$w_1$	$w_2$	$h$	$F_{1,2}$ teórico	$F_{1,2}$ calculado	Error %
0,0	1,0	0,0	3,0	1,0	3,0	1,0	0,67021	0,66985	0,05
0,0	1,0	0,0	3,0	1,0	3,0	2,0	0,50660	0,50478	0,36
2,0	3,0	0,0	3,0	1,0	3,0	1,0	0,67021	0,66985	0,05

Tabla 4 Factor de vista  $F_{1,2}$  y error correspondientes a la configuración geométrica C-3 [1] entre dos placas perpendiculares infinitamente largas con un borde en común y diferentes anchos.

$h$	$w$	$F_{1,2}$ teórico	$F_{1,2}$ calculado	Error %
1,0	1,0	0,29289	0,29282	0,03
2,0	1,0	0,38197	0,38366	0,44
1,0	2,0	0,19098	0,19129	0,16

Tabla 5 Factor de vista  $F_{1,2}$  y error correspondientes a la configuración geométrica C-5a [1] entre dos placas perpendiculares infinitamente largas sin un borde en común y diferentes anchos.

$x_1$	$x_2$	$y_1$	$y_2$	$w_1$	$w_2$	$F_{1,2}$ teórico	$F_{1,2}$ calculado	Error %
1,0	2,0	0,0	1,0	1,0	1,0	0,08907	0,08977	0,78
1,0	2,0	0,0	2,0	1,0	2,0	0,20382	0,20333	0,24
2,0	3,0	0,0	3,0	1,0	3,0	0,18146	0,18184	0,21

### 3. CONCLUSIONES.

En este trabajo se ha presentado un método de cálculo simple y preciso que permite calcular los factores de vista de las paredes de una cavidad bidimensional de forma arbitraria.

Se ha analizado un conjunto completo de configuraciones geométricas conformadas por placas de longitud infinita dispuestas arbitrariamente.

Los resultados han sido contrastados con los valores obtenidos con las ecuaciones de cálculo teóricas, mostrando, en todos los casos, errores menores al 1%.

La metodología de cálculo, dada por las ecuaciones (7-10), resulta matemáticamente simple, sencilla de programar, fácilmente adaptable a un cambio en las dimensiones de la cavidad o al número de elementos en cada pared.

El método desarrollado en este trabajo se puede incorporar fácilmente a cualquier código computacional para resolver problemas de conducción, convección y radiación combinadas, en los cuales el medio no participa del transporte radiante.



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



**FoDAMI**

Las fórmulas de cálculo pueden ser extendidas a elementos planos para conformar cavidades tridimensionales.

#### 4. REFERENCIAS.

- [1] Howell J. R. (2012) "A catalog of radiation heat transfer configuration factors". University of Texas at Austin. <http://www.engr.uky.edu/rtl/Catalog/tablecon.html>
- [2] Carlson, R. W.; Garcia, J. (1984). "View factor for radiant heat transfer between the wall and end of a cylinder". *Annals of Nuclear Energy*. Volumen 11, Fascículo 4, Paginas 187–196.
- [3] Davies, M. G. (1984). "An approximate expression for room view factors". *Building and Environment*. Volumen 19, Fascículo 4, Paginas 217–219.
- [4] Babus'Haq, R. F.; Probert, M. J.; Shilston, S. D. (1986). "Geometric view factors for radiation exchanges between an infinitely long cylinder and a parallel infinitely long enclosure of either cylindrical or rectangular cross-section". *Applied Energy*, Volumen 23, Fascículo 4, Paginas 307–313.
- [5] Mudan, K. S. (1987). "Geometric view factors for thermal radiation hazard assessment". *Fire Safety Journal*, Volumen 12, Fascículo 2, Paginas 89–96.
- [6] van Leersum, J. (1989). "A method for determining a consistent set of radiation view factors from a set generated by a nonexact method". *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Volumen 10, Fascículo 1, Paginas 83–85.
- [7] Davis, B. C.; Bagster, D. F. (1989). "The computation of view factors of fire models: 1. Differential targets". *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, Volumen 2, Fascículo 4, Paginas 224–234.
- [8] Drake, D. J. (1990). "View-factor method for solving time-dependent radiation transport problems involving fixed surfaces with intervening, participating media". *Journal of Computational Physics*, Volumen 87, Fascículo 1, Paginas 73–90.
- [9] Kurata K. (1991). "View factors involved in radiation exchanges in floating mulches made of non-woven fabrics". *Journal of Agricultural Engineering Research*, Volumen 48, Paginas 185–193.
- [10] Davis, B. C.; Bagster, D. F. (1990). "The computation of view factors of fire models: 2. Finite targets". *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, Volumen 3, Fascículo 3, Paginas 327–329.
- [11] Cannistraro, G. ; Franzitta, G.; Giaconia, C.; Rizzo G. (1992). "Algorithms for the calculation of the view factors between human body and rectangular surfaces in parallelepiped environments". *Energy and Buildings*, Volumen 19, Fascículo 1, Paginas 51–60.
- [12] Ambirajan, A. ; Venkateshan S. P. (1993). "Accurate determination of diffuse view factors between planar surfaces". *International Journal of Heat and Mass Transfer* , Volumen 36, Fascículo 8, Paginas 2203–2208.
- [13] Clarksean, R. ; Solbrig C. (1994). "Minimization of the effect of errors in approximate radiation view factors". *Nuclear Engineering and Design*, Volumen 149, Fascículo 1–3, Paginas 431–440.
- [14] Upadhya, G. K.; Das, S.; Chandra, U.; Paul A. J. (1995). "Modelling the investment casting process: a novel approach for view factor calculations and defect prediction". *Applied Mathematical Modelling*, Volumen 19, Fascículo 6, Paginas 354–362.
- [15] Rammohan, R. V. ; Sastri V. M. K. (1996). "Efficient evaluation of diffuse view factors for radiation". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volumen 39, Fascículo 6, Paginas 1281–1286.
- [16] Vasina, E. G.; Chekshin V. M. (1998). "An approach to view factor calculation for radiation transfer simulation in 2D axisymmetric geometries". *Nuclear Instruments and Methods in Physics Research Section A: Accelerators, Spectrometers, Detectors and Associated Equipment*, Volumen 415, Fascículo 1–2, Paginas 127–132.
- [17] Bazin, A.; Vatulin, V.; Dementyev, Y.; Mironova, V.; Skidan, G.; Tikhomirova, B.; Tikhomirov, B. (1998). "Application of view-factor method in calculations of radiation transport in targets". *Nuclear Instruments and Methods in Physics Research Section A: Accelerators,*

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**

- Spectrometers, Detectors and Associated Equipment*, Volumen 415, Fascículo 1–2, Páginas 123–126.
- [18] MacFarlane, J. (2003). "VISRAD—A 3-D view factor code and design tool for high-energy density physics experiments". *Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer*, Volumen 81, Fascículo 1–4, Páginas 287–300.
- [19] Sugden, S. J. (2004). "View factor for inclined plane with Gaussian source". *Applied Mathematical Modelling*, Volumen 28, Fascículo 12, Páginas 1063–1082.
- [20] Mishra, S. C. ;Shukla, A. ;Yadav, V. (2008). "View factor calculation in the 2-D geometries using the collapsed dimension method". *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volumen 35, Fascículo 5, Páginas 630–636.
- [21] Bopche, S. B. ;Sridharan, A. (2009). "Determination of view factors by contour integral technique". *Annals of Nuclear Energy*, Volumen 36, Fascículos 11–12, Páginas 1681–1688.
- [22] Khor, Y. K.; Hung, Y. M.; Lim, B. K. (2010). "On the role of radiation view factor in thermal performance of straight-fin heat sinks". *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volumen 37, Fascículo 8, Páginas 1087–1095.
- [23] Mirhosseini, M. ; Saboonchi, A. (2011). "Monte Carlo method for calculating local configuration factor for the practical case in material processing". *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volumen 38, Fascículo 8, Páginas 1142–1147.
- [24] Mirhosseini, M.; Saboonchi, A. (2011). "View factor calculation using the Monte Carlo method for a 3D strip element to circular cylinder". *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volumen 38, Fascículo 6, Páginas 821–826.
- [25] Beckers, B.; Masset, L.;Beckers, P. (2011). "The universal projection for computing data carried on the hemisphere". *Computer-Aided Design*, Volumen 43, Fascículo 2, Páginas 219–226.
- [26] Bao, C.; Cai, N.; Croiset, E. (2011). "An analytical model of view factors for radiation heat transfer in planar and tubular solid oxide fuel cells". *Journal of Power Sources*, Volumen 196, Fascículo 6, Páginas 3223–3232.
- [27] Rakovec, J.; Zakšek, K. (2012). "On the proper analytical expression for the sky-view factor and the diffuse irradiation of a slope for an isotropic sky". *Renewable Energy*, Volumen 37, Fascículo 1, Páginas 440–444.
- [28] Brewster M. Q. (1992). *Thermal radiative transfer and properties*, John Wiley & Sons.
- [29] Modest M. F. (1993). *Radiative heat transfer*, Mc Graw-Hill.
- [30] Siegel R., Howell J. R. (1992). *Thermal Radiation Heat Transfer*, Taylor & Francis.



## ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DE LA RADIACIÓN TÉRMICA EN LA CONVECCIÓN NATURAL LAMINAR A LO LARGO DE UNA PLACA VERTICAL

Rebollo, Daniel de Jesús; Bocca, José Carlos; Rodrigo, Rodolfo Horacio

*Universidad Nacional de San Juan, Facultad de Ingeniería, Departamento de Electromecánica.  
Avenida Libertador San Martín (Oeste) 1109 - CPA: J5400ARL - San Juan - Argentina.  
drebollo.de.fi.unsj@gmail.com*

### RESUMEN.

En este trabajo se estudian los efectos de la radiación térmica en la transferencia de calor por convección natural entre una placa plana vertical y un fluido que la rodea. Se considera que el medio que rodea a la placa es aire y participa del transporte radiante absorbiendo, emitiendo y dispersando energía radiante. Se tienen en cuenta diferentes condiciones térmicas para la placa, isotérmica o con generación de calor, y se analizan los efectos de algunos parámetros radiantes como el coeficiente de absorción y el coeficiente de dispersión del medio, la emisividad y reflectividad de la superficie de la placa, la temperatura de referencia del medio y la variación de las propiedades físicas del aire con la temperatura de referencia.

Las ecuaciones diferenciales de Navier-Stokes completas para flujo laminar en estado estacionario y la ecuación diferencial de la energía junto con la ecuación integro-diferencial de la transferencia radiante en un medio absorbente, emisor y dispersante se resuelven con el Método de los Volúmenes Finitos en coordenadas cartesianas bidimensionales. El acople entre la temperatura y la densidad se hace aplicando la aproximación de Boussinesq.

La solución del problema convectivo-radiante combinado ha sido programada en un código de computadora escrito en lenguaje FORTRAN.

Se presentan resultados para convección pura, radiación pura y convección y radiación combinadas. Se hacen comparaciones con soluciones más simples donde se resuelven las ecuaciones reducidas de capa límite y los resultados obtenidos son muy buenos.

**Palabras Claves:** placa plana vertical, convección natural, radiación térmica, medio participante.



## 1. INTRODUCCIÓN

En muchos problemas de la ingeniería relacionados con la conversión de energía, la conducción y la convección de calor ocurren simultáneamente con una cantidad significativa de radiación térmica. Ejemplos concretos de estos sistemas son los motores de combustión interna, turbinas térmicas y hornos industriales. Por ejemplo, en hornos que queman combustibles fósiles, el dióxido de carbono y el vapor de agua, formados como productos de la combustión, absorben y emiten cantidades significativas de radiación térmica. La participación del medio también puede ser apreciable en las cámaras de combustión de los motores. Otros ejemplos de transferencia de calor por modos combinados se pueden encontrar en los hornos de fundición de vidrio, explosiones nucleares, propulsión de cohetes, fenómenos ambientales y procesos de enfriamiento en dispositivos electrónicos. La convección natural en placas planas verticales ocurren en aplicaciones tales como el enfriamiento de componentes electrónicos, en intercambiadores de calor de tubos aletados y en sistemas de ventilación en edificios, por nombrar algunos.

El estudio de la convección natural en placas planas comienza en la década del 40 y se ha extendido hasta nuestros días. Continuamente aparecen trabajos que plantean nuevos estudios experimentales y numéricos al problema de la convección natural en placas planas verticales, entre ellos se destacan los relacionados con el transporte convectivo y radiativo combinados.

Haciendo una breve revisión de los trabajos relacionados con la problemática de la convección natural en placas planas verticales se puede mencionar el trabajo de Imadojemu [1] quien examinó experimentalmente las características de la transferencia de calor entre una placa vertical inmersa en agua y determinó la relación entre el número de Nusselt local y el número de Rayleigh ( $10^4 < Ra < 10^{13}$ ) para diferentes flujos de calor. Fujii [2] estudió numéricamente y experimentalmente la transferencia de calor por convección natural en una placa vertical con protuberancias y fuentes discretas de calor inmersa en aire resolviendo las ecuaciones de Navier-Stokes completas encontrando que los resultados numéricos se corresponden muy bien con los experimentales excepto para grandes relaciones de aspecto donde los efectos tridimensionales resultan significativos. Chen, Yang y Lin [3] aplicaron el método de transformación de Prandtl para estudiar la convección libre transitoria a lo largo de una placa vertical en presencia de un campo magnético y un fluido no Newtoniano. Al-Nimr y Masoud [4] utilizando la técnica de transformación de Laplace resolvieron el problema de convección libre no estacionaria en una placa plana vertical embebida en un medio poroso con diferentes condiciones de borde. Pantokratoras [5] estudió la convección natural laminar a lo largo de una placa vertical isotérmica inmersa en agua a baja temperatura sumiendo que las propiedades físicas del agua varían con la temperatura. Pantokratoras [6] también analizó el flujo de capa límite laminar de agua a lo largo de una placa laminar vertical con flujo de calor uniforme en estado estacionario, interesándose en el comportamiento no lineal de la densidad del agua a baja temperatura. Pantokratoras [7] estudió además el flujo de capa límite laminar estacionaria a lo largo de una placa vertical con flujo de calor uniforme inmersa en glicerina con la conductividad térmica, densidad y calor específico linealmente dependientes de la temperatura, y la viscosidad dinámica con una variación exponencial con la temperatura. Pantokratoras [8] también investigó la variación del número de Nusselt para convección natural en la capa límite adyacente a una placa vertical isotérmica inmersa en agua térmicamente estratificada a baja temperaturas considerando flujos ascendentes y descendentes, observando un máximo para la temperatura de máxima densidad. Pantokratoras [9] estudió además el flujo de capa límite laminar estacionaria a lo largo de una placa vertical teniendo en cuenta la disipación viscosa del fluido encontrando que la interacción entre el calentamiento viscoso y las fuerzas de flotación influyen fuertemente en los resultados. Andreozzi y Manca [10] examinaron la convección natural laminar del aire en canales verticales con una placa auxiliar a lo largo de la línea central, el canal es simétricamente calentado con un flujo de calor uniforme mientras que la placa es adiabática o calentada a flujo de calor uniforme, resolviendo numéricamente las ecuaciones completas de Navier-Stokes. Ece y Büyük [11] investigaron el flujo de capa límite en convección laminar libre en una placa vertical caliente bajo condiciones de borde térmicas diferentes obteniendo una relación entre las soluciones de similaridad de las capas límites hidrodinámica y térmica. Kazansky, Dubovsky, Ziskind y Letan [12] analizaron numéricamente y experimentalmente la transferencia de calor por convección natural desde una placa calentada

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



### UTN.BA

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

### FoDAMI

eléctricamente la cual es ubicada simétricamente en una chimenea de altura variable sirviendo como una bomba térmica para la ventilación de una cavidad debajo de la chimenea. Krishnan, Premachandran, Balaji y Venkateshan [13] presentaron resultados experimentales y semi-experimentales de la convección natural laminar y radiación superficial combinadas entre tres placas verticales paralelas y el aire. Shapiro y Fedorovich [14] investigaron la dependencia de la convección natural laminar no estacionaria con el número de Prandtl en una placa vertical infinita inmersa en un fluido térmicamente estratificado, donde el flujo se induce a través de cambios repentinos en la temperatura y el flujo de calor en la placa, obtuvieron soluciones analíticas de las ecuaciones de flujo y energía utilizando transformaciones de Laplace las que fueron confirmadas con resultados obtenidos numéricamente. Mobedi y Sunden [15] investigaron la transferencia de calor estacionaria conjugada en una aleta plana vertical con pequeñas fuentes de calor en convección laminar estacionaria resolviendo las ecuaciones de conducción del calor, en la aleta, y las ecuaciones de capa límite de velocidad y temperatura, en el fluido, con el método de las diferencias finitas. Kumari y Nath [16] estudiaron numéricamente la transferencia de calor conjugada, conducción y convección laminar natural, entre un fluido no Newtoniano en reposo y una placa vertical calentada en movimiento utilizando el método de las diferencias finitas. Jahangeer, Ramis y Jilani [17] analizaron la transferencia de calor conjugada entre un elemento de combustible rectangular de un reactor nuclear, y una corriente ascendente de sodio líquido, resolviendo las ecuaciones de la conducción del calor, en los elementos, y las ecuaciones de capa límite, en el fluido, por medio de las diferencias finitas. Yilmaz y Fraser [18] investigaron la convección natural turbulenta en un canal de placas planas verticales en forma experimental y en forma numérica, utilizando un programa comercial con un modelo de turbulencia  $k-\epsilon$  para bajos números de Reynolds. Andreozzi, Campo y Manca [19] analizaron numéricamente la convección natural del aire cuando es calentado en canales de placas verticales paralelas, con flujo de calor uniforme, combinando una placa corta en la entrada y dos placas aisladas y alineadas a la salida, con el objeto de mejorar la transferencia de calor. Andreozzi, Bianco, Manca y Naso [20] estudiaron numéricamente la convección mezclada en el aire por la interacción entre un flujo de flotación y el flujo inducido por el movimiento vertical de una placa adiabática a velocidad constante en el plano medio de un canal vertical cuyas paredes son calentadas con flujo de calor constante. Mamun, Chowdhury, Azim y Molla [21] analizaron los efectos del campo magnético, disipación viscosa y la generación de calor en el flujo incompresible y natural de un fluido viscoso y conductor de la electricidad a lo largo de una placa vertical conductora. Aydın y Kaya [22] examinaron la combinación de transferencia de calor por convección natural y magnética sobre una placa plana vertical tomando en cuenta los efectos del calentamiento Ohmico y la disipación viscosa al aplicar un campo magnético uniforme perpendicular a la placa. Cao y Baker [23] estudiaron la convección laminar mixta sobre una placa vertical isotérmica y con discontinuidades térmicas. Azim, Mamun y Rahman [24] analizaron la transferencia de calor conjugada en estado estacionario a través de un fluido conductor de la electricidad sobre una placa vertical en presencia de un campo magnético transversal, teniendo en cuenta los efectos de la disipación viscosa, el calentamiento de Joule y la generación de calor. Bazdidi-Tehrani y Nazaripoor [25] estudiaron la convección laminar mezclada combinada con la transferencia de calor radiante entre placas paralelas verticales simétricamente calentadas considerando los efectos de absorción, emisión y dispersión del fluido. Khan y Aziz [26] analizaron el flujo convectivo natural de un nanofluido sobre una placa vertical con un flujo de calor constante en la superficie resolviendo las ecuaciones de similitud. Anilkumar y Devarapu [27] realizaron un análisis para obtener la solución de no similitud para la convección mezclada laminar en estado no estacionario sobre una placa vertical en movimiento continuo tomando en cuenta los efectos de la disipación viscosa. Rana y Bhargava [28] investigaron el flujo de capa límite laminar en convección mezclada de un nanofluido incompresible a lo largo de una placa vertical con su temperatura dependiente de fuentes y sumideros de energía. Molla, Saha y Hossain [29] estudiaron el efecto de la radiación térmica sobre un flujo laminar en convección natural bidimensional en estado estacionario de un fluido viscoso incompresible y ópticamente grueso a lo largo de una placa plana vertical con una variación sinusoidal de la temperatura en su superficie. Aziz y Khan [30] estudiaron el flujo convectivo natural de un nanofluido sobre una placa vertical calentada usando un análisis de similitud incluyendo el efecto del movimiento Browniano y la termoforesis. Sun, Li, Chénier, Lauriat y Padet [31] simulaban numéricamente la convección mezclada del aire entre un arreglo de placas verticales isotérmicas con el objeto de determinar el espaciamiento óptimo



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**

correspondiente a un pico de flujo de calor en la superficie. Finalmente, Khani, Aziz y Hamedi-Nezhad [32] utilizaron el método de análisis de homotópico para derivar una solución analítica altamente precisa para la convección natural y la transferencia de masa simultánea desde una placa vertical isotérmica.

De la revisión de trabajos anterior se aprecia que el estudio de la convección natural en una placa plana vertical sigue siendo de interés ya que al ser una problemática bien conocida permite explorar nuevas aplicaciones y nuevos métodos de solución.

En este trabajo se ha estudiado la transferencia de calor por convección natural y radiación combinadas entre una placa plana vertical inmersa en aire y se ha considerado que el aire participa del transporte radiante absorbiendo, emitiendo y dispersando la energía radiante. Se ha tenido en cuenta una placa isotérmica o con generación de calor, y se han analizado los efectos del coeficiente de absorción y el coeficiente de dispersión del aire, la emisividad y reflectividad de la superficie de la placa, la temperatura de referencia del aire y la variación de las propiedades físicas del aire con la temperatura de referencia.

## 2. MODELO MATEMÁTICO.

El modelo matemático está constituido por la ecuación diferencial de la conservación de la masa (1), la ecuación diferencial de la conservación de la cantidad de movimiento lineal (2), la ecuación diferencial de la conservación de la energía (3) y la ecuación integro-diferencial del transporte radiante (4 y 5) [33-35]:

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) - \rho \mathbf{g} + \nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{v} = 0 \quad (2)$$

$$\rho c_p \left[ \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (T \mathbf{v}) \right] - \nabla \cdot (k \nabla T) - \nabla \cdot \mathbf{q}_r = 0 \quad (3)$$

En las ecuaciones (1, 2 y 3)  $\mathbf{v}$  es el vector de velocidad,  $t$  el tiempo,  $\rho$  la densidad,  $\mathbf{g}$  el vector de las fuerzas de masa,  $p$  la presión cinemática,  $\mu$  la viscosidad dinámica,  $c_p$  el calor específico a presión constante,  $T$  la temperatura,  $k$  la conductibilidad térmica,  $\mathbf{q}_r$  el flujo de calor por radiación térmica,  $\nabla$  el operador gradiente,  $\nabla \cdot$  el operador divergencia y  $\nabla^2$  el operador de Laplace.

La ecuación que describe la propagación de la radiación térmica en un dominio multidimensional con paredes grises-difusas, relleno con un medio participante gris, se puede escribir como [36-38]:

$$\mathbf{s} \cdot \nabla i = -\beta i + S_r \quad (4)$$

En la ecuación (4)  $i$  es la intensidad de radiación,  $\mathbf{s}$  el vector de dirección,  $\beta = \kappa + \sigma$  es el coeficiente de extinción,  $\kappa$  el coeficiente de absorción,  $\sigma$  el coeficiente de dispersión,  $S_r$  el término fuente de la radiación, el cual se calcula de la siguiente manera:

$$S_r = \kappa i_b + \frac{\sigma}{4\pi} \int_{\omega=0}^{4\pi} i \Phi d\omega \quad (5)$$

En la ecuación (5)  $\omega$  es el ángulo sólido,  $\Phi$  la función de dispersión y  $i_b$  es la intensidad de radiación del cuerpo negro.

La divergencia de la energía radiante se calcula como

$$\nabla \cdot \mathbf{q}_r = \kappa \left( 4\gamma T^4 - \int_{\omega=0}^{4\pi} i d\omega \right) \quad (6)$$

En la ecuación (6)  $\gamma$  es la constante de Stefan – Boltzmann.



En este estudio se considera que el fluido es incompresible, el flujo es laminar, las propiedades físicas son constantes y solo se tiene en cuenta la variación de la densidad con la temperatura.

### 2.1. Método numérico.

El método de los volúmenes finitos es usado para resolver el sistema de ecuaciones integro-diferenciales que componen el modelo matemático. Ha sido extensivamente utilizado para resolver problemas de difusión-convección [39-42] y recientemente aplicado a problemas de radiación [43-46]. En los últimos años el método de los volúmenes finitos se ha transformado en uno de los métodos más usados y con mayor futuro.

El dominio de cálculo ha sido discretizado con 100x200 celdas interiores y se ha usado una malla regular. El espacio angular se divide en 18x36 ángulos polares y azimutales respectivamente.

Las ecuaciones integro-diferenciales que integran el modelo matemático se resuelven en forma secuencial de manera segregada y el acoplamiento presión-velocidad se realiza a través del método SIMPLE [34, 40-41] el cual se ha transformado en uno de los algoritmos de acople presión-velocidad más populares.

El acoplamiento entre la temperatura y la densidad se resuelve con la aproximación de *Boussinesq*, en la que la diferencia de densidad, la cual causa el movimiento de fluido, se aproxima como función de la temperatura solamente, es decir:

$$\rho_0 - \rho = \rho\beta(T - T_0) \quad (7)$$

En la ecuación (7)  $T_0$  es la temperatura de referencia,  $\rho_0$  la densidad correspondiente a esa temperatura y  $\beta$  el coeficiente de expansión térmica.

Tabla 1 Propiedades físicas del aire a las diferentes temperaturas de referencia

$T_0$	$\rho$	$c_p$	$\mu \times 10^7$	$k \times 10^3$
300	1.1614	1007	184.6	26.3
400	0.8711	1014	230.1	33.8
500	0.6964	1030	270.1	40.7
600	0.5804	1051	305.8	46.9

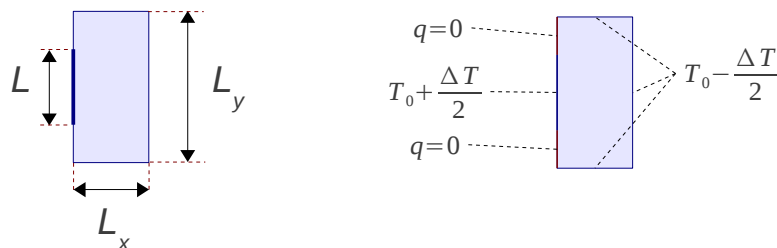


Figura 2 Geometría y condiciones de borde del dominio de cálculo.

### 2.2. Condiciones de borde.

En este trabajo se consideran condiciones de borde para la convección y la radiación. Para la convección se consideran paredes sólidas, isotérmicas y adiabáticas. Para la radiación, debe agregarse la condición de paredes grises, opacas y difusas.

La condición de borde para pared isotérmica se puede escribir, para la radiación, como:



$$i_w = \varepsilon_w i_{bw} + \frac{\rho_w H_w}{\pi} \quad (8)$$

En la ecuación (8) el subíndice  $w$  representa la pared,  $\varepsilon$  es la emisividad,  $\rho$  la reflectividad,  $H$  es la irradiación hemisférica y  $i_{bw}$  es la intensidad de radiación de la pared negra, la cual depende de la cuarta potencia de la temperatura absoluta de la pared. Estos últimos se calculan como:

$$i_{bw} = \frac{\gamma T_w^4}{\pi} \quad H_w = \int_{s \cdot n_w < 0} i_w |s \cdot n_w| d\omega \quad (9a,b)$$

En la ecuación (9b)  $\mathbf{n}$  es la normal unitaria a la pared. El flujo neto de calor radiante  $q_r$  que atraviesa la pared se calcula como:

$$q_r = \pi i_w - \varepsilon_w H_w \quad (10)$$

El flujo de calor por conducción  $q_c$  se calcula como:

$$q_c = k(\nabla T)_w \quad (11)$$

El flujo de calor total, normal a la pared isotérmica, es la suma del flujo de calor por conducción y radiación, es decir:

$$q_t = q_c + q_r \quad q_t = k(\nabla T)_w + \gamma \varepsilon_w T_w^4 - \varepsilon_w H_w \quad (12a,b)$$

En paredes con condiciones de borde de flujo de calor, el flujo de calor total  $q_t$ , obtenido como suma de los flujos de calor por conducción y radiación, depende de potencias diferentes de la temperatura, por lo que se genera una ecuación de cuarto orden para la temperatura.

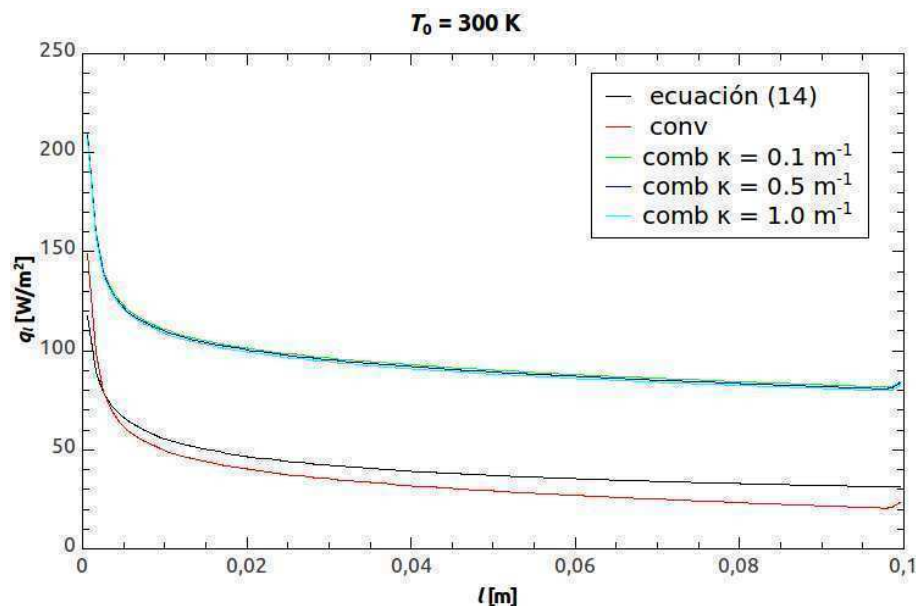


Figura 2 Distribución del flujo de calor local a lo largo de la placa para  $T_0 = 300$  K.

### 3. GEOMETRÍA Y CONDICIONES TÉRMICAS.

El dominio de cálculo considerado en este trabajo está formado por un rectángulo de ancho  $L_x = 0.1$  m y altura  $L_y = 0.2$  m, como se muestra en la Figura 1. La placa plana vertical, de longitud  $L = 0.1$  m



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**

se encuentra en el centro de la pared oeste. Las propiedades físicas del aire, a la temperatura de referencia  $T_0$ , obtenidas del libro de Incropera [47] están dadas en la Tabla 1. El número de Prandtl  $Pr$ , y el coeficiente de expansión térmica  $\beta$  se calculan como:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad \beta = \frac{1}{T_0} \quad (13a,b)$$

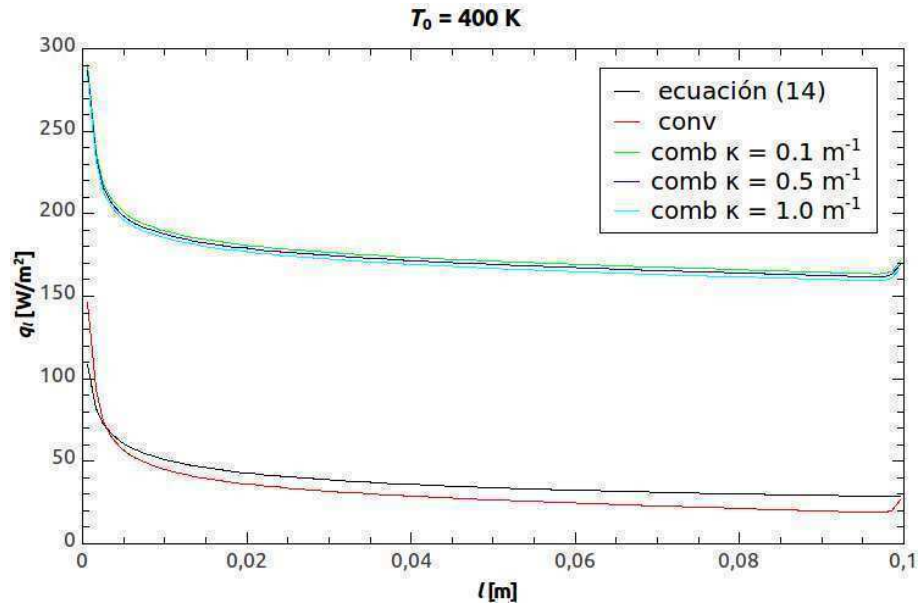


Figura 3 Distribución del flujo de calor local a lo largo de la placa para  $T_0 = 400$  K.

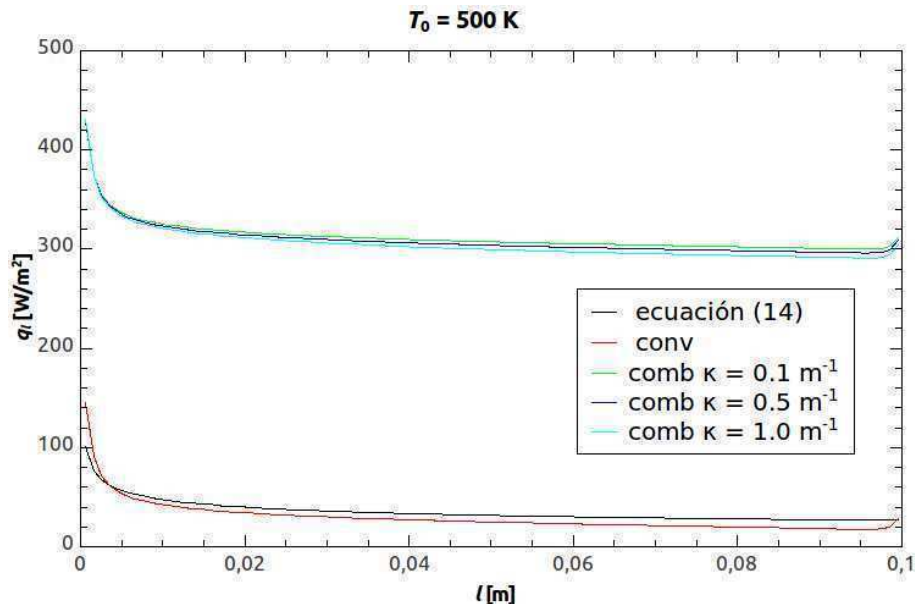


Figura 4 Distribución del flujo de calor local a lo largo de la placa para  $T_0 = 500$  K.

Todas las paredes tienen condiciones de borde de no deslizamiento para la velocidad y condiciones de paredes negras para la radiación térmica. Las paredes sur, norte y este son isotérmicas, a la temperatura  $T_0 - \Delta T/2$ , y la placa, también isotérmica, a la temperatura  $T_0 + \Delta T/2$ , como se indica



en la Figura 1. Siempre el  $\Delta T = 10\text{ K}$  debido a que este es el máximo permitido para el aire dentro de la aproximación de *Boussinesq* [34]. Para los dos tramos superior e inferior a la placa vertical, sobre la pared oeste, se consideran condiciones de borde adiabáticas.

Se estudian cuatro valores de la temperatura de referencia  $T_0 = 300, 400, 500$  y  $600\text{ K}$  y tres valores del coeficiente de absorción  $\kappa = 0.1; 0.5$  y  $1.0\text{ m}^{-1}$ .

Para la placa se ha tomado una coordenada local  $l$  [m] en la dirección de la placa.

Todas las magnitudes usadas están expresadas en el sistema internacional de medidas.

### 3. RESULTADOS.

Por razones de espacio, solo se presentan la distribución de flujo de calor a lo largo de la placa vertical y los flujos de calor medio, para el caso de convección pura y convección y radiación combinadas, para las cuatro temperaturas de referencia y tres coeficientes de absorción. Además, el flujo de calor local y medio para convección pura, se compara con el obtenido por la correlación expresada por la ecuación (14) y (15) [47]

$$Nu_l = \left(\frac{Gr_l}{4}\right)^{1/4} \left[ \frac{0.75 Pr^{1/2}}{(0.609 + 1.221 Pr^{1/2} + 1.238 Pr)^{1/4}} \right] \quad (14)$$

$$\overline{Nu}_L = 0.68 + \frac{0.67 Ra_L^{1/4}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad (15)$$

donde el número de Grashof, el número de Nusselt, el número de Rayleigh y el flujo de calor local se calculan como

$$Gr_l = \frac{g\beta(T_s - T_0)l^3}{\nu^2} \quad Nu_l = \frac{h_l l}{k} \quad Ra_L = Gr_L Pr \quad q_l = h_l(T_s - T_0) \quad (16a,b,c,d)$$

en la que  $T_s$  es la temperatura de la superficie de la placa,  $h$  el coeficiente de convección y  $\nu = \mu/\rho$  la viscosidad cinemática.

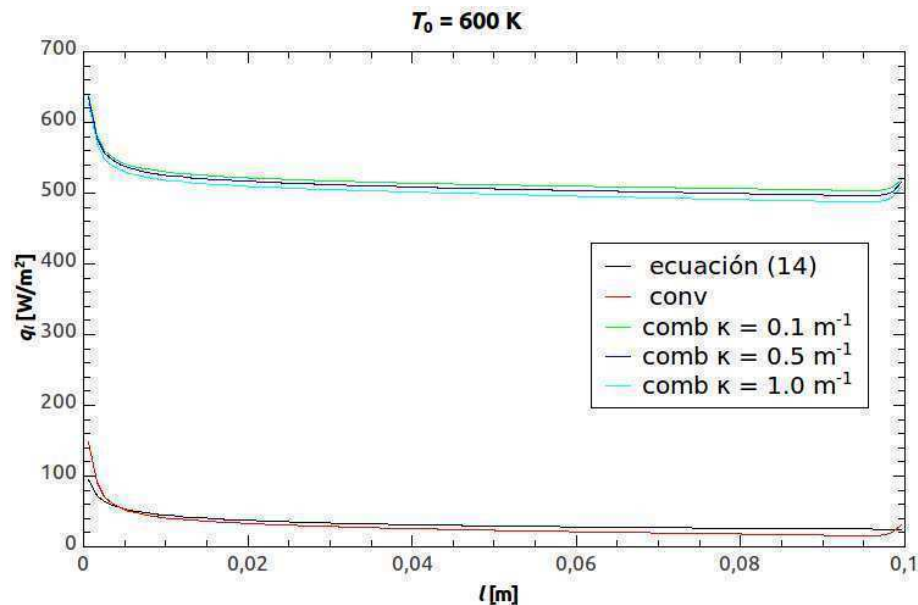


Figura 5 Distribución del flujo de calor local a lo largo de la placa para  $T_0 = 600\text{ K}$ .

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**

En las Figuras 2 a 5 se muestra la distribución del flujo de calor obtenido con la correlación dada por la ecuación (14), el flujo de calor para convección pura, dado por la ecuación (11), y el flujo de calor para convección y radiación combinadas, dado por las ecuaciones (12), para los tres coeficientes de absorción considerados.

Se observa que el flujo de calor alcanza su máximo en el extremo inferior de la placa y comienza a disminuir a medida que el aire asciende sobre la placa. Esto se debe a que al ascender el aire sobre la placa este se va calentando, por lo que disminuye el gradiente de temperatura y como consecuencia se reduce el flujo de calor.

Además, puede advertirse que el flujo por convección indica valores superiores al flujo de calor correspondiente a la correlación en el extremo inicial de la placa, y luego de la coordenada  $l = 0.005$  m los valores son menores.

Es notable la influencia de la temperatura de referencia en el flujo de calor combinado, en el que a medida que aumenta la temperatura de referencia se incrementan notablemente los flujos de calor. Esto se puede explicar por el hecho que la radiación térmica depende de la cuarta potencia de la temperatura.

Para el caso combinado, no se advierte una gran influencia del coeficiente de absorción, pero se observa que los mayores flujos de calor corresponden al coeficiente más pequeño  $\kappa = 0.1 \text{ m}^{-1}$ . Esto se debe a que mientras mayor es el coeficiente de absorción, mayor es la cantidad de energía absorbida por el aire, lo que incrementa su temperatura, y como consecuencia, incrementa la energía radiante emitida por el aire, parte de la cual alcanza la placa disminuyendo el flujo de calor radiante neto en su superficie.

En la Tabla 2 se muestran los flujos de calor medio en la placa vertical, se advierte que los valores dados por la ecuación (14) y convección pura son inferiores a los dados por la correlación para valores medios, ecuación (15). Se puede apreciar además, que los valores del flujo de calor medio para las ecuaciones (14) y (15) y para convección pura disminuyen con el incremento de la temperatura de referencia. Para el modo combinado, se observan incrementos importantes respecto a los resultados dados por la correlación (15), los cuales se acentúan con el incremento de la temperatura de referencia. Como ya se mencionó en el análisis de las distribuciones de flujo de calor, aquí también se advierte que los mayores flujos de calor medio corresponden a los coeficientes de absorción más pequeños.

Tabla 2 Flujo de calor medio sobre la placa.

	$T_0$			
	300	400	500	600
ecuación (15)	43,59502	40,75295	38,77882	37,23775
ecuación (14)	41,74220	38,39578	35,95637	33,99664
convección	34,41651	31,63932	30,06552	28,92120
comb $\kappa = 0.1 \text{ m}^{-1}$	95,44220	176,28840	312,74820	517,49345
comb $\kappa = 0.5 \text{ m}^{-1}$	94,54755	174,24664	309,49937	511,68504
comb $\kappa = 1.0 \text{ m}^{-1}$	93,47181	171,94656	305,68847	503,99883

### 3. CONCLUSIONES.

Del análisis anterior se puede concluir que la presencia de la radiación térmica tiene un efecto muy importante en el flujo de calor en una placa plana vertical isotérmica inmersa en aire.

El aumento de la temperatura de referencia tiene un efecto negativo en la convección y positivo en la radiación, siendo este último mucho mayor.

El incremento del coeficiente de absorción tiene un efecto negativo en el flujo de calor.



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**

Comparando los flujos de calor medio dados por la ecuación (15) y (14) se observan diferencias del 4.25%, 5.78%, 7.28% y 8.70% para las cuatro temperaturas de referencia. Haciendo la comparación entre los flujos de calor medio dados por la ecuación (15) y los correspondientes a convección pura, se obtienen diferencias del 21.05%, 22.36%, 22.47% y 22.33% para cada una de las temperaturas de referencia.

Los incrementos del flujo de calor medio en el modo combinado, comparados con los valores dados por la ecuación (15), toman valores del 118.93%, 332.58%, 706.49% y 1289.70% para  $\kappa = 0.1 \text{ m}^{-1}$ , del 116.88%, 327.57%, 698,11% y 1274,10% para  $\kappa = 0.5 \text{ m}^{-1}$  y del 114.41%, 321.92%, 688,29% y 1253,47% para  $\kappa = 0.5 \text{ m}^{-1}$  respectivamente.

Las mayores tasas de transferencia de calor, en el modo combinado, corresponden a la radiación, en todo el rango de temperatura ensayado, poniendo en evidencia el error cometido al despreciar la radiación en problemas de transferencia de calor a bajas temperaturas, tales como enfriamiento de componentes electrónicos.

El método de los volúmenes finitos resulta ser un método numérico potente y eficiente para resolver problemas de transferencia de calor combinado.

Los resultados obtenidos en este trabajo con el método de los volúmenes finitos, en especial para el caso de convección pura, se comparan bastante bien con los obtenidos por las diferentes correlaciones, las cuales suelen dar valores aproximados.

#### 4. REFERENCIAS.

- [1] Imadojemu, H. E. (1994). "Heat transfer characteristics of a constant heat flux vertical plate in water". *Experimental Thermal and Fluid Science*, Volumen 9, Fascículo 1, Páginas 13–21.
- [2] Fujii, M. (1996). "Natural convection to air from an array of vertical parallel plates with discrete and protruding heat sources". *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Volumen 17, Fascículo 5, Páginas 483–490.
- [3] Chen, C. K.; Yang, Y. T.; Lin, M. T. (1996). "Transient free convection of non-Newtonian fluids along a wavy vertical plate including the magnetic field effect". *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Volumen 17, Fascículo 6, Páginas 604–612.
- [4] Al-Nimr, M. A.; Masoud S. (1998). "Unsteady free convection flow over a vertical flat plate immersed in a porous medium". *Fluid Dynamics Research*, Volumen 23, Fascículo 3, Páginas 153–160.
- [5] Pantokratoras, A. (2001). "Laminar free-convective heat transfer from a vertical isothermal plate to water at low temperatures with variable physical properties". *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Volumen 22, Fascículo 6, Páginas 666–668.
- [6] Pantokratoras, A. (2003). "Laminar free-convection in water with variable physical properties adjacent to a vertical plate with uniform heat flux". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volumen 46, Fascículo 4, Páginas 725–729.
- [7] Pantokratoras, A. (2003). "Laminar free-convection in glycerol with variable physical properties adjacent to a vertical plate with uniform heat flux". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volumen 46, Fascículo 9, Páginas 1675–1678.
- [8] Pantokratoras, A. (2003). "A note on the Nusselt number adjacent to a vertical isothermal plate immersed in thermally stratified water at low temperatures". *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Volumen 24, Fascículo 2, Páginas 278–281.
- [9] Pantokratoras, A. (2005). "Effect of viscous dissipation in natural convection along a heated vertical plate". *Applied Mathematical Modelling*, Volumen 29, Fascículo 6, Páginas 553–564.
- [10] Andreozzi, A.; Manca, O. (2001). "Thermal and fluid dynamic behavior of symmetrically heated vertical channels with auxiliary plate". *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Volumen 22, Fascículo 4, Páginas 424–432.
- [11] Ece, M. C.; Büyük, E. (2002). "Similarity solutions for free convection to power-law fluids from a heated vertical plate". *Applied Mathematics Letters*, Volumen 15, Fascículo 1, Páginas 1–5.
- [12] Kazansky, S.; Dubovsky, V.; Ziskind, G.; Letan, R. (2003). "Chimney-enhanced natural convection from a vertical plate: experiments and numerical simulations". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volumen 46, Fascículo 3, Páginas 497–512.



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



**FoDAMI**

- [13] Krishnan, A. S.; Premachandran, B.; Balaji, C.; Venkateshan, S.P. (2004). "Combined experimental and numerical approaches to multi-mode heat transfer between vertical parallel plates". *Experimental Thermal and Fluid Science*, Volumen 29, Fascículo 1, Páginas 75–86.
- [14] Shapiro, A.; Fedorovich, E. (2004). "Prandtl number dependence of unsteady natural convection along a vertical plate in a stably stratified fluid". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volumen 47, Fascículo 22, Páginas 4911–4927.
- [15] Mobedi, M.; Sunden, B. (2006). "Natural convection heat transfer from a thermal heat source located in a vertical plate fin". *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volumen 33, Fascículo 8, Páginas 943–950.
- [16] Kumari, M.; Nath, G. (2006). "Conjugate mixed convection transport from a moving vertical plate in a non-Newtonian fluid". *International Journal of Thermal Sciences*, Volumen 45, Fascículo 6, Páginas 607–614.
- [17] Jahangeer, S.; Ramis, M. K.; Jilani, G. (2007). "Conjugate heat transfer analysis of a heat generating vertical plate". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volumen 50, Fascículos 1–2, Páginas 85–93.
- [18] Yilmaz, T.; Fraser, S. M. (2007). "Turbulent natural convection in a vertical parallel-plate channel with asymmetric heating". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volumen 50, Fascículos 13–14, Páginas 2612–2623.
- [19] Andreozzi, A.; Campo, A.; Manca, O. (2008). "Compounded natural convection enhancement in a vertical parallel-plate channel". *International Journal of Thermal Sciences*, Volumen 47, Fascículo 6, Páginas 742–748.
- [20] Andreozzi, A.; Bianco, N.; Manca, O.; Naso, V. (2008). "Effect of a moving plate on heat transfer in a uniform heat flux vertical channel". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volumen 51, Fascículos 15–16, Páginas 3906–3912.
- [21] Mamun, A. A.; Chowdhury, Z. R.; Azim, M. A.; Molla, M. M. (2008). "MHD-conjugate heat transfer analysis for a vertical flat plate in presence of viscous dissipation and heat generation". *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volumen 35, Fascículo 10, Páginas 1275–1280.
- [22] Aydın, O.; Kaya, A. (2009). "MHD mixed convection of a viscous dissipating fluid about a permeable vertical flat plate". *Applied Mathematical Modelling*, Volumen 33, Fascículo 11, Páginas 4086–4096.
- [23] Cao, K.; Baker, J. (2009). "Slip effects on mixed convective flow and heat transfer from a vertical plate". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volumen 52, Fascículos 15–16, Páginas 3829–3841.
- [24] Azim, M. A.; Mamun, A. A.; Rahman, M. M. (2010). "Viscous Joule heating MHD-conjugate heat transfer for a vertical flat plate in the presence of heat generation". *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volumen 37, Fascículo 6, Páginas 666–674.
- [25] Bazdidi-Tehrani, F.; Nazaripour, H. (2011). "Buoyancy-assisted flow reversal and combined mixed convection-radiation heat transfer in symmetrically heated vertical parallel plates: Influence of two radiative parameters". *Scientia Iranica*, Volumen 18, Fascículo 4, Páginas 974–985.
- [26] Khan, W. A.; Aziz, A. (2011). "Natural convection flow of a nanofluid over a vertical plate with uniform surface heat flux". *International Journal of Thermal Sciences*, Volumen 50, Fascículo 7, Páginas 1207–1214.
- [27] Anilkumar, Devarapu (2011). "Nonsimilar solutions for unsteady mixed convection from a moving vertical plate". *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, Volumen 16, Fascículo 8, Páginas 3147–3157.
- [28] Rana, P.; Bhargava, R. (2011). "Numerical study of heat transfer enhancement in mixed convection flow along a vertical plate with heat source/sink utilizing nanofluids". *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, Volumen 16, Fascículo 11, Páginas 4318–4334.
- [29] Molla, M. M.; Saha, S. C.; Hossain, M. A. (2011). "Radiation effect on free convection laminar flow along a vertical flat plate with streamwise sinusoidal surface temperature". *Mathematical and Computer Modelling*, Volumen 53, Fascículos 5–6, Páginas 1310–1319.



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**

- [30] Aziz, A.; Khan, W. A. (2012). "Natural convective boundary layer flow of a nanofluid past a convectively heated vertical plate". *International Journal of Thermal Sciences*, Fascículo 52, Páginas 83–90.
- [31] Sun, H.; Li, R.; Chénier, E.; Lauriat, G.; Padet, J. (2012). "Optimal plate spacing for mixed convection from an array of vertical isothermal plates". *International Journal of Thermal Sciences*, Fascículo 55, Páginas 16–30.
- [32] Khani, F.; Aziz, A.; Hamedi-Nezhad, S. (2012). "Simultaneous heat and mass transfer in natural convection about an isothermal vertical plate". *Journal of King Saud University – Science*, Volumen 24, Fascículo 2, Páginas 123–129.
- [33] Anderson D. A., Tannehill J. C., Pletcher R. H., (1984). "Computational fluid mechanics and heat transfer", Hemisphere Publishing.
- [34] Ferziger J. H., Peric M., (1999). "Computational Methods for fluids dynamics", Springer-Verlag.
- [35] Fletcher C. A. J., (1991 ). "Computational techniques for fluid dynamics", vol. I y II, Springer – Verlag, Berlin Heidelberg.
- [36] Brewster M. Q., (1992). "Thermal radiative transfer and properties", John Wiley & Sons.
- [37] Modest M. F., (1993 ). "Radiative heat transfer", Mc Graw-Hill.
- [38] Siegel R., Howell J. R., (1992). "Thermal Radiation Heat Transfer", Taylor & Francis.
- [39] Jasak H., (1996). "Error analysis and estimation for the finite volume method with applications to fluid flows", PhD Thesis.
- [40] Maliska R. C., (1995 ). "Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional", Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., Rio de Janeiro.
- [41] Patankar S. V., (1980). "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Mc Graw - Hill, New York.
- [42] Peric M., (1985). "A Finite Volume Method for the Prediction of Three – Dimensional Fluid Flow in Complex Ducts", Ph.D. Thesis, Imperial College, University of London, London.
- [43] Chai J. C., Lee H. S., Patankar S. V., (1994). "Finite Volume Method for Radiation Heat Transfer", *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Fascículo 8, Páginas 419-425.
- [44] Chai J. C., Parthasarathy G., Lee H. S., Patankar S. V., (1995 ). "Finite Volume Radiative Heat Transfer Procedure for Irregular Geometries", *Journal of Thermophysics and Heat Mass Transfer*, Fascículo 9, Páginas 410-415.
- [45] Chui E. H., Raithby G. D., (1993 ). "Computation of radiant heat transfer on a non-orthogonal mesh using the finite-volume method", *Numerical Heat Transfer*, B, Fascículo 23, Páginas 269-288.
- [46] Raithby G. D., Chui E. H., (1990). "A Finite-Volume Method for Predicting Radiant Heat Transfer in Enclosures with Participating Media", *Journal of Heat Transfer*, Fascículo 112, Páginas 415-423.
- [47] Incropera F. P., DeWitt D. P., (1996). "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", John Wiley & Sons, EEUU.



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



**FoDAMI**

## Rotação Ideal em Tanque com Impulsor Axial e Chicanas Tubulares Verticais para o Aquecimento de Soluções

Rosa, V. S.\*; Santos, A. R.<sup>1</sup>; Roseno, K. T. C.<sup>1</sup>; Souza Pinto, T. C.<sup>1</sup>; Moino, C. A. A.<sup>2</sup>; Fernandes, F. M.<sup>2</sup>; Lopes, M. D.<sup>3</sup>; Moraes Júnior, D.<sup>1</sup>

*Universidade Federal do ABC, Departamento de Energia.  
Rua Santa Adélia, 166. Bairro Bangu. Santo André - SP - Brasil . CEP 09.210-170  
E-mail: [vitor.rosa@ufabc.edu.br](mailto:vitor.rosa@ufabc.edu.br)*

<sup>1</sup>*Universidade Santa Cecília, Departamento de Engenharia Química.  
Rua Oswaldo Cruz, 277, Santos, São Paulo, Brasil  
E-mail: [deovaldo@unisanta.br](mailto:deovaldo@unisanta.br)*

<sup>2</sup>*Universidade Santa Cecília, Departamento de Engenharia Mecânica.  
Rua Oswaldo Cruz, 277, Santos, São Paulo, Brasil  
E-mail: [moino@unisanta.br](mailto:moino@unisanta.br)*

<sup>3</sup>*Carbocloro Indústrias Químicas, Departamento de Produção.  
Estrada Cônego Domênico Rangoni Km 267,7, Cubatão, São Paulo, Brasil  
E-mail: [mdiaslopes@uol.com.br](mailto:mdiaslopes@uol.com.br)*

### Resumo

São poucas as indústrias que não possuem tanques com impulsores mecânicos e transferência de calor. Estas unidades são utilizadas como reatores químicos, na preparação de polímeros, tintas, resinas e tratamento de efluentes. Grande parte dessas operações supracitadas necessita de um aquecimento ou resfriamento, sendo acopladas ao tanque, camisas, serpentinas ou chicanas tubulares. A rotação é um parâmetro de grande impacto na agitação e na transferência de calor, entretanto, a literatura não fornece um valor ideal da rotação para uma eficiente transferência de calor, agitação e economia de energia de alimentação do motor elétrico. O estudo teve por objetivo determinar a rotação ideal para uma eficiente transferência de calor, utilizando chicanas tubulares verticais e impulsor axial, tendo como parâmetros de análise a potência e o coeficiente global de transferência de calor, em regime permanente. A unidade experimental consistiu de um tanque de acrílico de 49 litros, um motor elétrico em balanço, um impulsor axial 4 pás inclinadas a 45°, um banho termostático com controle PID e chicanas tubulares de cobre. Foi utilizada água com temperatura constante de 60°C como fluido quente e vazão de 1,4 e 1,8 LPM, para o fluido frio usou-se água com temperatura de entrada na faixa de 27 a 45°C e vazão constante em 1 LPM. Foram utilizadas rotações no intervalo de 60 a 800 RPM. A rotação ideal encontrada foi determinada em função da potência consumida pelo motor elétrico e pelo coeficiente global de transferência de calor, possuindo um valor de 200 RPM.

**Palavras-chave:** tanque; impulsor axial; transferência de calor; chicanas tubulares verticais; potência.



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



**FoDAMI**

## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1. Generalidades

Os tanques com impulsores mecânicos são uma das operações unitárias mais empregadas na indústria química e petroquímica, sendo utilizados em operações de transferência de calor, transferência de massa, reatores químicos, aquecimento e resfriamento de soluções [1].

A troca de calor pode ocorrer em tanques com jaquetas, serpentinas ou chicanas tubulares, para cada tipo de operação envolvendo troca térmica existe um coeficiente global de transferência de calor [2], sendo este dependente de inúmeras variáveis como as propriedades físicas dos fluidos envolvidos e a disposição da fonte aquecedora no tanque.

As chicanas tubulares consistem em tubos verticais inseridos no interior do tanque conectados entre si, seguindo os valores recomendados por Rushton [3], com diâmetro de 1/10 a 1/12 do diâmetro do tanque. Elas possuem alta transferência de calor devido a sua geometria e também funciona como eliminadora de vórtice, propiciando uma melhor mistura e turbulência do fluido ou da mistura. Existem diversos tipos de chicanas tubulares sendo estas separadas em processos em bateladas e contínuos.

A literatura corrente carece de informações para rotação ótima em função da potência consumida e do coeficiente global de transferência de calor na técnica supracitada.

### 1.2. Objetivo

O estudo visou determinar a rotação ótima em um tanque com impulsor axial e com chicanas tubulares verticais em função da potência consumida pelo motor elétrico e do coeficiente global de transferência de calor.

## 2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Em operações envolvendo transferência de calor em tanques com impulsores mecânicos, há muitos fatores que influem no processo, como: (a) coeficiente global de transferência de calor (U), sendo este baseado nas propriedades físicas de ambos os fluidos; (b) rotação do impulsor; (c) área de transferência de calor e (d) potência consumida [4,5].

Os três mecanismos de transferência de calor estão, condução, convecção e radiação, estão presentes na operação de agitação, entretanto a condução e a radiação, são praticamente desprezíveis em relação à convecção, sendo esta o mecanismo predominante na transferência de calor em tanques [6].

A agitação favorece a convecção entre o conteúdo do tanque e fonte emissora de calor [7], além de promover a turbulência e manter a temperatura uniforme do meio. Os agitadores do tipo turbina radial ou axial são empregados em processos que necessitam de alta agitação e velocidade de rotação. Geralmente são empregados impulsores com quatro a seis pás, com diâmetro entre 30 a 50% do diâmetro do tanque [8].

As chicanas são empregadas em tanques de agitação e mistura com o objetivo de eliminar a formação de vórtices, que, por sua vez, são produzidos pela ação da força centrífuga que ocorre no líquido em rotação, devido à componente tangencial da velocidade do fluido. Este efeito geralmente ocorre com fluidos de baixas viscosidades. A Figura 1 ilustra um tanque sem chicanas e um tanque com chicanas.



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

**FoDAMI**

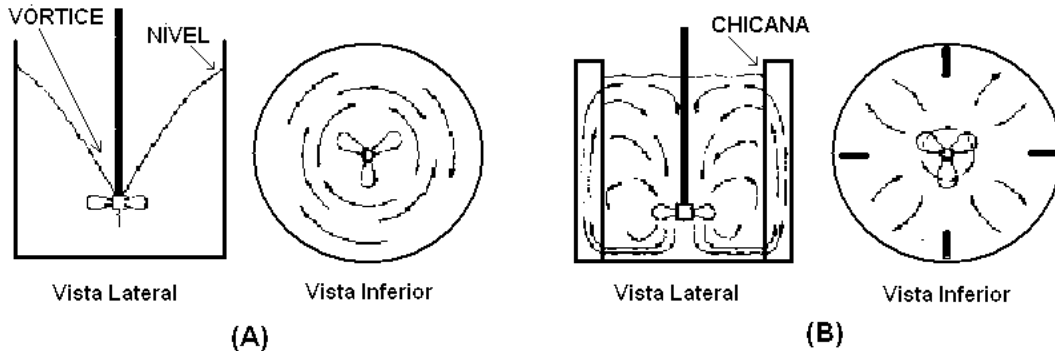


Figura 1 – (A) Tanque sem chicanas (B) Tanque com chicanas

A relação entre a potência consumida pelo impulsor, a sua rotação e características dimensionais e as propriedades físicas do fluido [9], é expressa através da Equação 1.

$$\frac{P}{\rho \cdot N^3 \cdot D_{imp}^5} = \frac{N \cdot D_{imp}^2 \cdot \rho}{\mu} \quad (1)$$

O primeiro membro da Equação 1 é o número de potência e o segundo membro caracteriza o número de Reynolds modificado para tanques com agitação.

Na Figura 2 está ilustrado o tradicional diagrama para determinação do número de potência em função do número de Reynolds para diversos tipos de impulsores [10]. O número de potência decresce com o aumento do número de Reynolds, enquanto que a potência consumida aumenta em função do incremento da rotação.

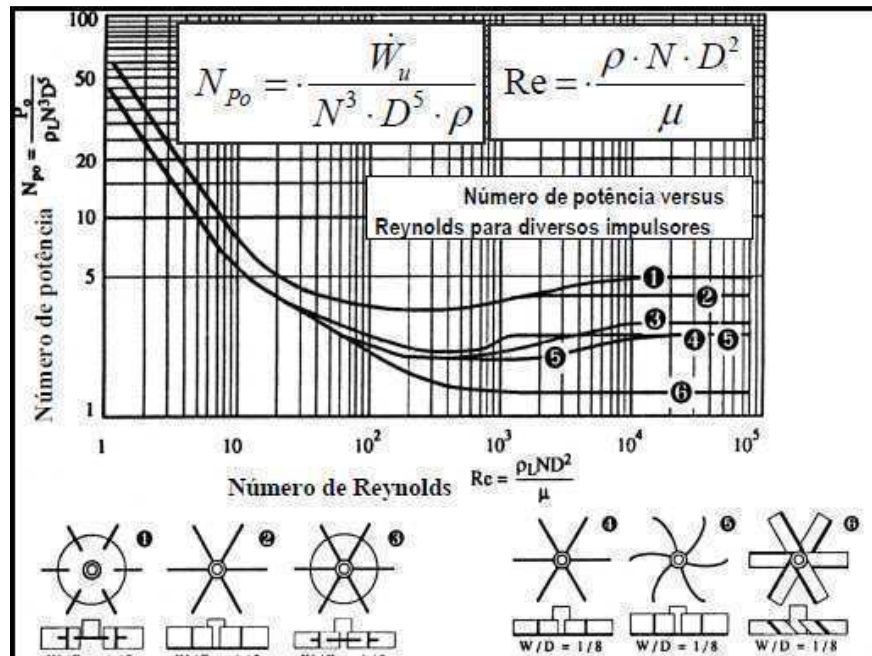


Figura 2 – Diagrama do número de potência em função do número de Reynolds



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



**FoDAMI**

As Equações de 2 a 6 foram utilizadas para a determinação dos parâmetros necessários à determinação da rotação ótima para a melhor transferência de calor.

O fluxo de calor foi calculado através da Equação 2.

$$Q = W_{FQ} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (2)$$

Sendo: Q, o fluxo de calor em Watts (W);  $W_{FQ}$ , a vazão em massa do fluido quente em Kg/s;  $C_p$  o calor específico do fluido aquecedor em J/kg °C;  $\Delta T$ , a diferença das temperaturas de entrada e saída do fluido quente em °C.

A Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (MLDT) foi calculada pela Equação 3.

$$MLDT = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (3)$$

Em que, MLDT é a média logarítmica das diferenças de temperatura, em °C;  $\Delta T_1$  é a diferença entre a temperatura de entrada do fluido quente e a temperatura de saída do fluido frio, em °C;  $\Delta T_2$  é a diferença entre a temperatura de saída do fluido quente e a temperatura de entrada do fluido frio, em °C.

O coeficiente global de troca térmica foi determinado através da Equação 4.

$$U = \frac{Q}{A_t \cdot MLDT} \quad (4)$$

Em que, U é o coeficiente global de transferência de calor, em W/m<sup>2</sup>°C; Q é o fluxo de calor, em Watts (W);  $A_t$  é a área de troca térmica, em m<sup>2</sup>; MLDT é a média logarítmica das diferenças de temperatura, em °C.

O número de Reynolds foi calculado pela Equação 5.

$$Re = \frac{D_{imp}^2 \cdot N \cdot \rho}{\mu} \quad (5)$$

Sendo: Re, o número de Reynolds; N, as rotações do impulsor em RPS;  $D_{imp}$ , o diâmetro do impulsor em metros;  $\rho$ , a densidade do fluido frio em Kg/m<sup>3</sup>;  $\mu$ , a viscosidade dinâmica do fluido frio em kg/m.s.

A potência consumida pelo impulsor foi calculada através da Equação 6.

$$P = 2 \cdot \pi \cdot N \cdot b \cdot F \quad (6)$$

Em que, P é a potência em W; N é a rotação do impulsor em RPS; b é o braço em m; F a força em Newton.

### 3. MÉTODO

A unidade experimental consiste de um tanque de acrílico, com um volume útil de 49 litros, equipado com impulsor mecânico do tipo axial com 4 pás inclinadas a 45° acionado por um motor elétrico em balanço, com potência de 2,5 HP e chicanas tubulares de cobre. O estudo foi realizado na unidade experimental representada na Figura 3.

Foi utilizada água como fluido quente com temperatura de entrada constante de 60°C e vazões de 1,4 e 1,8 LPM e foi usada água fria como fluido frio com temperatura de entrada no intervalo de 27 a 45°C com vazão fixa em 1 LPM. As rotações utilizadas foram na faixa de 60 a 800 RPM. O fluido quente foi colocado no interior das chicanas tubulares e o fluido frio foi usado no tanque.

Realizaram-se 14 ensaios em função de cada vazão de fluido quente, totalizando 28 ensaios, foram coletadas como respostas as temperaturas de saída do fluido frio e quente a cada 2 minutos, sendo cada ensaio com um tempo de execução de 50 minutos. Para determinação da potência consumida pelo impulsor mecânico em cada rotação utilizada, foi medida a força do



motor elétrico em balanço em 3 braços ou distância do centro do eixo até a tomada de força nas medidas de 500, 600 e 700 mm, sendo realizada uma média entre as potências referentes a cada rotação utilizada.



Figura 3 – Vista geral da unidade experimental

#### 4. RESULTADOS

Na Tabela 1, estão dispostas as temperaturas de saída de ambos os fluidos, nas chicanas tubulares verticais e no tanque, no início de estabilização do regime permanente para os 28 ensaios.

Tabela 1 – Dados obtidos nos experimentos.

Ensaio	Ts chicana (°C)	ts tanque (°C)	Ensaio	Ts chicana (°C)	ts tanque (°C)
1	43,2	39,0	15	46,0	41,0
2	44,6	41,4	16	46,6	43,0
3	44,0	41,4	17	46,0	43,0
4	42,2	40,4	18	45,8	43,2
5	43,6	42,0	19	45,0	43,0
6	43,2	42,0	20	45,0	43,4
7	42,4	41,0	21	45,2	43,6
8	43,4	42,4	22	45,6	44,2
9	43,4	42,2	23	45,6	44,2
10	42,2	41,0	24	45,8	44,6
11	42,2	41,6	25	44,8	43,8
12	43,0	42,2	26	44,8	44,0
13	41,2	40,6	27	45,4	44,6
14	42,0	41,4	28	44,0	43,0

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



**FoDAMI**

Na Tabela 2 estão dispostos os coeficientes globais de transferência de calor e os números de Reynolds para os 28 ensaios.

*Tabela 2 – Coeficiente global de transferência de calor e Reynolds*

<b>Ensaio</b>	<b>U (W/m<sup>2</sup>°C)</b>	<b>Reynolds (Re)</b>	<b>Ensaio</b>	<b>U (W/m<sup>2</sup>°C)</b>	<b>Reynolds (Re)</b>
1	403,61	22939,46	15	420,90	23489,45
2	378,14	35401,50	16	418,96	36078,67
3	399,67	47202,00	17	444,74	48104,89
4	457,05	58307,75	18	456,18	60273,68
5	421,46	71307,91	19	489,78	72157,34
6	436,97	83192,56	20	495,58	84583,21
7	456,39	93957,80	21	489,14	96895,71
8	434,08	119410,82	22	479,30	121983,07
9	431,60	138983,06	23	479,30	142313,58
10	464,50	156596,33	24	475,92	163416,09
11	472,27	197141,41	25	511,15	202344,62
12	447,42	238256,67	26	514,28	243389,17
13	501,36	272748,25	27	494,80	285978,15
14	477,97	314679,98	28	537,68	320699,28

Na Tabela 3 estão dispostas as potências calculadas nos 3 braços utilizados e a potência média para cada rotação, nota-se que há somente 14 pontos, isso é devido à rotação ser a mesma para ambas as vazões de fluido quente.

*Tabela 3 – Potências calculadas nos 3 braços utilizados e a potência média para cada rotação*

<b>Ensaio</b>	<b>Potência (W)</b>			<b>Potência média (W)</b>
	<b>braço (500mm)</b>	<b>braço (600mm)</b>	<b>braço (700mm)</b>	
1	48,01	56,78	65,63	56,81
2	71,45	85,85	103,26	86,86
3	100,42	119,29	133,37	117,70
4	121,52	144,69	171,22	145,81
5	143,84	175,78	204,15	174,59
6	331,46	409,49	482,04	407,66
7	382,33	465,57	553,72	467,21
8	484,66	579,52	686,66	583,61
9	559,02	671,49	796,99	675,84
10	640,98	767,92	892,09	767,00
11	798,08	966,49	1135,27	966,61
12	973,40	1173,36	1397,93	1181,56
13	1168,60	1390,02	1640,66	1399,76
14	1341,83	1599,14	1884,42	1608,46



Os valores obtidos para o coeficiente global de transferência de calor em função da rotação são apresentados na Figura 4 e os valores da potência consumida em função da rotação são apresentados na Figura 5.

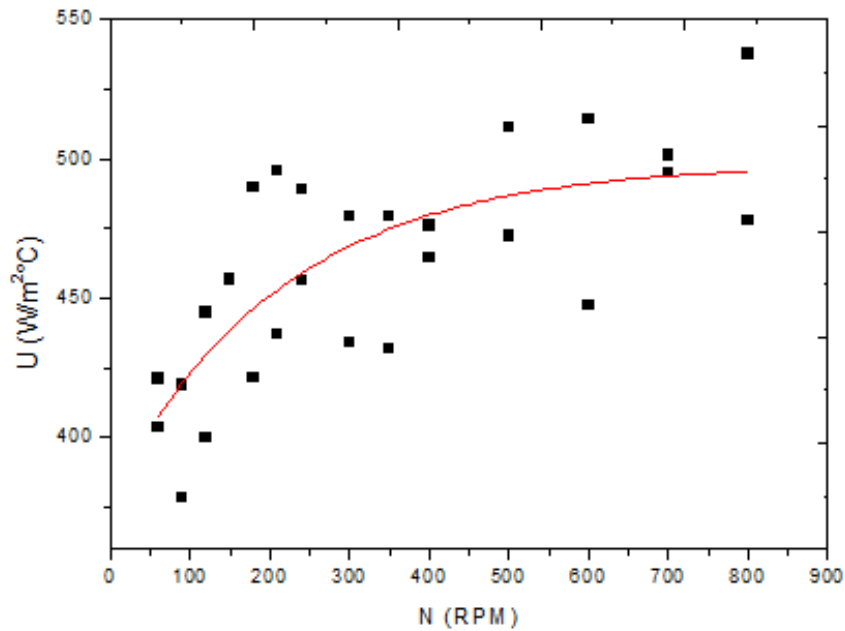


Figura 4 – Coeficiente global de transferência de calor em função da rotação

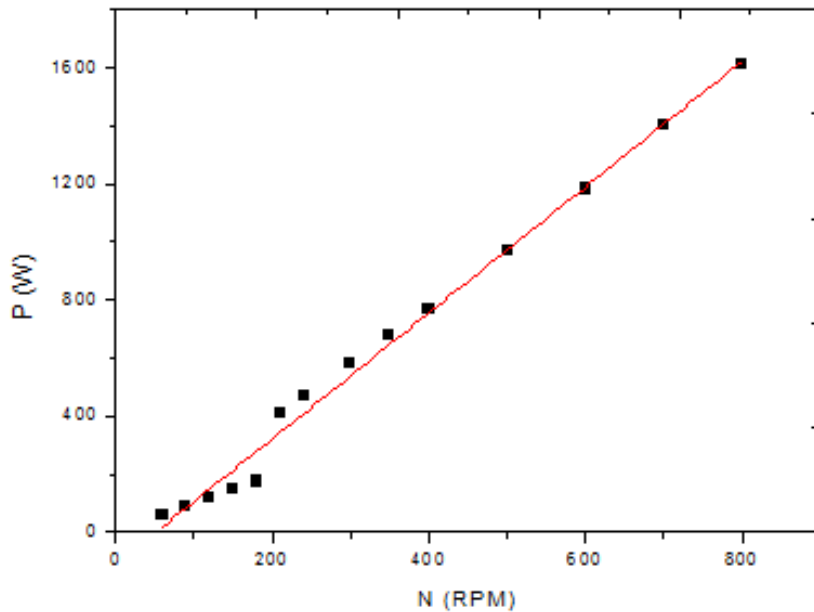


Figura 5 – Potência consumida em função rotação



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL ARPA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**

### 5. CONCLUSÕES

Analisando a Figura 4, nota-se que o coeficiente global de transferência de calor tende a não variar significativamente em rotações superiores a 200 RPM. O coeficiente global de transferência de calor sofre poucas variações em rotações altas, pois o meio já está com grande turbulência, sendo que em alguns casos, em rotações muito elevadas, a transferência de calor tende a diminuir em função da aeração.

Na Figura 5, percebe-se que a potência consumida tem um grande aumento na rotação de 200 RPM, pois esta varia de forma cúbica em relação à rotação.

Pode-se concluir em função destes dois parâmetros, que a rotação ótima para uma eficiente transferência de calor e sem desperdício de energia na potência consumida, que a rotação ideal é de 200 RPM.

### 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Perry, R.H & Green, D. W. (1997). *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. 7ª Edição. Mc Graw-Hill. Kansas.
- [2] Kern, D. (1999). *Processos de Transferência de Calor*. Tradução Nicolás Ambossi. 31ª Edição. Editora Cecsá. México,
- [3] Rushton, J.H.; Lichtmann, R.S and Mahony, L.H. (1950). *Heat Transfer to Vertical Tubes in a Mixing Vessel, Industrial and Engineering Chemistry*. Volume 40. No 6. Chicago.
- [4] Triveni, B.; Vishwanadham, E. B. and Venkateshwar, E. S. (2008). *Studies on Heat Transfer to Newtonian and Non-Newtonian Fluids in Agitated Vessel*. Heat Mass transfer. No 44. e1281- e1288.
- [5] Nassar, N. N. and Mehrotra, A. K. (2011). *Design of a Laboratory Experiment on Heat Transfer in an Vessels*. Education for Chemical Engineers. No 6. e83 - e89.
- [6] Gomide, R. (1997). *Operações com Fluidos – Volume I*. 2ª Edição. CIP Brasil. São Paulo.
- [7] Karcz, J. and Streck, F. (1995). *Heat Transfer in Jacketed Agitated Vessels Equipped with Nonstandard Baffles*. The Chemical Engineering Journal. No 58. e135 - e143.
- [8] Geankoplis, C.J. (2009). *Transport Processes and Separation Process Principles*. 4ª Edição. Editora Prentice Hall. Massachusetts.
- [9] Brown, G.G.; Foust, A.S. and Katz, D.V.(1963). *Agitation In Operaciones Básicas de La Ingeniería Química*. Editorial Marin S.A. Cap. 34. p.528 - 34.
- [10] Maccabe, W.L.; Smith, J.C. and Harriot, P. (2005). *Unit Operations of Chemical Engineering*. 7ª Edição. Editora McGraw Hill. New York.

### AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a Universidade Santa Cecília (UNISANTA) pelo apoio durante toda a execução desta pesquisa e a todos que colaboraram para a produção deste artigo.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



### Avaliação da Eficiência Térmica Solar em Tubo Evacuado

Avallone, Elson (1º Autor), Sato, André I., Scalon, Vicente L., Padilha, Alcides

*Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" – UNESP - Bauru  
Av. Luis Edmundo Carrijo Coube S/N – Bauru - SP*

#### RESUMO

A necessidade de fontes renováveis de energia, devido às alterações climáticas e, assim, a busca de fontes limpas de energia, justificam o crescente investimento em novos tipos de coletores solares. As pesquisas têm contribuído com essa expansão no âmbito dos coletores solares concentradores, tendo como objetivo principal sua performance. Muitos trabalhos tem sido desenvolvidos utilizando a estratificação térmica do fluido no interior dos tubos e em reservatórios térmicos, assim como, a modelagem analítica para o problema de fluxo de calor. Baseando-se nas características de operação e em parâmetros de eficiência dos coletores por tubos evacuados convencionais, este trabalho propõe um estudo experimental de aquecimento de água por sistema de captação solar por tubos evacuados modificado em relação a um sistema convencional. Uma abordagem importante refere-se a separação física dos fluxos de água fria e quente no interior do tubo evacuado. O desempenho do sistema foi analisado a partir de testes experimentais ao ar livre com incidência solar.

**Palavras Chave:** Energia Solar, Coletores Solar, Tubo Evacuado, Eficiência Térmica.



### 1. INTRODUÇÃO

Desde os tempos da pré-história, a humanidade percebe que o uso adequado da energia solar é benéfico. O grande historiador grego Xenofonte lembra alguns ensinamentos do filósofo grego Sócrates (470-399AC) recomendando a correta orientação da construção de casas para se refrescar no verão e se aquecerem no inverno [1].

Nos últimos anos o interesse por fontes de energia renováveis adquiriu uma importância global, devido ao aumento dos problemas relacionados ao efeito estufa e do progresso nos estudos sobre alterações climáticas.

A preocupação com os efeitos dessas mudanças climáticas levou a ONU a criar o Painel Intergovernamental de Mudanças Climáticas (IPCC) - com o apoio do Programa das Nações Unidas (UNEP) e Organização Meteorológica Mundial (OMM) - para buscar e avaliar as pesquisas relacionadas à mudanças no clima. Desde 1990, a organização concluiu o primeiro relatório, que abordou o fato de que as atividades humanas estão contribuindo para o aquecimento global através da emissão de gases de efeito estufa (especialmente o dióxido de carbono que vem da queima de combustíveis fósseis). Outros relatórios seguiram o anterior e procuraram tratar a influência que as mudanças no clima global teria sobre nossas vidas. Também procuraram abordar temas relacionados a matrizes energéticas alternativas, analisando as principais fontes de energia, seus custos, benefícios e possíveis ações que permitam a sua aplicação de forma competitiva. Neste campo, a Energia Solar e suas várias aplicações estão incluídos. Quanto à energia solar, seu principal uso é de aquecimento de água para uso doméstico, através de equipamentos denominados coletores solares. Tem baixo impacto ambiental em comparação aos combustíveis fósseis, e influenciam as áreas econômicas e sociais, pois seu uso permitiria uma redução considerável no consumo de energia em grande escala podendo reduzir a carga sobre matrizes energéticas convencionais [2].

De acordo com [3], a radiação solar incidente sobre coletor tubular apresenta maior dificuldades na sua quantificação que o coletor solar de placa plana. Devido à geometria do cilindro, a radiação solar incidente torna-se função do ângulo de incidência e hora solar. Com base em resultados experimentais característicos, a distribuição de radiação foi obtida e analisada por [4], que estudaram um protótipo de um coletor de tubo evacuado, instalado na vertical, permitindo a incidência de radiação solar em toda superfície cilíndrica do tubo. O sistema foi baseado em circulação forçada no seu interior do tubo e um modelo numérico foi desenvolvido para simular o desempenho do sistema térmico.

Em [5] analisaram um tubo coletor para diversas variáveis, tais como ângulo de inclinação, características de geometria e distribuição da radiação sobre o tubo. Dados de perfis de temperaturas e vazão d'água foram coletados durante os testes experimentais e comparados com boa concordância, com os resultados da simulação numérica também desenvolvida neste estudo.

Do exposto, o objetivo principal deste trabalho é analisar um coletor solar de tubos de vidros concêntricos modificado, no qual o espaço entre a superfície interna do tubo de vidro externo e a superfície externa do tubo vidro interno, é evacuado. A proposta de modificação do sistema convencional de coletor por tubos é, introduzir um terceiro tubo de aço no interior do tubo de vidro interno para injeção de água fria no sistema. O aquecimento e a saída de água quente são feitos pelo espaço entre a superfície interna do tubo de vidro interno e a superfície externa do tubo de aço do coletor. A separação física das correntes de água fria e quente em escoamento em contra corrente, produz uma melhor estratificação e aumenta a performance térmica quando comparado ao modelo convencional. Neste estudo, através da melhoria da estratificação térmica do líquido em escoamento, busca-se maior desempenho térmico do trocador modificado, quando comparado ao modelo de coletor convencional.

### 2. MATERIAIS E MÉTODOS

O sistema de coletor Solar modificado consiste de um tubo de aço fixado concentricamente ao tubo interno de vidro. O objetivo dessa modificação é injetar água fria no fundo do tubo, na seção não evacuada, evitando assim, o contato direto entre os escoamentos em contra correntes de água quente que sai do sistema e fria que entra. A separação física das correntes de água a diferentes temperaturas, melhora a estratificação térmica e pode aumentar a eficiência do referido sistema quando comparado ao sistema convencional.



O Tubo evacuado foi conectado a um tanque intermediário sem a finalidade de armazenamento, mas somente de um reservatório de passagem entre o tubo evacuado e o tanque de armazenamento de água quente. Nesse estudo, o volume de água quente no tanque de armazenamento não foi analisado e assim, a água aquecida no sistema foi descartada. O sistema esquematizado na Figura 1.

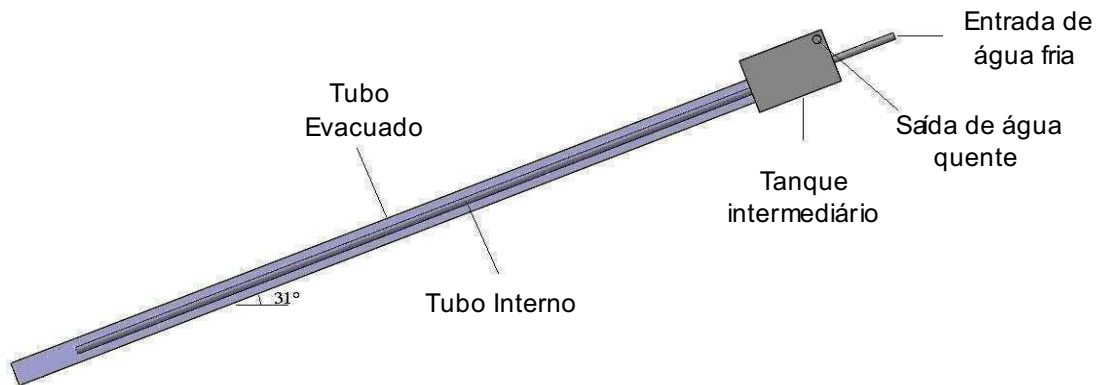


Figura 1 Esquema do Modelo Modificado.

As características geométricas estão indicadas na Tabela 1.

Tabela 1 Características Geométricas.

<b>Tubo de Vidro Evacuado</b>	
Diâmetro Externo	57 mm
Diâmetro Interno	45 mm
Comprimento	1800 mm
<b>Reservatório Intermediário</b>	
Dimensões	127x127x200 mm
<b>Tubo de Aço Interno</b>	
Diâmetro	19 mm
Comprimento	2000 mm

## 2.1 Equipamentos utilizados

Para medida da potência solar foi utilizado um Solarímetro da marca TES, Modelo 1333 com resolução de  $0,1 \text{ W/m}^2$  e de intensidade máxima de  $2000 \text{ W/m}^2$ .

Em conjunto com o solarímetro, foi utilizado um medidor de velocidade de vento (anemômetro) da marca AirFlow modelo LCA 6000 com faixa de leitura de 0,25 a 30m/s.

O controle da vazão foi feito através de um Becker graduado em mililitros (ml) e o tempo de escoamento medido através de um cronômetro. Uma válvula de gás foi utilizada para controle da vazão e calibrada entre a vazão e o ângulo de rotação da manopla em graus. Mesmo com a válvula calibrada, a vazão também foi conferida em todas as medidas utilizando um Becker graduado.

As temperaturas foram medidas utilizando termopares do tipo "J", calibrados de acordo com as normas internacionais de medida e calibração. Os termopares foram conectados a uma ponte da National Instruments NIDAC modelo NI 9213 de 16 canais para entradas de termopares e o registro dos dados de temperatura pelo software LabView®.

A partir das medidas de temperaturas captadas, um gráfico foi gerado mostrando a variação da temperatura durante todo o experimento.

O fluxo de água fria é controlado por uma válvula de gás e a pressão hidrostática de entrada foi mantida constante por um pequeno reservatório instalado acima da entrada de água fria no sistema, como Figura 2. Como esse fluxo mássico é função da intensidade da radiação solar incidente no tubo evacuado e da velocidade do vento, as temperaturas de saída d'água e as vazões mássicas foram medidas a cada instante dos intervalos de tempo.



Figura 2 Caixa de estabilização de pressão e válvula de controle de vazão.

Os termopares foram instalados na entrada de água fria, saída de água quente, no ar ambiente e na superfície do vidro externo do tubo evacuado para medidas das respectivas temperaturas, conforme ilustrado na Figura 3.



(a)



(b)

Figura 3 Termopares instalados (a) na entrada de água fria; (b) na saída de água quente.

A Figura 4 mostra a montagem do experimento com o tubo evacuado modificado em um ângulo de  $31^\circ$  (correção da latitude da cidade de Bauru -  $22^\circ 21'06, 69''$  S -  $49^\circ 01'57, 37''$  W com elevação 613 metros) superfície de absorção voltada para o norte.

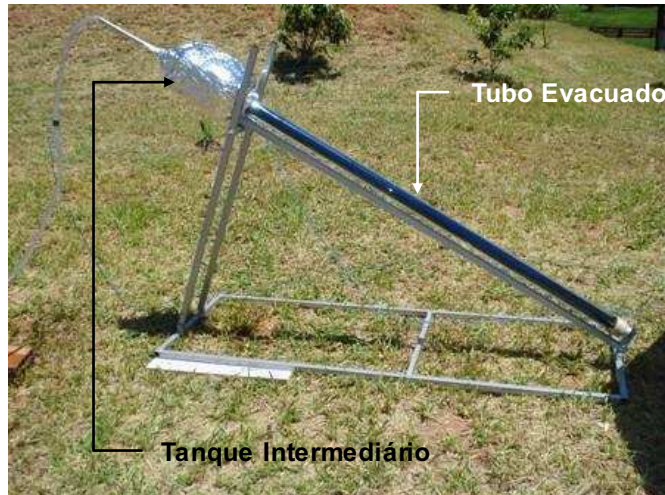


Figura 4 Tubo evacuado com inclinação de 31° com a face voltada para o norte

O fluxo de calor, devido à radiação solar incidente na superfície do tubo evacuado, foi medido através de um solarímetro, considerando as características geométricas do cilindro que foi dividido em 4 áreas de absorção. Neste caso, quatro regiões (duas laterais, a superior e a inferior) foram estabelecidas para obter a distribuição de radiação incidente durante o dia solar. As quatro regiões da seção do tubo estão representadas na Figura 5, assim como a planificação da área de cada quadrante.

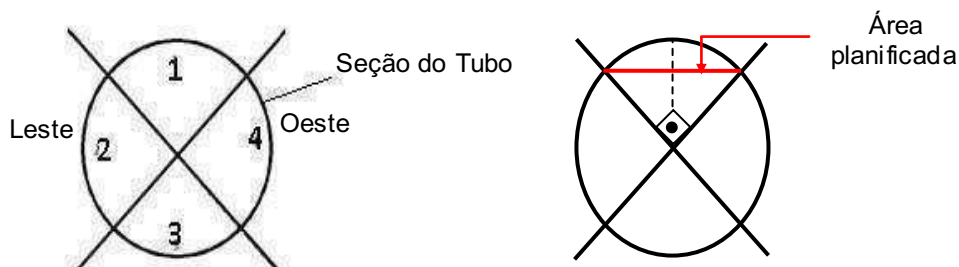


Figura 5 Posição dos pontos de medição e planificação da área de cada quadrante.

O fluxo de calor solar incidente ( $\dot{Q}_i$ ) é obtido multiplicando-se o referido fluxo de calor medido em cada região do tubo por sua área projetada, conforme Figura 2.

Baseado nas quantificações experimentais do fluxo de calor incidente ( $\dot{Q}_i$ ) e térmico absorvido pela água ( $\dot{Q}_a$ ), Equação (1), calcula-se a eficiência térmica do sistema, pela Equação (2):

$$\dot{Q}_a = \dot{m} \cdot c_{p, \text{água}} (T_H - T_C) \quad (1)$$

$$\eta = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_i} \quad (2)$$

Onde:

$(\dot{Q}_i)$  é o fluxo de calor solar incidente no tubo,  $(\dot{Q}_a)$  é o fluxo de calor absorvido pela água,  $(\dot{m})$  é o fluxo mássico de água aquecida,  $c_p$  é o calor específico da água a pressão constante,  $T_H$  é a temperatura de água aquecida e  $T_C$  é a temperatura de água fria. O calor específico foi obtido considerando a temperatura média da água.

A vazão de água fria foi mantida constante na entrada do tubo, mas corrigida para cada uma das medidas de temperaturas na saída do tubo.

### 3. APRESENTAÇÃO DE RESULTADOS

A Tabela 2 apresenta, em função do tempo, o fluxo de calor devido a radiação solar por unidade de área, incidentes nas seções 1, 2, 3 e 4 do tubo, as vazões de água aquecida e as velocidades do vento no local de posicionamento do tubo. O experimento foi realizado em 07/05/2012 e a coleta de dados a cada intervalo de tempo de 30 minutos no período das 11:23h às 15:23h.

Tabela 2 Radiação solar incidente, vazão da água aquecida e velocidade do vento, em função do tempo.

Tempo	Radiação [W/m <sup>2</sup> ]				Vazão [l/min]x10 <sup>-3</sup>	Velocidade do Vento [m/s]
	1	2	3	4		
11:53	1155	176	213	177	220	4,31
12:23	960	205	240	135	220	2,64
12:53	910	167	119	134	185	1,49
13:23	969	145	168	205	185	2,35
13:53	985	165	193	365	145	1,00
14:23	910	152	183	475	135	1,29
14:53	714	112	151	552	120	3,14
15:23	579	95	131	750	100	0,77

As seções 1, 2, 3 e 4 são as posições de onde foram colhidas as medições da radiação solar e os cálculos foram realizados levando-se em consideração as áreas planejadas dessas seções.

O perímetro do tubo evacuado foi dividido em quatro partes iguais formando um ângulo de 90° entre cada diagonal conforme figura 5. Este ângulo de 90° foi dividido ao meio formando um ângulo de 45° (Figura 6).

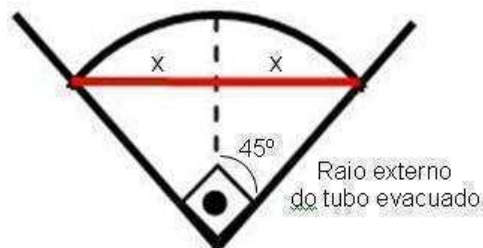


Figura 6 Planificação do segmento de arco.

Uma reta horizontal foi traçada ligando as extremidades do segmento de arco e que forma um ângulo de 90° com a reta vertical, a qual divide o ângulo total do arco de 90° em dois ângulos de 45° conforme Figura 6. A reta horizontal foi dividida em dois segmentos de reta de comprimento "x". O cálculo de "x" foi feito através do seno do ângulo de 45° e a projeção, que é a distância da curvatura projetada em 2x.

A área planificada é obtida multiplicando-se a distância projetada pela pelo comprimento do tubo evacuado.

A Tabela 3 apresenta em função do tempo, as temperaturas de entrada de água fria, saída de água quente, potências úteis, potências disponíveis e eficiências do sistema.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**

Tabela 3 *Temperaturas da água, potências úteis, potências disponíveis e eficiências do sistema*

Tempo	T água fria [°C]	T água quente [°C]	T ambiente [°C]	Potências Úteis [W]	Potências Disponíveis [W]	Eficiências do sistema [%]
11:53	20,674160	24,155856	23,311893	53,10791	102,89859	51,61189416
12:23	20,213995	23,534249	23,616405	50,64536	92,0766	55,00351038
12:53	20,262243	23,715308	23,838160	44,29168	79,5207	55,69830512
13:23	20,356925	23,940827	22,118183	45,9699	88,90773	51,70517644
13:53	20,025140	23,797631	23,402174	37,92642	102,12132	37,13859649
14:23	19,163590	23,656940	22,583977	42,05811	102,8388	40,89711841
14:53	19,460191	24,887445	22,118103	45,15513	91,41891	49,39364169
15:23	20,229355	26,002293	22,575322	40,02604	92,97345	43,05103917

Na Figura 7 são apresentados em função do tempo os perfis das temperaturas, no tubo externa, na entrada de água fria e saída de água quente e temperatura ambiente.

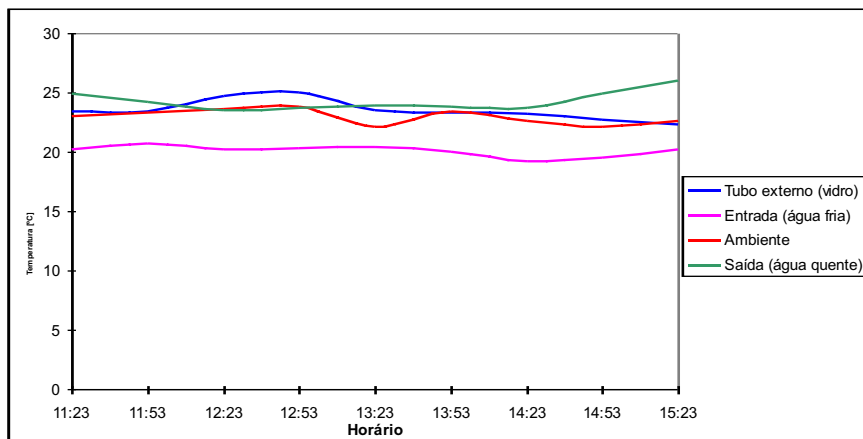


Figura 7 *Variações das temperaturas ao longo do dia para cada componente do sistema.*

Na Figura 8 são apresentados, em função do tempo, a potência térmica incidente na superfície externa do tubo e a potência térmica absorvida pela água em escoamento no interior do tubo.

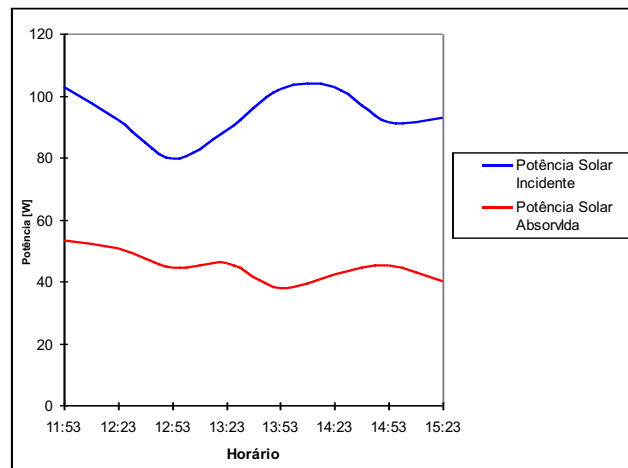


Figura 9 *Fluxo de calor incidente por radiação na superfície externa do tubo e o fluxo de calor absorvido pela água em escoamento pelo interior do tubo.*

A Figura 9 mostra o comportamento da eficiência térmica em função do tempo para o sistema de captação de energia solar.

Nota-se na Figura 9 que há uma queda significativa no horário entre 12:53h e 13:53h, a qual foi decorrente da diminuição da intensidade solar ou aparecimento de nuvens.

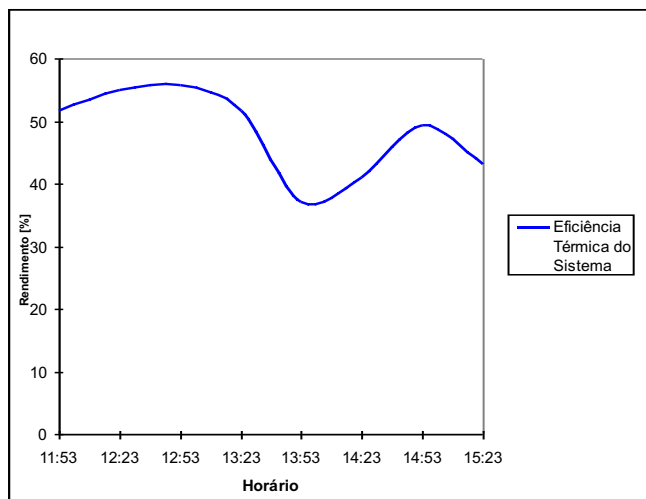


Figura 9 Eficiência térmica do sistema em função do tempo.

#### 4. CONCLUSÕES

A eficiência média do sistema de coletor solar por tubo evacuado, calculado experimentalmente foi de 48,06%, que comparado ao sistema de coletor solar plano de eficiência estimada de 45%, segundo [6], conclui-se que embora a diferença entre as eficiências seja pequena o tubo evacuado tem um comportamento de eficiência praticamente constante, em relação a intensidade solar e temperatura ambiente, o que não ocorre com a eficiência do coletor solar plano.

#### Agradecimentos:

Os autores deste trabalho agradecem a CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) pelo apoio constante.

#### 3. REFERÊNCIAS

- [1] S. Kalogirou, *Solar Energy Engineering*, 1<sup>o</sup> ed., vol. 1, 1 vols. United States of America: British Library Cataloguing-in-Publication Data, 2009.
- [2] R. E. H. Sims, R. N. Shock, A. Adegbulgbe, J. Fenhann, I. Konstantinaviciute, W. Moomaw, H. B. Nimir, e B. Schlamadinger, "Climate Change 2007: Mitigation. Contribution of Working Group III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change". Cambridge, United Kingdom and New York, USA: Metz, B.; Davidson, O.R.; Bosch, P.R.; Dave, R.; Meyer, L.A., 2007.
- [3] R. E. Cabanillas, C. A. Estrada, e F. Avila, "A device for measuring the angular distribution of incident radiation on tubular solar collectors", *Renewable Energy*, vol. 6, n<sup>o</sup>. 7, p. 843-847, out. 1995.
- [4] L. J. Shah e S. Furbo, "Vertical evacuated tubular-collectors utilizing solar radiation from all directions", *Applied Energy*, vol. 78, n<sup>o</sup>. 4, p. 371-395, ago. 2004.
- [5] I. Budihardjo e G. L. Morrison, "Performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters", *SOLAR ENERGY*, vol. 83, n<sup>o</sup>. 1, p. 49-56, 2009.
- [6] J. A. Duffie e W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*. New York: John Wiley & Sons Inc., 1980.

**ÁREA TEMÁTICA M**

**FLUIDO  
TERMODINÁMICA**



## ESTUDIO TERMODINAMICO Y CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN DE VACÍO PARA HORNOS DE TRATAMIENTO DE ACERO LÍQUIDO

López, Raúl Daniel <sup>(1)</sup>, Giaganti, Pablo <sup>(2)</sup> y Basaldella, Cintia <sup>(2)</sup>

<sup>(1)</sup> Ternium-Siderar, Planta General Savio  
San Nicolás, Pcia. de Buenos Aires  
rlopez@ternium.com.ar

<sup>(2)</sup> Facultad Regional San Nicolás, UTN.  
Colón 332 - CP 2900 - San Nicolás, Pcia. Bs. As.- Argentina  
pgiaganti@frsn.utn.edu.ar  
cbasaldella@frsn.utn.edu.ar

### RESUMEN.

Este trabajo es el resultado de haber estudiado desde el punto de vista termodinámico el principio de funcionamiento de los sistemas de generación de vacío mediante el uso de eyectores a vapor. El incentivo principal de este análisis teórico, es la futura estación de tratamiento secundario de acero líquido a instalarse en la Planta Gral. Savio de Ternium-Siderar. Este proceso metalúrgico se realizará en una atmósfera muy cercana al vacío absoluto. Estudiantes de Ingeniería Mecánica de la FRSN, bajo la guía de los propios responsables del proyecto, con sumo entusiasmo tomaron el presente desafío del comprender y poder explicar sobre estos aspectos.

Los sistemas de eyectores a vapor (flujo motriz) son los más utilizados para la generación de altos niveles de vacío. Esto se logra con etapas intermedias de condensación y ajustes dinámicos con distintas combinaciones de eyectores en serie y en paralelo hasta alcanzar en un corto tiempo presiones del orden del 99,33 % de vacío.

La producción del vacío se genera y utiliza además en diversas industrias, como ser la alimenticia, automovilística, electrónica, metalúrgica, petroquímica, etc., lo cual implica darle un lugar importante en los aspectos relacionados con la ingeniería mecánica y su participación en el desarrollo de un país.

En particular las empresas siderúrgicas de la región deberán indefectiblemente implementar en los próximos años métodos de tratamiento secundario del acero líquido bajo atmósfera al vacío para atender requerimientos de mercado más exigentes. Así se podrán desarrollar productos libres de gases (desgasificados), de muy bajo porcentaje de carbono y de alto nivel de limpieza interna para aplicaciones que se requieren por ejemplo en la utilización de chapas de estampado profundo, piezas expuestas, tuberías para aguas profundas, etc.

**Palabras Claves:** Ejector, vacío, vapor, principio termodinámico, industria metalúrgica.

### 1. INTRODUCCIÓN

Se conoce vulgarmente al vacío a una presión menor que la presión atmosférica. A nivel del mar, la presión atmosférica normal en términos de presión absoluta es de 1013 HPa. Por consiguiente, cualquier presión menor que esa presión constituye un grado de vacío. En un sistema de vacío, la diferencia entre la presión de vacío y la atmosférica crea la capacidad de levantamiento, sostenimiento, movimiento y generalmente producción de trabajo.

La esencia de la generación de vacío es la reducción del impacto molecular dentro de un sistema. En efecto, el vacío es la diferencia de presión producida al evacuar moléculas de aire de un sistema. En un sistema cerrado, la remoción progresiva del aire disminuye la densidad del mismo dentro del espacio confinado. Esto hace que la presión absoluta del gas restante disminuya, produciendo el vacío. Para lograr un vacío en un sistema abierto o poroso, una unidad generadora de vacío debe tener la capacidad de eliminar más atmósfera o moléculas de aire de las que son capaces de penetrar de nuevo en el sistema.

De las distintas formas de generar vacío, en general, las industrias disponen entre las bombas rotodinámicas, de desplazamiento positivo y de los sistemas de eyectores, siendo este último más noble dado que no posee partes móviles. El presente estudio describe en detalle el concepto del funcionamiento de este tipo de dispositivos, especialmente los que utilizan vapor como fluido motriz.

### 2. EYECTORES

Los eyectores o bombas de chorros, son máquinas cuyo trabajo se basa en la transmisión de energía por impacto de un chorro fluido a gran velocidad, contra otro fluido en movimiento o en reposo, para proporcionar una mezcla de fluido a una velocidad moderadamente elevada, que luego disminuye hasta obtener una presión final mayor que la inicial del fluido de menor velocidad. Un eyector no es más que una combinación de una tobera con un difusor, acoplado convenientemente en un mismo equipo y está formado, en general, por cinco partes como se muestra en la Figura 1. La tobera permite la expansión de la corriente o fluido motriz (también llamado primario o actuante) hasta un estado de alta velocidad. La cámara de eyección incluye la sección de entrada de la corriente o fluido eyectado (también llamado secundario); en esta cámara, el fluido eyectado es arrastrado por el fluido motriz. La cámara de mezcla o de succión, permite el mezclado íntimo entre los fluidos motriz y eyectado, lo que implica la aceleración del fluido eyectado y la desaceleración del fluido mezclado (mezcla del motriz y el eyectado), con el consiguiente aumento de presión.

De acuerdo al fluido motriz el eyector, se denomina: de vapor, cuando lo que circula por su interior es vapor de agua; e hidráulico, cuando su fluido motriz es agua.

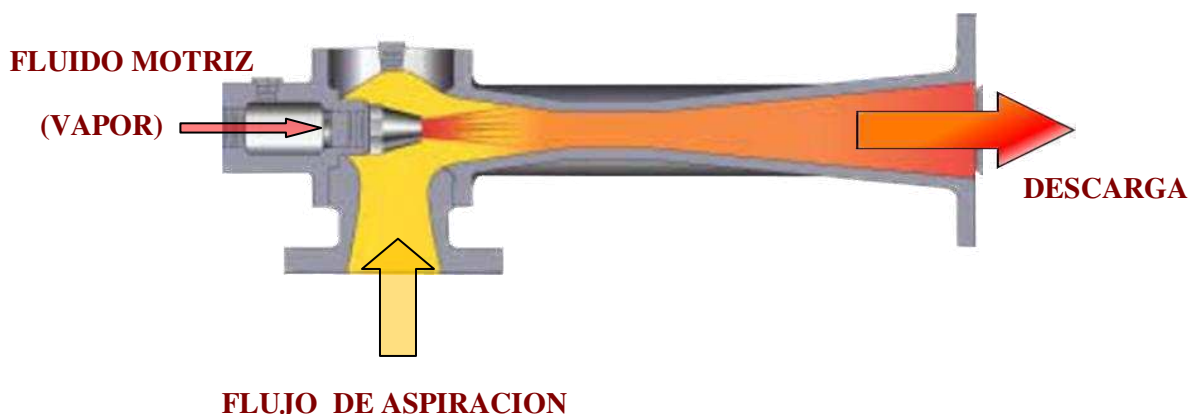


Figura 1 Vista en corte de un eyector

### 2.1 Parámetros para el diseño

Para el diseño adecuado de un eyector, son necesarios los siguientes parámetros:

#### 2.1.1 Flujo de succión

Es aconsejable tomar todos los recaudos para lograr una precisa determinación en el flujo de succión. El consumo de vapor de un eyector una vez seleccionado suele ser fijo y no disminuye aunque si lo haga el flujo de succión con el cual fue seleccionado. En el diseño se debe especificar el flujo de succión como flujo másico, es decir en kg/h a la presión de succión requerida.

La selección del tamaño se basa en el volumen del flujo a succionar. La característica del volumen es que debe mantenerse aproximadamente constante para diferentes presiones de succión.

#### 2.1.2 Flujo motriz

Los eyectores de vapor, abarcan un rango de presión desde 0,1 a 4 MPa.

Pueden ser operados utilizando un fluido que no sea vapor, en nuestro estudio analizaremos procesos con vapor. La condensación del vapor motriz y productos de la mezcla pueden reciclarse sin generar problemas en el medio ambiente.

En casos donde el vapor motriz está disponible en varios niveles de presión, se debe establecer la más conveniente para el proceso. Para una pequeña succión de aproximadamente 1 kg/h, se recomienda seleccionar la presión más baja porque a una mayor presión de vapor requiere boquillas más pequeñas, lo cual causa problemas en la fabricación.

De hecho para eyectores que requieran un vapor motriz de 1 a 10kg/h, deberá sobredimensionarse para poder fabricar la boquilla. Además las pequeñas boquillas son sensibles al atascamiento debido a partículas extrañas.

El eyector siempre debe operar con la presión para la cual fue diseñado. Si esta presión varía, no puede garantizarse el correcto funcionamiento. Una presión demasiada alta provoca un consumo excesivo de vapor y una baja en la performance del eyector.

En casos de fluctuaciones en el abastecimiento del vapor, se requiere instalar un regulador de presión. Además es esencial para determinar la presión de la instalación. Generalmente, esta es considerablemente más baja que la presión de la caldera para asegurar tener vapor sobrecalentado.

El eyector debe operar al menos con vapor ligeramente sobrecalentado. El vapor húmedo erosiona los inyectores o el difusor y deben separarse las gotas mediante un eficaz separador de agua.

La temperatura del vapor motriz deber ser conocida para el diseño del eyector, a un mayor grado de sobrecalentamiento influye en su forma (geométrica)

#### 2.1.3 Flujo de refrigeración

Con estos datos se define, la instalación, el número de etapas y los consumos de agua de refrigeración y del fluido motriz.

Desde el punto de vista del diseño, la garganta y el difusor, son los ítems más críticos.

### 3. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

Se denomina tobera a un conducto que guía una vena fluida mientras se produce en ella una conversión de energía de tipo potencial en energía cinética. En cambio, un difusor produce el proceso inverso al que se produce en una tobera. Si en un sistema abierto como describe la Figura 2, se aplica la primera ley de la termodinámica (1), tanto en una tobera como en un difusor en el que circula un fluido a régimen permanente y desarrollando la ecuación, llegamos a las expresiones (2-3). Los datos que intervienen se expresan en la Tabla 1.

$$Q = \dot{m} \left( h_1 + \frac{w_1^2}{2} + z_1 \right) - \dot{m} \left( h_2 + \frac{w_2^2}{2} + z_2 \right) + \dot{m} c_p (T_2 - T_1) \quad (1)$$

$$Q = \dot{m} (E_2 - E_1) + \dot{m} c_p (T_2 - T_1) \quad ; \quad E_1 = \dot{m} \left( h_1 + \frac{w_1^2}{2} + z_1 \right) \quad ; \quad E_2 = \dot{m} \left( h_2 + \frac{w_2^2}{2} + z_2 \right) \quad (2)$$

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} + z_1 = h_2 + \frac{w_2^2}{2} + z_2 + c_p (T_2 - T_1) \quad (3)$$

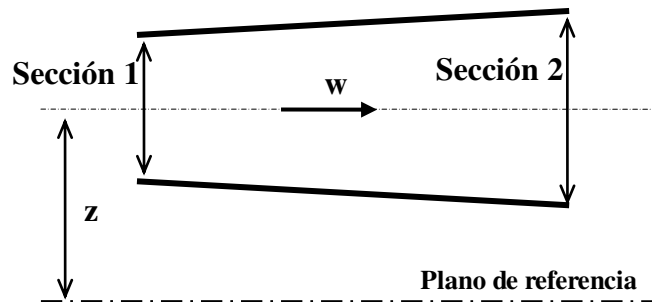


Figura 2 El eyector aplicando el 1er Principio

Parámetro	
$E_1$	energía entrante
$E_2$	energía saliente
$w$	velocidad del fluido
$v$	volumen específico
$p$	presión
$h$	entalpía
$Q$	calor entregado al sistema
$L_c$	trabajo del sistema al medio
$z$	altura geodésica
$g$	aceleración de la gravedad
$u$	energía interna

Tabla 1 Datos del sistema.

Dado que las toberas y difusores carecen de partes móviles, no existen mecanismos de intercambio de trabajo entre el fluido y el medio ( $L_c=0$ ). Luego limitando el estudio al caso de toberas y difusores adiabáticos ( $Q=0$ ), y podrá suponerse  $z_1=z_2$  debido a que las secciones 1 y 2 están en el mismo plano horizontal, la ecuación queda reducida en forma algebraica de la siguiente manera (4-7):

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} \quad (4)$$

$$\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = h_2 - h_1 \quad (5)$$

$$\frac{dw^2}{2} = -dh \quad (6)$$

$$wdw = -dh \quad (7)$$

La entalpía del sistema es por definición  $h = u + pv$  (energía interna más energía de flujo) y su diferencial se expresa en (8). Además, se sabe que  $\delta h = du + pdv$ , reemplazando queda (9).

$$dh = du + pdv + vdp \quad (8)$$

$$dh = \delta h + vdp \quad (9)$$

Se consideran a las toberas y difusores adiabáticos ( $Q=0$ ), la expresión (9) queda definida por (10), e indica que para un aumento de la velocidad corresponderá una disminución de presión y viceversa; como se muestra en la siguiente ecuación.

$$w dw = - dp \quad (10)$$

### 3.1 Ecuación de continuidad (tobera)

La ecuación de continuidad (principio de conservación de la masa) indica que la masa que pasa por una cierta sección de un conducto en la unidad de tiempo, se expresa mediante la ecuación (11), y los parámetros se definen en la Tabla 2.

$$\dot{m} = F w \rho \quad (11)$$

Sabemos que  $\rho = \frac{1}{v}$ , reemplazando obtenemos (12).

$$\dot{m} = F \frac{w}{v} \quad (12)$$

Mediante el logaritmo m.a.m de la expresión (12), obtenemos (13).

$$\ln \dot{m} = \ln F + \ln w - \ln v \quad (13)$$

Parámetro	
F	sección transversal
w	velocidad del flujo motriz
$\rho$	densidad
$\dot{m}$	gasto (flujo másico)
v	volumen específico

Tabla 2 Datos del sistema.

Diferenciando la ecuación (13) y si el flujo es permanente ( $\dot{m} = \text{cte}$ ), obtenemos la ecuación diferencial de continuidad (14), la cual se usará más adelante aplicada a fluidos compresibles, y determinará la forma que debe tener la tobera y el difusor para lograr su mayor rendimiento.

$$\frac{dF}{F} + \frac{dw}{w} - \frac{dv}{v} = 0 \quad (14)$$

### 4. NUMERO DE MACH Y VELOCIDAD DEL SONIDO

La velocidad del sonido en un medio fluido es la velocidad con que se propaga una pequeña perturbación de presión en él.

El número de Mach (15), es una relación adimensional entre la velocidad que circula un fluido y la velocidad del sonido en el mismo fluido.

$$M = \frac{w}{c} \quad (15)$$

Parámetro	
w	velocidad del fluido (vapor)
c	velocidad del sonido en los gases perfectos

Tabla 3 Variables del número de Mach.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



Sabemos que  $c = \sqrt{kpv}$ , y según como varíe esta relación, tenemos un **flujo subsónico** cuando  $M < 1$ , **flujo sónico** cuando  $M = 1$  y **supersónico** si  $M > 1$ .

Como se había dicho antes, para analizar las formas de las toberas y difusores, se estudia de manera más profunda la ecuación diferencial de continuidad, en la cual se reemplazan los términos por las dos ecuaciones siguientes:

Transformando la ecuación (11) de tal manera que aparezca la variación de presión, queda:

$$\frac{dw}{w} = \frac{v}{w^2} dp \quad (16)$$

Suponiendo que el fluido que circula es un gas perfecto (17) que evoluciona en forma adiabática reversible:

$$pv^k = \text{cte} \quad (17)$$

$$\ln p + k \ln v = \text{cte} \quad (18)$$

$$\frac{dp}{p} = -k \frac{dv}{v} \quad (19)$$

$$\frac{dv}{v} = -\frac{1}{kp} dp \quad (20)$$

Luego, se reemplazan (16) y (20) en la ecuación diferencial de continuidad (14), y obtenemos la expresión (21).

$$\frac{dF}{F} = \left( \frac{v}{w^2} - \frac{1}{kp} \right) dp \quad (21)$$

De esta ecuación se analizarán los términos entre paréntesis y las definiciones de tobera y difusor para luego determinar las secciones de las mismas.

### 4.1 Para el caso de toberas

A lo largo de ellas la presión disminuirá, por lo que será  $dp < 0$ .

Si el flujo del gas es subsónico, entonces como  $M < 1$  implica que  $w < c$ . Desarrollando (22-23), nos indica que las secciones deberán disminuir al avanzar la tobera. Luego, en una tobera que penetre un flujo subsónico deberá tener una primera parte convergente (24).

$$w < \sqrt{kpv} \quad , \quad w^2 < kp v \quad (22)$$

$$\frac{1}{kp} < \frac{v}{w^2} \quad , \quad \frac{v}{w^2} < \frac{1}{kp} \quad (23)$$

$$\frac{dF}{F} < 0 \quad (24)$$

Al avanzar el fluido por la tobera, su velocidad aumentará y al mismo tiempo la velocidad del sonido en el fluido decrecerá. En consecuencia podrá llegarse a una sección que llamaremos crítica, en la que se alcance  $M=1$  o sea circulación sónica.

$$w_c = \sqrt{p_c v_c} \quad , \quad w_c = \sqrt{kp_c v_c} \quad (25)$$

$$w_c^2 = p_c v_c \quad , \quad \frac{v_c}{w_c^2} = \frac{1}{kp_c} \quad (26)$$

$$\frac{v_c}{w_c^2} = \frac{1}{kp_c} \quad (27)$$

$$\frac{dF}{F} \quad (28)$$

Dado que las secciones venían disminuyendo, esta ecuación significa que la tobera tendrá su sección mínima, la cual se denomina garganta de la tobera.

Si la tobera continúa, se pasará luego a lugares en que el flujo será supersónico o sea  $M>1$ , lo que equivale a:

$$w = \sqrt{p v} \quad , \quad w = \sqrt{kp v} \quad (29)$$

$$w^2 = p v \quad , \quad \frac{1}{kp} = \frac{v}{w^2} \quad (30)$$

$$\frac{v}{w^2} = \frac{1}{kp} \quad (31)$$

$$\frac{dF}{F} \quad (32)$$

La expresión (32), obtenida de ir trabajando y reemplazando en las expresiones (29-31), permite afirmar que la tobera deberá ser divergente.

### 4.2 Para el caso de Difusores

Se estudia de manera análoga a las toberas, y llegamos a las siguientes conclusiones:

Los difusores en los cuales el fluido penetra a velocidades supersónicas, su sección de entrada será convergente y la velocidad en disminución hasta alcanzar su garganta donde la velocidad llegará a ser la del sonido, es decir  $M=1$ . Finalmente para que la velocidad siga decreciendo, ahora a valores subsónicos y con presión en crecimiento se requiere que el último tramo sea de forma convergente.

### 4.3 Combinación de tobera y difusor

En la figura 3 se aprecia un eyector en funcionamiento con su correspondiente diagrama de presión y velocidad. El fluido pasa de un flujo subsónico a uno supersónico (tobera), en este caso, será convergente-divergente y en la sección mínima el flujo será sónico,  $M= 1$ .

Además se observa, antes de la línea roja, que la tobera genera una gran depresión la cual está muy por debajo de la presión atmosférica, esto permite que se absorban o succione las impurezas o gases indeseados. Luego en el difusor los gases se mezclan con el vapor y al atravesar la garganta encuentran una gran resistencia perdiendo velocidad e incrementando la presión.

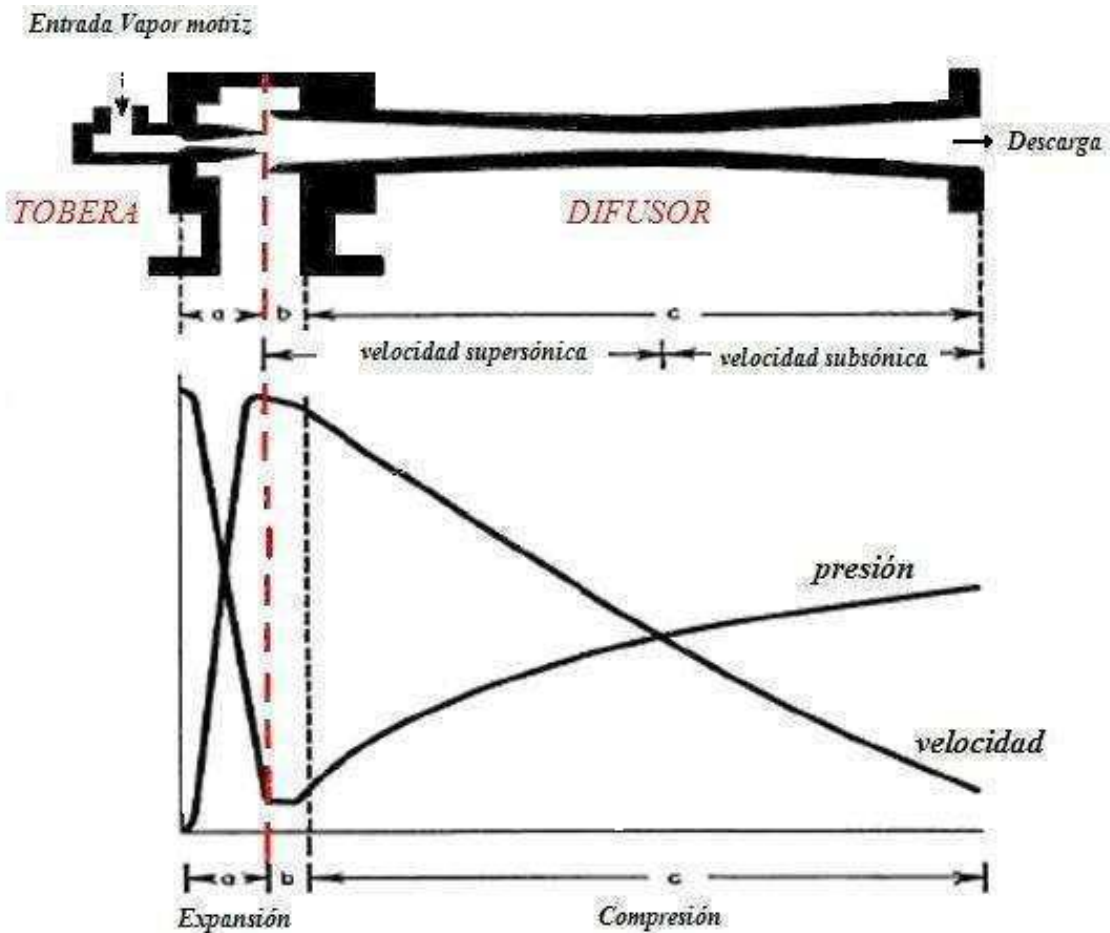


Figura 3 Comportamiento de la presión y velocidad dentro del eyector

## 5. SISTEMAS DE EYECTORES

Los eyectores pueden ser de una o varias etapas (según el requerimiento de sistema). Los de varias etapas o fases, con o sin una etapa intermedia de condensado de vapor, permiten al sistema operar a presiones absolutas más bajas que con una sola fase. Las combinaciones de varios eyectores, son mediante el uso de condensadores, que pueden ser conectadas entre las distintas etapas (inter condensadores) con el fin de economizar vapor y favorecer la hermeticidad del sistema. Los mismos pueden ser barométricos o de superficie, en la Figura 4 se representa un ejemplo de un sistema de vacío con condensadores barométricos.

Es importante destacar, que la condensación del vapor sobrecalentado aumenta la depresión, ya que el calor sensible del agua, toma el calor latente del vapor y parte del calor sensible que aún disponía, para su licuación y las gotas de vapor se reducen favoreciendo la depresión.

### 5.1 Eyectores combinados en serie y paralelo

Para altos vacíos se emplean sistemas de eyectores conectados en serie, en cambio si el proceso requiere gran capacidad de succión, los mismos deberán ser conectados en paralelo.

La figura 4 representa un sistema de eyectores generador de vacío combinados en serie y paralelo compuesto por 6 eyectores,  $E_{1A}/E_{1B}/E_{2A}/E_{2B}/E_3$  y  $E_4$ , con el fin de lograr un alto vacío en la elaboración de acero ultra limpio.

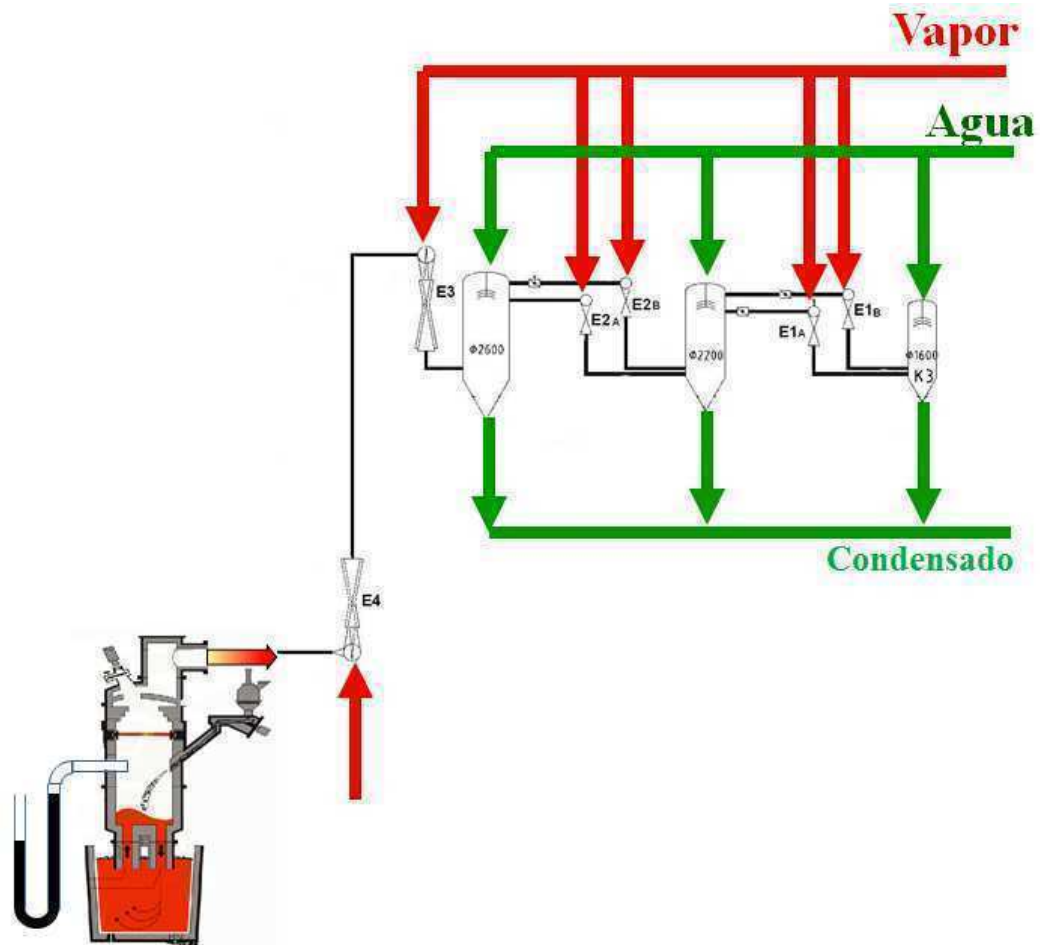


Figura 4 Sistema de eyectores de cuatro etapas.

### 5.2 Funcionamiento

La operación comienza con los dos últimos eyectores conectados en paralelo ( $E_{1A}/E_{1B}$ ) para extraer el aire de las tuberías y condensadores, ver primera etapa, Figura 5.

En esta fase se busca hacer una evacuación rápida, extrayendo la mayor cantidad posible de caudal. Observando el gráfico se aprecia en línea de puntos como trabajarían los eyectores en forma individual ( $E_{1A}$  y  $E_{1B}$ ) y en línea continua, el resultado cuando están conectados en paralelo ( $E_{1A}+E_{1B}$ ), teniendo como resultado un mayor rendimiento, es decir, más caudal.

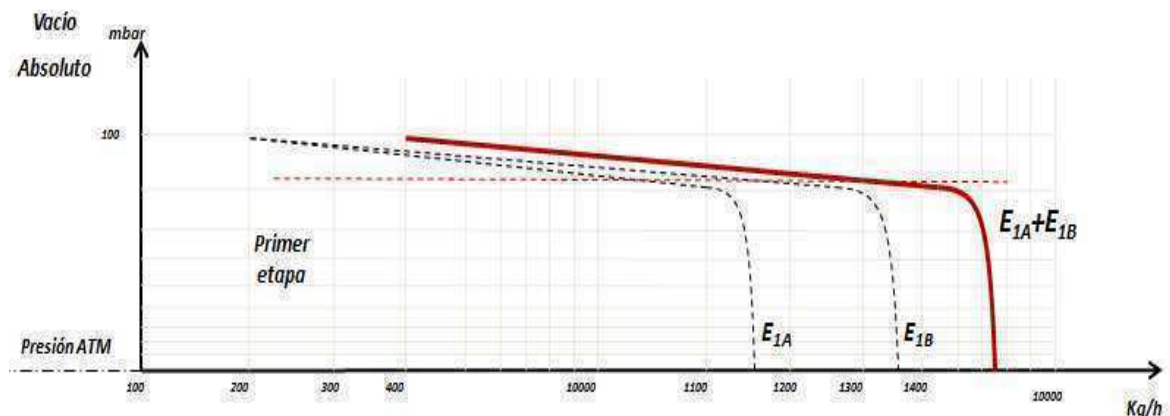


Figura 5 Curvas de vacío (presión/caudal).

Luego, la curva tiende a una línea constante, es aquí donde comienza la segunda etapa y se suman los eyectores  $E_{2A}/E_{2B}$  en serie con  $E_{1A}/E_{1B}$ . A su vez éstos nuevos  $E_{2A}/E_{2B}$  ahora en operación también están conectados en paralelo entre sí, ver Figura 6. De esta manera se mantiene el caudal de succión pero baja la presión en el sistema, es decir vamos ganando vacío.

Una vez logrado evacuar el remanente de aire en la línea, se deja de alimentar los eyectores  $E_{1B}/E_{2B}$ , quedando éstos fuera de servicio. En ese instante se acopla al proceso el eyector  $E_3$  (en serie), ver tercer etapa, hasta llegar a su presión de succión límite (línea constante), es aquí cuando entra en funcionamiento el eyector  $E_4$  (en serie). Esta es la cuarta y última etapa del sistema alcanzando al final del proceso un de vacío de 0,67 mbar.

Desde el inicio de la generación del vacío hasta su final se demanda un tiempo de 6 minutos.

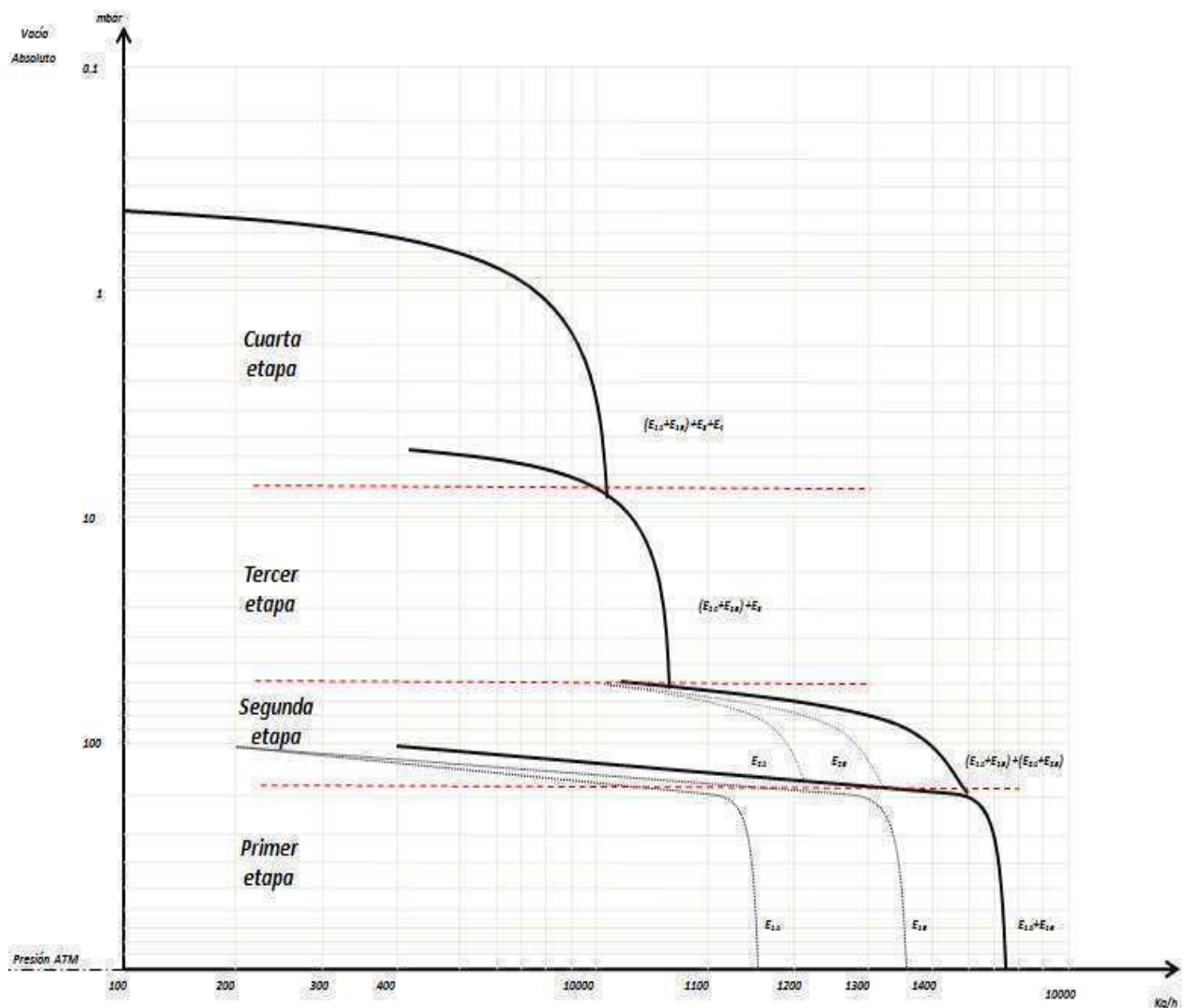


Figura 6 Curvas de vacío (presión/caudal).

### 5.3 Descripción de la instalación

A manera ilustrativa la Figura 7 muestra en una vista isométrica sobre como será en conjunto del sistema de eyectores (Bomba de vacío) que comprenderá el horno de vacío "RH" de Ternium-Siderar como así también la indicación de la entradas de gases desde el Vessel del tratamiento, el enfriador previo de sus humos y por debajo la cisterna colectora del agua de retorno de los condensadores. Estos tubos deben tener una longitud superior a 10,33 m para evitar el ingreso de aire externo al sistema caso contrario se rompería el vacío alcanzado por infiltración.

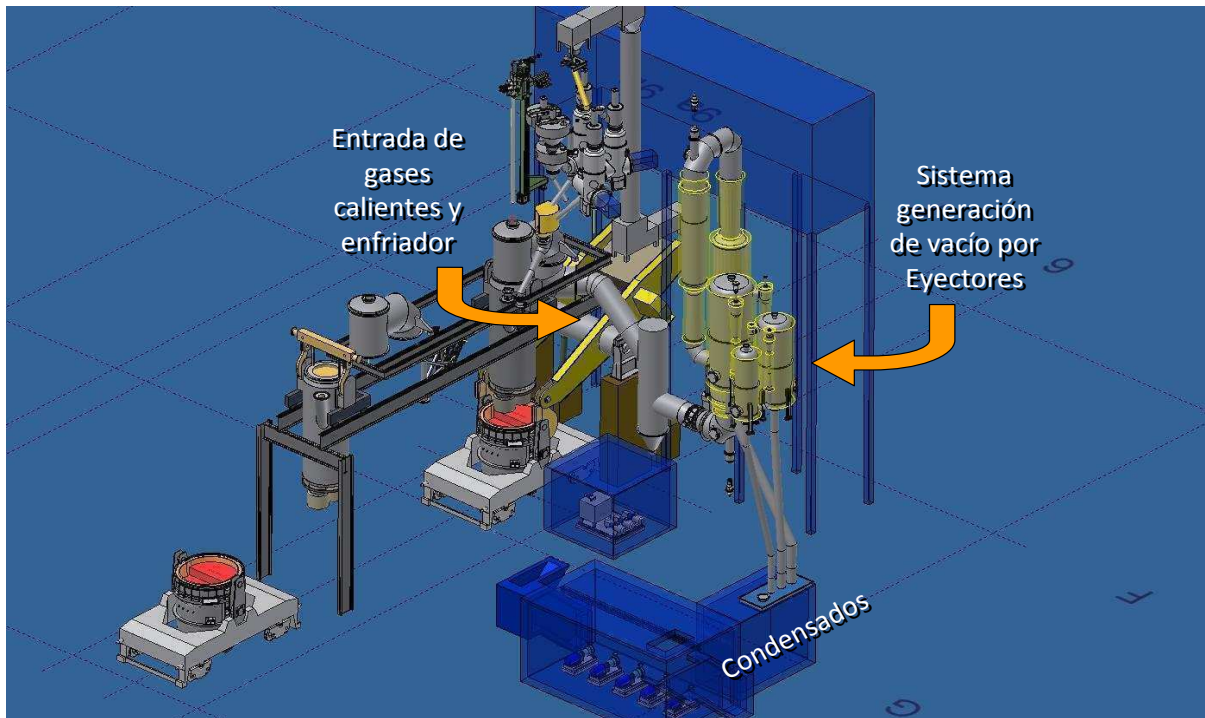


Figura 7 Vista isométrica del sistema de generación de vacío

La Figura 8 indica los componentes del sistema de generación de vacío a través de lo que será su mímico utilizado como pantalla de control por parte de los operadores. En este diagrama los eyectores son indicados con las letras S<sub>1</sub> / S<sub>2</sub> / S<sub>3a</sub> / S<sub>3b</sub> / S<sub>4a</sub> / S<sub>4b</sub> en sus disposiciones en serie y paralelo.

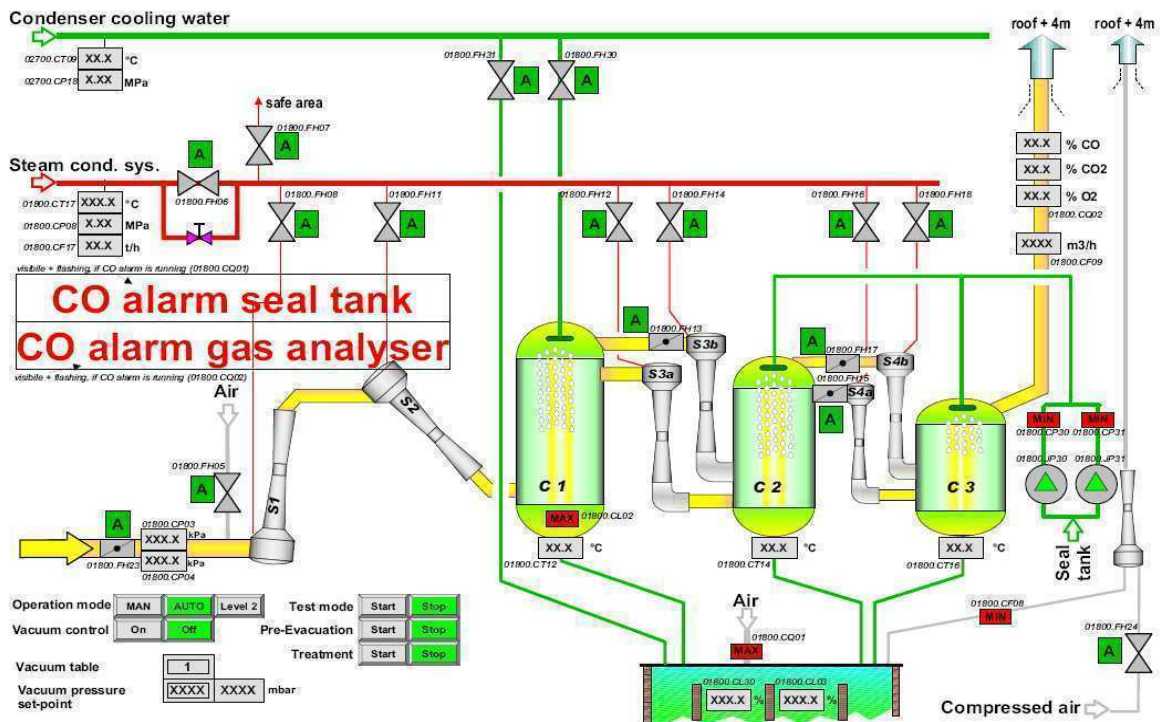


Figura 8 Vista de una pantalla operativa de control

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



### 5.4 Rangos de operación y consumos de vapor

En la Tabla 4 se sintetizan los consumos de vapor y los rangos de operación de los distintos componentes (Eyectores y Condensadores) que van desde el arranque, es decir cuando todo el sistema aún se encuentra a la presión atmosférica hasta alcanzar la mínima presión en el rango de 0 a 10 mbar. Se aclara que la mínima presión real a obtener será de 0,67 mbar (99,93 % de vacío). En la parte inferior se especifican también cuales serán los consumos de vapor por eyector y el total.

Presión Operación mbar		Vapor t/h	Estados en uso								
			Condesadores			Eyectores de vapor					
			C1	C2	C3	S1	S2	S3A	S3B	S4A	S4B
1015	340	10.2	X	X	X					X	X
350	80	18.7	X	X	X			X	X	X	X
80	10	18.9	X	X	X		X	X		X	
0	10	18.9	X	X	X	X	X	X		X	

C1	C2	C3	S1	S2	S3A	S3B	S4A	S4B
			1.9	10.8	3.2	5.3	3	7.2
				12.7				

Estados en uso									
Condesadores			Eyectores de vapor					Total	
C1	C2	C3	S1	S2	S3A	S3B	S4A	S4B	t/h
X	X	X					3	7.2	10.2
X	X	X			3.2	5.3	3	7.2	18.7
X	X	X		12.7	3.2		3		18.9
X	X	X	1.9	10.8	3.2		3		18.9

Tabla 4 Rangos de operación y consumos de vapor

### 6. CONCLUSIONES

Existe gran variedad de usos del vacío y son de importancia en numerosas actividades industriales, logrando así desarrollos en ciencia y tecnología.

En los próximos años, serán cada vez más, las empresas que requieran sistemas eficientes de generación de vacío, aumentando su productividad y mejorando la calidad de sus productos.

En este estudio hemos analizado en profundidad el funcionamiento de los sistemas de eyectores a vapor, uno de los dispositivos más usados para este fin por su alta fiabilidad y corto tiempo de repuesta.

Los contenidos dictados en las cátedras Mecánica de los Fluidos y Termodinámica brindan las herramientas necesarias para comprender y poder explicar estos conceptos tanto en lo académico como en los requerimientos de capacitación de los cuadros operativos y staff en las industrias.

### 7. REFERENCIAS

- [1] Yunus A. Cengel - Michael A. Boles. *Termodinámica Técnica*. Editorial Mac Graw Hill. 2da Edición español – 2006.
- [2] García, Carlos A. (1987). *Termodinámica Técnica*. Paraná 137, Bs.As. Cuarta edición. Editorial Alsina.
- [3] Yunus A. Cengel - Jhon M.Cimbala. *Mecánica de fluidos*. Editorial Mac Graw Hill. 2da Edición en español – 2007.
- [4] Vian, Angel; Ocón, Joaquín. (1972). *Elementos de Ingeniería Química (Operaciones Básicas)*. Juan bravo 38, Madrid. Quinta edición. Editorial Aguilar Ediciones SA.

### Agradecimientos

Los autores de este trabajo desean agradecer a la Dirección de Ingeniería y Medio Ambiente de Ternium-Siderar el haber brindado los datos operativos y de diseños necesarios para realizar el presente trabajo sobre el sistema de generación de vacío que utilizará su futuro tratamiento de acero secundario "RH"



## Desarrollo de Ecuaciones Constitutivas para el Flujo de Fluidos Magnetoreológicos y Análisis de Cualitativo del Campo Fluidodinámico Resultante

Mesquida, César D. \*, Lässig, Jorge L.<sup>(1)</sup>

*Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional del Comahue  
CP: 8300. cesar.mesquida@fain.uncoma.edu.ar.*

(1) lassig@uncoma.edu.ar

### RESUMEN.

A partir de las ecuaciones de Maxwell y de las propias de la Mecánica de Fluidos, se presenta una metodología destinada a obtener expresiones que relacionen esfuerzos en un fluido magnetoreológico con la deformación del mismo. La técnica propuesta es una aplicación de la Teoría de Invariantes y la expresión resultante obtenida es la ecuación constitutiva del flujo.

Se introducen hipótesis simplificativas que conducen a las ecuaciones finalmente resueltas.

Como aplicación, se desarrolla un problema de flujo de Poiseuille, bidimensional, viscoso, laminar, y estacionario.

Los resultados obtenidos se estudian cualitativamente.

**Palabras Claves:** nanotecnología, magnetoreología, amortiguadores, frenos.



### 1. OBJETIVO

El objetivo perseguido en este trabajo es incluir en las ecuaciones de Mecánica de los Fluidos las propias de Maxwell para la descripción de fenómenos electromagnéticos en coloides. En este sentido, se propone la metodología de Dorfmann, Ogden y Wineman [1] para la obtención de expresiones que relacionen esfuerzos en un fluido magnetoreológico (FMR) con la deformación del mismo. Dicha metodología es una aplicación de la Teoría de Invariantes y la expresión resultante obtenida es la ecuación constitutiva del flujo.

A modo de ejemplo se desarrolla un problema con condiciones de borde. Se introducen las hipótesis que conducen a las ecuaciones finalmente resueltas y, dentro del marco planteado, se describe el comportamiento del flujo.

### 2. INTRODUCCIÓN

Los fluidos magnetoreológicos son fluidos compuestos por partículas micrométricas de material ferromagnético, las cuales son, generalmente, la fase discontinua de una emulsión oleosa u acuosa, según se trate. Otros elementos suelen incluirse en la preparación del fluido (surfactantes, estabilizantes, etc.).

Los FMR se comportan como fluidos newtonianos en ausencia de campo magnético pero, en presencia de éste, presentan un comportamiento viscoplástico semejante al del modelo de Bingham generalizado, siendo su principal característica el presentar una tensión de fluencia  $\tau_0$  creciente de manera no lineal con el aumento de la intensidad del campo magnético externo aplicado. Esta cualidad puede aprovecharse con fines ingenieriles (válvulas de control de caudal y presión, amortiguadores, frenos, interface entre dispositivos mecánicos y sistemas electrónicos, sellos, embragues, portador de drogas y otras sustancias en el interior de organismos, pulido de lentes) y hasta artísticos.

El cambio en el comportamiento del FMR frente al campo magnético es el reflejo de la formación de estructuras en el interior del fluido. Estas estructuras se componen de las partículas ferromagnéticas polarizadas y alineadas con el campo magnético externo.

Respecto del flujo, el FMR circulando por un conducto y en presencia de un campo magnético externo, desarrolla un perfil de velocidad integrado por dos partes: una central de velocidad constante (flujo tapón) donde el fluido desarrolla tensiones de corte inferiores a la de fluencia y se comporta como un sólido elástico, y una parte exterior de fluido post-fluencia en contacto con las paredes, con comportamiento no newtoniano posible de ser descrito, por ejemplo, mediante alguna ley potencial.

A medida que el campo magnético se incrementa, la región de flujo tapón también lo hace ocupando cada vez mayor parte de la sección y, en un caso límite, el flujo se detiene.

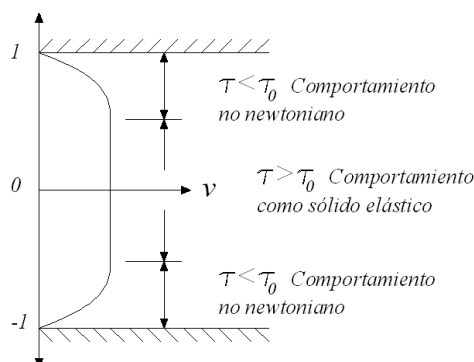


Figura 1 Perfil de velocidad característico de un FMR entre dos paredes y en presencia de un campo magnético externo.

La ecuación constitutiva buscada es el tensor de tensiones de Cauchy  $\tau$  para un material compresible y viscoso en función del campo magnético inducido y del tensor de deformación  $\tau = \tau(\mathbf{B}, \mathbf{D})$ . Este tensor se presenta dependiente de seis funciones escalares  $\alpha$  las cuales dependen a su vez de seis invariantes  $I$  relacionados con la cinemática del flujo y el campo magnético aplicado. Lo mismo se pretende respecto de la magnetización del fluido  $\mathbf{M} = \mathbf{M}(\mathbf{B}, \mathbf{D})$ .

### 3. ECUACIONES

#### 3.1. Cinemáticas

Considérese un volumen de fluido contenido en una región espacial euclidiana delimitada y en un instante  $t$ . Cada punto de este espacio puede individualizarse mediante un vector posición  $\mathbf{r}(x,y,z)$  respecto de un sistema de coordenadas arbitrario. La velocidad del fluido en cada punto se representa mediante el vector  $\mathbf{v}(\mathbf{r})$ .

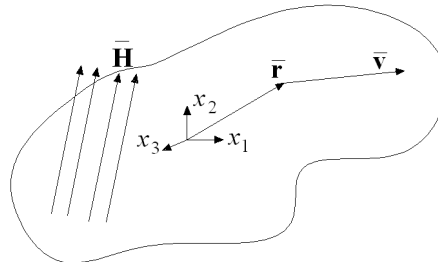


Figura 2 *Dominio fluido.*

Desde aquí, todo análisis será independiente del tiempo (flujo permanente, campo magnético constante en el tiempo, etc.).

Otras cantidades cinemáticas a considerar son dos tensores de segundo orden: velocidad de deformación  $D$  y gradiente de velocidad  $L$ .

$$L = \nabla \mathbf{v} = \begin{bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} & \frac{\partial u}{\partial y} & \frac{\partial u}{\partial z} \\ \frac{\partial v}{\partial x} & \frac{\partial v}{\partial y} & \frac{\partial v}{\partial z} \\ \frac{\partial w}{\partial x} & \frac{\partial w}{\partial y} & \frac{\partial w}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (1) \quad D = \frac{1}{2}(L + L^T) = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} 2 \frac{\partial u}{\partial x} & \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) & 2 \frac{\partial v}{\partial y} & \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) & \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) & 2 \frac{\partial w}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (2)$$

donde  $L^T$  es la matriz transpuesta de  $L$ .

#### 3.2. Materiales magnéticos

De las ecuaciones de Maxwell en el vacío,

$$\frac{\partial \mathbf{B}}{\partial t} = -\nabla \times \mathbf{E} \quad (3)$$

$$\mathbf{j} = \frac{1}{\mu_0} \nabla \times \mathbf{B} - \epsilon_0 \frac{\partial \mathbf{E}}{\partial t} \quad (4)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{B} = 0 \quad (5)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{E} = \frac{\rho_e}{\epsilon_0} \quad (6)$$

Y despreciando la presencia de corrientes eléctricas, cargas libres y campos eléctricos más la hipótesis de independencia del tiempo, el conjunto anterior se reduce a:

$$\nabla \cdot \mathbf{B} = 0 \quad (7)$$

$$\nabla \times \mathbf{B} = 0 \quad (8)$$

Para materia tal como se estudia en este trabajo, la magnetización del fluido  $\mathbf{M}$ , el campo magnético externo aplicado  $\mathbf{H}$  y el campo magnético inducido resultante  $\mathbf{B}$  en el fluido se relacionan de la siguiente manera, siendo todas estas variables función de la posición  $\mathbf{r}$ :



$$\mathbf{B} = \mu_0(\mathbf{H} + \mathbf{M}) \quad (9)$$

donde  $\mu_0$  es la permeabilidad magnética en el vacío.  
En el vacío,

$$\mathbf{B} = \mu_0\mathbf{H} \quad (10)$$

Por lo que las ecuaciones de Maxwell en el vacío terminan siendo

$$\nabla \cdot \mathbf{B} = 0 \quad (11)$$

$$\nabla \times \mathbf{H} = 0 \quad (12)$$

Como ya se mencionó,  $\mathbf{B}$  será una variable independiente, calculándose  $\mathbf{M}$  a través de una ecuación constitutiva y, finalmente, se despeja  $\mathbf{H}$  de (9).

### 3.3. Ecuaciones de Conservación

#### 3.3.1 Conservación de la masa

Bajo las consideraciones ya enunciadas, la ecuación de continuidad o conservación de la masa puede escribirse como

$$\frac{D\rho}{Dt} = \frac{\partial\rho}{\partial t} + \rho(\nabla \cdot \mathbf{v}) = \rho(\nabla \cdot \mathbf{v}) \quad (13)$$

donde  $\rho$  es la densidad de masa del fluido en el volumen y tiempo considerado y  $D/Dt$  es la derivada total o sustancial.

Sumando la hipótesis de fluido incompresible ( $\rho = \text{cte.}$ , movimientos isócoros o de volumen constante), resulta

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 &\Rightarrow \nabla \cdot \mathbf{v} = 0 = \text{tr}(\mathbf{D}) \\ &\Rightarrow \frac{D\rho}{Dt} = 0 \end{aligned} \quad (14)$$

#### 3.3.2 Cantidad de movimiento

Una nueva suposición es que el fluido se halla en equilibrio, es decir, no está acelerado. Por ende, la ecuación de cantidad de movimiento, en su forma tensorial, se reduce a:

$$\frac{d\mathbf{F}_s}{dV} = \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} = 0 \quad (15)$$

donde  $\boldsymbol{\tau}$  es el tensor de tensiones total de Cauchy y  $d\mathbf{F}_s$  es un diferencial de fuerza de superficie actuando sobre un diferencial de volumen  $dV$ .

Considerando que existe equilibrio respecto de la rotación, de la ecuación de conservación de momento angular se deduce que el tensor  $\boldsymbol{\tau}$  es simétrico, es decir,

$$\boldsymbol{\tau} = \boldsymbol{\tau}^T \quad (16)$$

### 3.4 Ecuaciones constitutivas

Como ya se mencionó, la idea es encontrar funciones  $f$  y  $g$  que permitan expresar

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



**FoDAMI**

$$\tau = f(D, \mathbf{B}) \quad (17)$$

$$\mathbf{M} = g(D, \mathbf{B}) \quad (18)$$

Para empezar,  $\mathbf{B}$  y  $D$  deben ser cantidades objetivas, es decir, invariantes cualitativa y cuantitativamente hablando frente a un cambio de referencia, y por tal razón, cantidades aptas para ser empleadas en la construcción de una ecuación constitutiva.

Ejemplo de cantidades objetivas son: vectores desplazamiento, tensores de segundo orden y campos escalares que se transformen mediante matrices ortogonales de transformación, tales que

$$\mathbf{Q} \mathbf{Q}^T = \mathbf{I} \quad (19)$$

siendo  $\mathbf{Q}$  una matriz ortogonal de transformación de un sistema de referencia a otro e  $\mathbf{I}$  la matriz identidad.

Luego, por lo arriba mencionado,

$$f(\mathbf{Q} \mathbf{D} \mathbf{Q}^T, \mathbf{Q} \mathbf{B}) = \mathbf{Q} f(D, \mathbf{B}) \mathbf{Q}^T \quad (20)$$

para todo  $D$  y  $\mathbf{B}$  seleccionado y cualquier tensor ortogonal  $\mathbf{Q}$ , y donde  $f$  es una función tensorial simétrica.

Considerando el planteo de Dorfmann et al., puede reescribirse (17) considerando (20) de la siguiente manera:

$$\tau = \alpha_1 \mathbf{I} + \alpha_2 D + \alpha_3 D^2 + \dots \quad (21)$$

$$\dots + \alpha_4 (\mathbf{B} \otimes \mathbf{B}) + \alpha_5 [(\mathbf{D}\mathbf{B}) \otimes \mathbf{B} + \mathbf{B} \otimes (\mathbf{D}\mathbf{B})] + \alpha_6 [(\mathbf{D}^2\mathbf{B}) \otimes \mathbf{B} + \mathbf{B} \otimes (\mathbf{D}^2\mathbf{B})]$$

donde la función simétrica  $f$  ya ha sido encontrada y aparece mediante seis funciones escalares  $\alpha_i$  para  $i=1,2,\dots,6$ . A su vez, estas funciones escalares dependen de los seis invariantes  $I_1, I_2, \dots, I_6$  que surgen de los tensores  $D$  y  $\mathbf{B} \otimes \mathbf{B}$ .

Los invariantes son:

$$I_1 = \text{tr } D, \quad I_2 = \text{tr } D^2, \quad I_3 = \text{tr } D^3 \quad (22)$$

$$I_4 = \mathbf{B} \cdot \mathbf{B}, \quad I_5 = (\mathbf{D}\mathbf{B}) \cdot \mathbf{B}, \quad I_6 = (\mathbf{D}^2\mathbf{B}) \cdot \mathbf{B} \quad (23)$$

Los coeficientes  $\alpha$  caracterizan al material y pueden hallarse experimentalmente dado que los seis elementos del tensor  $\tau$  (recordar que es simétrico) pueden medirse a través del flujo resultante de la imposición de  $D$  y  $\mathbf{B}$ .

Puede verse que  $\tau$  depende de la deformación a través de  $I_1, I_2$  e  $I_3$ , del campo magnético inducido a través de  $I_4$  y del acoplamiento entre deformación y campo magnético a través de  $I_5$  e  $I_6$ .

Obtener los coeficientes  $\alpha$  a través de la experimentación no siempre es fácil, por lo que a veces resulta práctico simplificar la forma de la ecuación constitutiva en base a características generales de la respuesta del fluido MR.

Las Ecuaciones (17) y (21) son aplicables a modelos sin restricciones para fluidos. Sin embargo, de ahora en más, el desarrollo subsiguiente será considerando fluidos incompresibles, es decir, considerando la Ecuación (14), y por ende la ecuación constitutiva debiera ser de la forma

$$\tau = -p\mathbf{I} + f(D, \mathbf{B}) \quad (24)$$

donde  $p$  es una presión hidrostática indeterminada (aquí,  $\mathbf{I}$  es la matriz identidad).

En otras palabras, dado que la presión es arbitraria, la primer función escalar  $\alpha_1$  deja de ser una incógnita bajo la hipótesis de flujo incompresible. Lo mismo pasa con el primer invariante, ahora conocido.

Otra observación que puede hacerse es que en la expresión del tensor de Cauchy, Ecuación (21), y de los invariantes en (23), el campo magnético inducido aparece elevado al cuadrado. Esto implica que cuando el campo inducido cambia de sentido, es decir, de  $\mathbf{B}$  a  $-\mathbf{B}$ , las tensiones no se modifican. Respecto de la magnetización, la expresión buscada, como ya se mencionó, es de la forma

$$\mathbf{M} = g(\mathbf{D}, \mathbf{B})$$

donde la función vectorial  $g$  debe ser objetiva y cumplir la condición (20). Siguiendo a Spencer [3] y Dormann et al., la representación de la magnetización es

$$\mathbf{M} = (\phi_1 \mathbf{I} + \phi_2 \mathbf{D} + \phi_3 \mathbf{D}^2) \mathbf{B} \quad (25)$$

donde  $\phi_1$ ,  $\phi_2$  y  $\phi_3$  son funciones escalares dependientes de los seis invariantes  $I_1, \dots, I_6$ . Una adecuada selección de las funciones constitutivas  $\phi$  permite representar una amplia variedad de fenómenos.

Por ejemplo, en el caso particular de que  $\phi_2$  y  $\phi_3$  sean nulos se tiene que la magnetización  $\mathbf{M}$  es paralela a  $\mathbf{B}$ . Este caso aplica muy bien para los materiales isotrópicos de comportamiento lineal, para los cuales se verifica que  $\mathbf{B} = \mu_r \mathbf{H}$  donde

$$\mu_r = \frac{\mu}{\mu_0} = \frac{1}{1 - \mu_0 \phi_1}$$

es la permeabilidad relativa.

El modelo constitutivo presentado hasta este punto provee un marco general en el cual modelos particulares pueden ser evaluados.

### 3.5 Condiciones de borde

Para cada problema particular, adecuadas condiciones de borde deben ser impuestas para  $\mathbf{B}$ ,  $\mathbf{H}$ ,  $\mathbf{D}$ ,  $\boldsymbol{\tau}$  y  $\mathbf{v}$ , para todos o algunos de ellos.

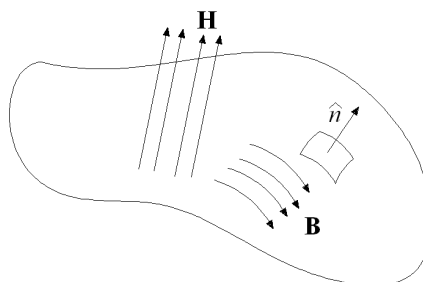


Figura 3 Campos magnéticos, exterior aplicado  $\mathbf{H}$  e inducido en el fluido  $\mathbf{B}$ , sobre la superficie del dominio considerado.

Sobre la superficie del volumen fluido considerado,  $\mathbf{B}$  y  $\mathbf{H}$  deben satisfacer las siguientes condiciones de discontinuidad, considerando inexistencia de corrientes de superficie,

$$[\mathbf{B} \cdot \hat{n}] = 0 \quad (26)$$

$$[\mathbf{H} \times \hat{n}] = 0 \quad (27)$$

donde  $\hat{n}$  es el versor normal a la superficie del volumen considerado, saliente. Es decir, el campo inducido es paralelo a la discontinuidad y el campo aplicado es normal a la misma. Tener presente que (26) y (27) aplican sobre la discontinuidad (es la razón de los corchetes). Otra posible condición, es la de no deslizamiento sobre alguna pared.

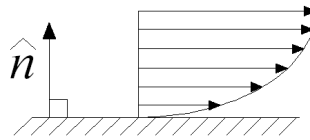


Figura 4 Perfil de velocidad sobre una pared, sin deslizamiento.

$$\mathbf{v} \times \hat{n} = 0 \quad (28)$$

donde  $\hat{n}$  es el versor normal a la pared.

La condición de continuidad para el tensor de tensiones total a través de la superficie del volumen considerado es

$$\boldsymbol{\tau} \cdot \hat{n} = 0 \quad (29)$$

#### 4. PROBLEMAS CON CONDICIONES DE BORDE

##### 4.1. Flujo entre placas paralelas

Se considerará ahora el problema de flujo permanente, unidireccional, incompresible, entre dos placas planas paralelas separadas una distancia  $2h$ . El flujo se refiere a un sistema cartesiano de coordenadas y se mantiene gracias a un gradiente de presión  $P$  constante según  $x_1$ , sin que haya otras fuerzas que no sean las magnéticas.

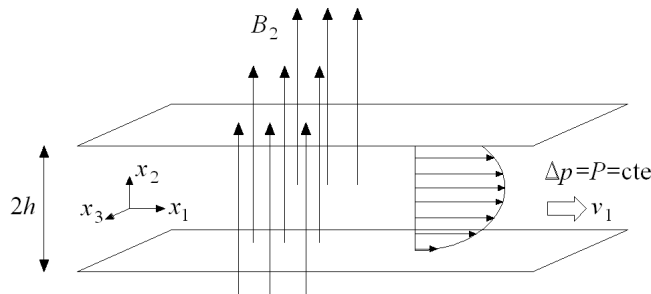


Figura 5 Flujo entre placas planas infinitamente largas y anchas, separadas una distancia  $2h$ .

Las ecuaciones a estudiar son la Ecuación (21) y (25), para el tensor total de tensiones y el vector magnetización.

El campo de velocidades es

$$\mathbf{v} = [v_1 \quad 0 \quad 0] \quad (30)$$

donde  $v_1 = v(x_2)$  y debido a la condición de no deslizamiento  $v(-h) = v(h) = 0$ .

El campo magnético inducido es, en vacío y perpendicular a las placas,

$$\mathbf{B} = [0 \quad B_2 \quad 0] \quad (31)$$

Sin embargo, en general aparece a través de las placas una componente de  $\mathbf{B}$  según  $x_1$ , por lo que

$$\mathbf{B} = [B_1 \quad B_2 \quad 0] \quad (32)$$

dentro del fluido, donde ambas componentes coinciden en que  $B_1 = B(x_2)$  y  $B_2 = B(x_2)$ .



La matriz del tensor velocidad de deformación y su cuadrado son

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} 0 & \gamma & 0 \\ \gamma & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{D}^2 = \begin{bmatrix} \gamma^2 & 0 & 0 \\ 0 & \gamma^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (33)$$

donde  $\gamma = \frac{1}{2} \frac{\partial v}{\partial x_2}$ .

Los productos tensoriales buscados son

$$\mathbf{B} \otimes \mathbf{B} = \begin{bmatrix} B_1^2 & B_1 B_2 & 0 \\ B_1 B_2 & B_2^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (34) \quad (\mathbf{DB}) \otimes \mathbf{B} + \mathbf{B} \otimes (\mathbf{DB}) = \gamma \begin{bmatrix} 2B_1 B_2 & B_1^2 + B_2^2 & 0 \\ B_1^2 + B_2^2 & 2B_1 B_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (35)$$

$$(\mathbf{D}^2 \mathbf{B}) \otimes \mathbf{B} + \mathbf{B} \otimes (\mathbf{D}^2 \mathbf{B}) = 2\gamma^2 \begin{bmatrix} B_1^2 & B_1 B_2 & 0 \\ B_1 B_2 & B_2^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (36)$$

Por lo que, finalmente, el tensor total de tensiones de Cauchy queda

$$\boldsymbol{\tau} = \begin{bmatrix} \tau_{11} & \tau_{12} & 0 \\ \tau_{21} & \tau_{22} & 0 \\ 0 & 0 & \tau_{33} \end{bmatrix} \quad (37)$$

donde

$$\tau_{11} = -p + \alpha_3 \gamma^2 + \alpha_4 B_1^2 + 2\gamma(\alpha_5 B_1 B_2 + \alpha_6 \gamma B_1^2) \quad (38)$$

$$\tau_{22} = -p + \alpha_3 \gamma^2 + \alpha_4 B_2^2 + 2\gamma(\alpha_5 B_1 B_2 + \alpha_6 \gamma B_2^2) \quad (39)$$

$$\tau_{12} = \alpha_2 \gamma + \alpha_4 B_1 B_2 + \alpha_5 \gamma (B_1^2 + B_2^2) + 2\alpha_6 \gamma^2 B_1 B_2 \quad (40)$$

$$\tau_{33} = -p \quad (41)$$

Desarrollando de igual manera, las componentes del vector magnetización  $\mathbf{M}$  son

$$M_1 = \phi_1 B_1 + \phi_2 \gamma B_2 + \phi_3 \gamma^2 B_1 \quad (42)$$

$$M_2 = \phi_1 B_2 + \phi_2 \gamma B_1 + \phi_3 \gamma^2 B_2 \quad (43)$$

$$M_3 = 0 \quad (44)$$

De las ecuaciones (22) y (23) se obtiene

$$I_1 = 0, \quad I_2 = 2\gamma^2, \quad I_3 = 0 \quad (45)$$

$$I_4 = B_1^2 + B_2^2, \quad I_5 = 2\gamma B_1 B_2 \quad (46)$$

$$I_6 = \gamma^2 (B_1^2 + B_2^2) = \gamma^2 I_4 \quad (47)$$



Por ende, las funciones escalares son funciones del tipo

$$\alpha_i = \alpha(\gamma, B_1, B_2) \quad (48)$$

$$\phi_i = \phi(\gamma, B_1, B_2) \quad (49)$$

donde las componentes del campo inducido aparecen elevadas al cuadrado.

Considérese las ecuaciones de campo magnético (Ecuación 11,  $\nabla \cdot \mathbf{B} = 0$  y Ecuación 12,  $\nabla \times \mathbf{H} = 0$ ) y la de movimiento, (Ecuación 15,  $\nabla \cdot \boldsymbol{\tau} = 0$ ). La Ecuación (11) implica que  $B_2$  es constante. Debido a la condición de continuidad a través del contorno (Ecuación 26),  $B_2$  se continúa en el interior y, en vista de la Ecuación (11) y de que  $B_2 = B(x_2)$ , se concluye que  $B_2$  es constante dentro del fluido.

La componente  $B_1$  en el vacío es nula. En el fluido, en general  $B_1$  no es nula y debe ser determinada. Dado que  $B_1$  es nula fuera del fluido entonces  $H_1$  también lo es y, por continuidad, también debe serlo en el contorno en contacto con el fluido. Asumiendo que  $H_2$  sólo depende de  $x_2$  y observando que la Ecuación (12) implica que  $\partial H_1 / \partial x_2 = 0$ , se concluye que  $H_1$  es nula.

Siguiendo lo antedicho, de la Ecuación (9) y (42) se tiene que dentro del fluido se cumple

$$\begin{aligned} \mathbf{B} = \mu_0(\mathbf{H} + \mathbf{M}) &\Rightarrow B_1 = \mu_0(\phi_1 B_1 + \phi_2 \gamma B_2 + \phi_3 \gamma^2 B_1) \\ &\Rightarrow B_1 = B_2 \left( \frac{\phi_2 \gamma}{\mu_0^{-1} - \phi_1 - \phi_3 \gamma^2} \right) \end{aligned} \quad (50)$$

de donde se tiene  $B_1$  como función de  $\gamma$  y  $B_2$ . Nótese que  $B_1=0$  sólo es posible para el caso  $\phi_2 = 0$ . Los otros casos ( $\gamma=0$  o  $B_2=0$ ) son triviales (sin deformación impuesta o sin campo aplicado). De las componentes de la ecuación de movimiento (15) se tiene

$$\tau_{12} = -Px_2 + \text{cte}_1 \quad (51)$$

$$\tau_{22} = \text{cte}_2 \quad (52)$$

donde  $P$  es el gradiente de presión constante según  $x_1$  y  $\text{cte}_1$  y  $\text{cte}_2$  son constantes de integración. Por condición de simetría respecto del eje  $x_1$  se concluye que  $\text{cte}_1=0$ . Combinando (52) con (39) se determina la presión arbitraria  $p$  como una función de  $x_2$ .

$$p = \alpha_3 \gamma^2 + \alpha_4 B_2^2 + 2\gamma(\alpha_5 B_1 B_2 + \alpha_6 \gamma B_2^2) - \text{cte}_2 \quad (53)$$

Combinando (51) con (40) se obtiene

$$-Px_2 = \alpha_2 \gamma + \alpha_4 B_1 B_2 + \alpha_5 \gamma (B_1^2 + B_2^2) + 2\alpha_6 \gamma^2 B_1 B_2 \quad (54)$$

Dando valores a  $P$  y a  $B_2$ , mediante (50) y (54) se tienen dos ecuaciones para  $B_1(x_2)$  y  $\gamma(x_2)$ .

Suponiendo que las funciones escalares  $\phi$  son independientes del campo magnético  $\mathbf{B}$ , de (50) se obtiene

$$B_1 = \hat{\phi} \gamma B_2 \quad (55)$$

donde

$$\hat{\phi} = \frac{\phi_2}{\mu_0^{-1} - \phi_1 - \phi_3 \gamma^2} \quad (56)$$



El uso de (55) en (54) conduce a

$$\tau_{12} = -P x_2 = \gamma \left[ \alpha_2 + (\hat{\phi} \alpha_4 + \alpha_5) B_2^2 + (2\hat{\phi} \alpha_6 + \alpha_5 \hat{\phi}^2 B_2^2) \gamma^2 \right] \quad (57)$$

Con el objetivo de obtener un perfil de velocidad, y a modo de ejemplo, puede suponerse el valor de  $\alpha_5 = \alpha_6 = 0$ . Luego, la Ecuación (57) se simplifica en

$$\tau_{12} = -P x_2 = \gamma (\hat{\phi} \alpha_4 B_2^2 + \alpha_2) = \tau_0 + \gamma \mu = \gamma \hat{\mu} \quad (58)$$

donde el término encerrado entre paréntesis puede considerarse la viscosidad, dependiente del campo magnético inducido y de la velocidad de deformación, donde  $\hat{\phi}$  es independiente del campo y  $\alpha_2$  y  $\alpha_4$  dependen de  $\mathbf{B}$  y de  $\gamma$ .

Puede proponerse ahora una nueva simplificación. Supóngase que  $\alpha_2$  y  $\hat{\phi}$  son constantes. Luego puede verse a la Ecuación (58) como una generalización del modelo de Bingham, donde en la región plástica se comporta como un fluido newtoniano con viscosidad dinámica  $\alpha_2$ . El término  $\tau_0 = \gamma \hat{\phi} \alpha_4 B_2^2$  equivale a la tensión de fluencia y  $\alpha_4$  es una función de  $\gamma$ . En el caso de que este término variara de diferente manera respecto de  $B_2^2$ , otro exponente puede incluirse con el modelo propuesto observando las distintas simplificaciones que se han hecho a lo largo de este ejemplo. Otra modificación puede hacerse, libremente, a la Ecuación (58). Es práctico incluir un parámetro de regularización  $\delta$  (ver Dorfmann et al.) y reescribir (58) de la forma

$$\tau_{12} = -P x_2 = \gamma \left( \alpha_2 + \frac{\hat{\phi} \hat{\alpha}_4 B_2^2}{|\gamma| + \delta} \right) \quad (59)$$

donde  $\hat{\alpha}_4$  es, ahora, una constante,  $|\gamma|$  es el valor absoluto de  $\gamma$  y  $\delta$  es un indicador de la transición entre la región central de flujo tapón y las capas exteriores. Cuando  $\mathbf{B}=0$ , la respuesta corresponde a la de un fluido newtoniano. Cuando  $\delta=0$ , la respuesta corresponde a la del modelo de Bingham, con un punto de fluencia bien definido.

Puede verse en la Figura 6 la respuesta viscoplástica adimensionalizada de la Ecuación (59), esfuerzo cortante versus velocidad de deformación para distintos valores del campo magnético inducido  $B_2$ . Para los cálculos se definieron las siguientes cantidades adimensionales respecto del gradiente de presiones según  $x_1$  y de la semi altura de la geometría considerada, todos constantes.

$$\frac{\hat{\phi} \hat{\alpha}_4}{hP} = 0,01 \quad \text{y} \quad \bar{\delta} = 0,001$$

arbitrariamente.

$$\bar{\tau}_{12} = \frac{\tau_{12}}{hP}, \quad \bar{\gamma} = \frac{\alpha_2 \gamma}{hP}, \quad \bar{\delta} = \frac{\alpha_2 \delta}{hP}$$

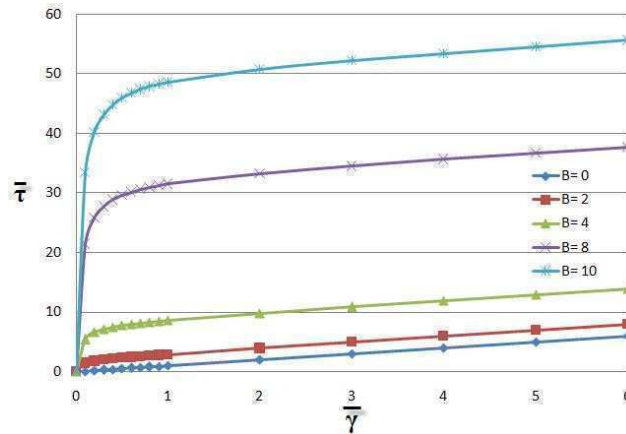


Figura 6 Tensión cortante vs. velocidad de deformación, adimensionalizados, para  $B_2=0, 2, 4, 8$  y  $10T$ .

Recordando

$$\tau_{12} = -Px_2 = \gamma \left( \alpha_2 + \frac{\hat{\phi} \hat{\alpha}_4 B_2^2}{|\gamma| + \delta} \right) \Rightarrow -Px_2 = \frac{1}{2} \frac{\partial v_1}{\partial x_2} \left( \alpha_2 + \frac{\hat{\phi} \hat{\alpha}_4 B_2^2}{|\gamma| + \delta} \right) \quad (60)$$

Y considerando las condiciones de no deslizamiento sobre las paredes, se puede integrar (60) para obtener el perfil de velocidad  $v_1(x_2)$ , Figura 7. Adimensionalizando, se obtiene

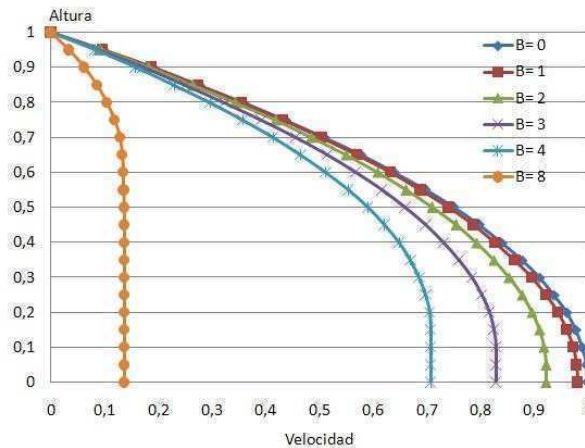


Figura 7 Perfil de velocidad adimensionalizado para  $B_2=0, 1, 2, 3, 4$  y  $8T$ .

donde  $\bar{x}_2 = \frac{x_2}{h}$  y  $\bar{v} = \frac{v}{v_{\text{máx}}}$ , donde  $v_{\text{máx}}=v(h=0)$  y  $B=0$ .

La Figura 7 muestra que la zona de tapón se incrementa con el campo  $B_2$  y, al mismo tiempo, disminuye la velocidad máxima alcanzada. En la zona de fluencia, donde  $\tau_{12}$  es mayor a  $\tau_0$ , el material se caracteriza por su viscosidad dinámica,  $\alpha_2$ .

Combinando (50) y (59) puede obtenerse  $B_1(x_2)$

$$B_1 = - \frac{P \hat{\phi} B_2 (|\gamma| + \delta)}{\alpha_2 (|\gamma| + \delta) + \hat{\alpha}_4 \hat{\phi} B_2^2} x_2 \quad (62)$$



### 6. CONCLUSIONES

El modelo presentado permite hallar un conjunto de ecuaciones constitutivas generales, aplicables en una gran variedad de casos. Esta metodología permite hallar el tensor de tensiones total de Cauchy y el vector magnetización del fluido que se trate en función de la deformación y del campo magnético inducido.

Para el caso presentado a modo de ejemplo, puede derivarse el perfil de velocidad y el perfil de tensión de corte en función del campo magnético aplicado. En la expresión de las tensiones cortantes aparece un coeficiente independiente del campo magnético y una tensión de fluencia que varía con el cuadrado del mismo. En cualquiera de estos casos se observan dos regiones de flujo bien definidas. Aparece una región central, conocida como flujo tapón, donde las tensiones cortantes no superan la tensión de fluencia dependiente del campo, y donde el fluido se comporta como un sólido elástico. En esta zona la velocidad máxima se reduce a medida que crece el campo aplicado y, al mismo tiempo, la región de flujo tapón crece en tamaño.

La otra zona es la cercana a las paredes, donde los esfuerzos cortantes son mayores que la tensión de fluencia y el fluido se comporta como un plástico de Bingham.

En los límites, cuando no hay campo magnético externo aplicado, el fluido se comporta como newtoniano y el coeficiente  $\alpha_2$  equivale al coeficiente de viscosidad dinámica. A medida que el campo externo aplicado crece, el caudal disminuye y, finalmente, desaparece.

### 6. REFERENCIAS

- [1] A. Dorfmann, R.W. Ogden, A.S. Wineman. (2007). *A three-dimensional non-linear constitutive law for magnetorheological fluids, with applications*. International Journal of Non-Linear Mechanics. Vol.42, p.381–390. Ed. Elsevier.
- [2] A.J.M. Spencer. *Continuum Physics - Theory of invariants*. (1971). Vol. 1, pp. 239–353. A. Cemal Eringen (Editor), Academic Press, New York.
- [3] Andrea Costa, Matías Schneiter y Mariana Cécere. *Introducción a la Magnetohidrodinámica. Curso 2011*. Facultad de Astronomía, Matemática y Física. Universidad Nacional de Córdoba.
- [4] Frank M. White. *Fluid Mechanics*. Fourth edition. WCB McGraw-Hill.
- [5] Ronald G. Larson. *The structure and rheology of complex fluids*. (1999). Oxford University Press.
- [6] Y. Q. Ni and Z. H. Chen. *A Magnetorheological Damper with Embedded Piezoelectric Force Sensor: Experiment and Modeling*. Department of Civil and Structural Engineering, The Hong Kong Polytechnic University. Hong Kong, China.
- [7] A. Thionnet, Ch. Martin. *A new constructive method using the theory of invariants to obtain material behavior laws*. (2006). International Journal of Solids and Structures. Vol. 43, p.325–345. Ed. Elsevier.
- [8] T. Jongen, T.B. Gatski. *Tensor representations and solutions of constitutive equations for viscoelastic fluids*. (2005). International Journal of Engineering Science. Vol. 43, p.556–588. Ed. Elsevier.
- [9] Jong Hyeok Park, Byung Doo Chin, and O Ok Park. *Rheological Properties and Stabilization of Magnetorheological Fluids in a Water-in-Oil Emulsion*. (2001). Journal of Colloid and Interface Science 240, 349–354. Ed. Elsevier.
- [10] W.H. Li, C. Lynam, J. Chen, B. Liu, X.Z. Zhang, G.G. Wallace. *Magnetorheology of single-walled nanotube dispersions*. (2007). Materials Letters 61, 3116–3118. Ed. Elsevier.
- [11] G. Bossis, S. Lacis, A. Meunier, O. Volkova. *Magnetorheological fluids*. (2002). Journal of Magnetism and Magnetic Materials 252. 224–228. Ed. Elsevier.
- [12] Tahsin Engin, Cahit Evrensel, Faramarz Gordaninejad. *Numerical simulation of laminar flow of water-based magneto-rheological fluids in microtubes with wall roughness effect*. (2005). International Communications in Heat and Mass Transfer 32. 1016–1025. Ed. Elsevier.
- [13] A.G. Olabi, A. Grunwald. *Design and application of magneto-rheological fluid*. (2007). Materials and Design 28. 2658–2664. Ed. Elsevier.
- [14] A. Grunwald, A.G. Olabi. *Design of magneto-rheological (MR) valve*. Sensors and Actuators A 148. 211–223. Ed. Elsevier.
- [15] G. Bossis, P. Khuzir, S. Lacis, O. Volkova. *Yield behavior of magnetorheological suspensions*. (2003). Journal of Magnetism and Magnetic Materials 258-259. 456–458. Ed. Elsevier.



## ELABORACIÓN DE UN PROGRAMA DE COMPUTACIÓN Y UNA METODOLOGÍA PARA DISEÑAR EN DETALLE MÓDULOS PARA LA MEDICIÓN DE FLUJO PARA TRANSFERENCIA DE CUSTODIA

*Rodríguez, Oscar<sup>1</sup>, De Sousa, Elizabeth<sup>2</sup>, Rincón, Eduardo<sup>3</sup>*

<sup>1</sup> Universidad Nacional Experimental Politécnica “Luís Caballero Mejías”, Departamento de Ingeniería Mecánica.

Urbanización La Yaguara Calle 8 Edificio El Yaguaral Código Postal 1000 Caracas Venezuela  
oerchi@gmail.com

<sup>2</sup> Universidad Metropolitana, Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica

<sup>3</sup> Universidad Metropolitana, Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica

### RESUMEN

La actividad de transferencia de custodia es realizada por las empresas del sector petrolero y básicamente es el punto en el cual un hidrocarburo es entregado medido a otra empresa para su producción, tratamiento, refinación, manejo, transporte, compra o venta. Los patines de medición de hidrocarburos, se presentan como una opción tecnológica en el aspecto fiscal, ya que los mismos están diseñados especialmente para la transferencia de custodia, estos sistemas son usados para medir flujo en línea bien sea volumétrico o másico, las mediciones de los mismos deben ser exactas y precisas. En este trabajo, se ha elaborado un algoritmo que permite ejecutar un método automatizada, en lenguaje Visual Basic que permite diseñar patines de medición de hidrocarburos, para ser usados con fines de medición fiscal y transferencia de custodia, de acuerdo con las normas API, MPPEP, ISO 9000: 2000, ASTM. Para alcanzar dicho objetivo se elaboro una metodología detallada para el diseño de los patines, posteriormente, se establecieron las respectivas bases de diseño tomando en cuenta las condiciones de transporte de los crudos en el país las cuales fueron necesarias para desarrollar los cálculos requeridos para el dimensionamiento y diseño de los mismos. Para llegar a esta metodología, se identificaron y revisaron las especificaciones, normas y códigos que aplican en el desarrollo del diseño de los patines. Se seleccionó la instrumentación asociada a la medición del flujo en los patines y luego se realizaron las especificaciones de los instrumentos. Se realizó el estudio hidráulico, para determinar las caídas de presión que se ocasionan en el mismo para las diferentes velocidades del fluido, obteniéndose mínimas caídas de presión. Se realizaron los diagramas necesarios de tubería e instrumentación. Se elaboró una guía de operación de los patines de medición, donde se establecen las condiciones de operación, arranque, conexión eléctrica necesaria y el respectivo mantenimiento que se le debe realizar a los mismos. Se concluyo que el uso de los patines de medición de hidrocarburos tiende a aumentar la seguridad y eficiencia de las operaciones, además mejoran y automatizan las gestiones de administración y control de inventarios y transacciones de hidrocarburos.

**Palabras Claves:** Transferencia; Custodia; hidrocarburo; Medición; Flujo.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



### 1. INTRODUCCIÓN

En el año 2001 el Ministerio de Energía y Minas Despacho del Viceministro de Hidrocarburos Dirección de Exploración y Producción División Técnica de Fiscalización. Dicta las Normas para la fiscalización de Hidrocarburos Líquidos. Dando inicio así a la implementación de la comprobación automática de los volúmenes producidos por esfuerzo propio de Petróleos de Venezuela, S.A. de tal manera de efectuar una medición más efectiva y precisa de la producción de los campos y lo vendido en el Mercados Interno y de exportación, mediante la aplicación de dichas Normas, que garanticen los pagos de estipendios a las contratistas por servicios prestados, así como también los montos por concepto de los diferentes impuestos en el ramo de los hidrocarburos que las empresas operadoras deben pagar al Fisco Nacional. Estas Normas tienen como finalidad servir de guía a la industria del petróleo establecida en el país para alcanzar, por iniciativa propia y del Ejecutivo Nacional, el nivel de medición automatizado necesario en un corto plazo que permita conocer exactamente la producción y utilización de los recursos naturales explotados.

El objetivo principal de este proyecto es realizar un programa en Visual Basic que permita diseñar patines de medición de hidrocarburos, para ser usados con fines de medición fiscal y transferencia de custodia. Para alcanzar dicho objetivo primero se realizó una metodología detallada para el diseño de los patines, posteriormente, se establecieron las respectivas bases del proyecto tomando en cuenta las condiciones de transporte de los crudos en el país las cuales fueron necesarias para desarrollar los cálculos requeridos para el dimensionamiento y selección de los mismos. Para llegar a esta metodología, se identificaron y revisaron las especificaciones, normas y códigos que aplican en el desarrollo del diseño de los patines. Se seleccionó la instrumentación asociada a la medición del flujo en los patines y luego se realizaron las especificaciones de los instrumentos. Realización de estudio hidráulico, para determinar las caídas de presión que se ocasionan en el mismo para las diferentes velocidades del fluido, obteniéndose las caídas de presión mínimas. Tomando en consideración lo anterior se realizaron los diagramas necesarios de tubería e instrumentación.

### 2. PROCEDIMIENTO METODOLÓGICO.

Con el fin de lograr el objetivo general planteado se establecieron los siguientes objetivos específicos:

- ❖ Efectuar revisión bibliográfica que incluya los aspectos más importantes sobre la Apertura Petrolera, Fiscalización y Transferencia de Custodia, así como la teoría de los medidores y probadores, errores involucrados en la medición, entre otros.
- ❖ Resaltar las ventajas que tienen las tecnologías modernas para la medición de flujo en línea, sobre los métodos convencionales y oficiales que rigen en Venezuela.
- ❖ Establecer las bases de diseño tomando en cuenta las condiciones de transporte y distribución de crudo y gas natural en el país.
- ❖ Identificar y revisar las especificaciones, normas y códigos que se aplican en el desarrollo del diseño de los patines.
- ❖ Seleccionar la tecnología a utilizar en el diseño de los patines.
- ❖ Elaborar los diagramas de Flujo de procesos de los patines de medición.
- ❖ Dibujar los Isométricos.
- ❖ Especificar equipos e instrumentos.
- ❖ Proyectar los croquis de Tubería e Instrumentación.
- ❖ Realizar un estudio de costo operacional de los patines de medición con el fin de establecer su rentabilidad.
- ❖ Elaborar un programa en Visual Basic que permita calcular todos los parámetros para la construcción de un patín de medición, tales como: diámetro óptimo de las tuberías, distancias óptimas para minimizar el tamaño de los mismos pero cumpliendo con las normas.

### 3. SISTEMAS DE DISTRIBUCIÓN DE HIDROCARBUROS

El crudo, el gas natural y sus productos son distribuidos en dos segmentos, el sistema primario de distribución y el sistema secundario de distribución.

El sistema primario es el que se encarga de transportar el crudo desde los pozos a las estaciones de flujo y luego de allí hasta las refinerías, las cuales se encargan de tomar lo que necesitan para sus productos y el resto es enviado a unos tanques terminales de donde se transporta el crudo hacia los barcos tanqueros.

El sistema secundario es el que distribuye los productos que van a ser utilizados por los consumidores. El crudo fluye desde el yacimiento hacia el pozo y asciende por flujo natural o bombeo mecánico hasta el cabezal del pozo y es llevado mediante tuberías de flujo hasta las estaciones recolectoras y luego a los patios principales de tanques. De allí, es bombeado través de las tuberías troncales hasta la refinería o terminal de embarque.

Para los sistemas nombrados anteriormente se requieren puntos de fiscalización sistemas de medición de alta exactitud, como se muestra en el esquema presentado a continuación Figura N° 1.

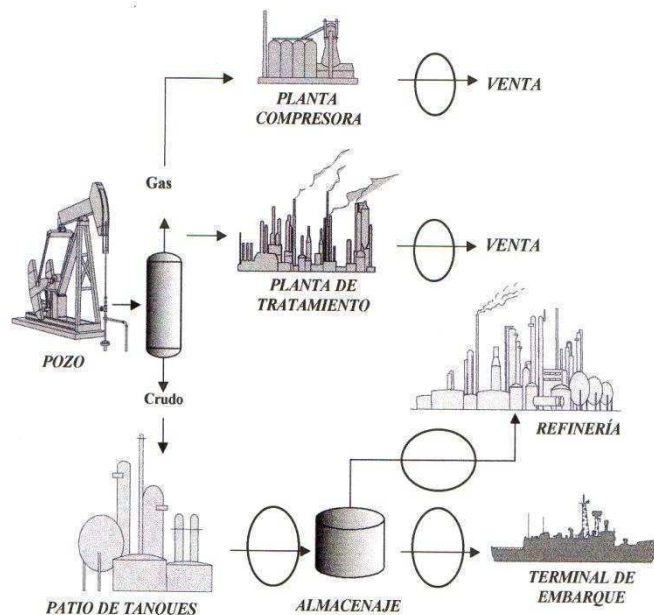


Figura 1 *Sistemas de Fiscalización y Puntos de Distribución de Hidrocarburos en Venezuela*  
Fuente: PDVSA

#### 4. CARACTERÍSTICAS Y TIPOS DE CRUDOS EN VENEZUELA

Los crudos varían ampliamente en apariencia, propiedades y características de un país a otro y de campo a campo de producción. Sin embargo, todos los crudos consisten esencialmente de hidrocarburos y las diferencias se deben a la proporción de los tipos y estructuras de las moléculas.

La clasificación de los crudos por rango de grados API que se utiliza en Venezuela es la siguiente [1]:

- ❖ Crudos livianos: Son aquellos hidrocarburos líquidos que tienen una gravedad comprendida en el rango de 30.0° API a 40.0° API (ambos inclusive).
- ❖ Crudos medianos: Son aquellos hidrocarburos líquidos que tienen una gravedad comprendida entre 22.0° API a 29.9° API (ambos inclusive).
- ❖ Crudos pesados: Son los hidrocarburos líquidos que tienen una gravedad comprendida entre 10.0° API a 21.9° API (ambos inclusive).
- ❖ Crudos extrapesados: Son todos aquellos hidrocarburos líquidos que tienen una gravedad menor o igual a 9.9° API y una viscosidad mayor de 10000 centipoises a condiciones de yacimiento.

Otra modalidad que se utiliza para clasificar los crudos es la base de la composición de cada crudo, pudiendo ser catalogados como de base parafínica, nafténica y mixta o intermedia, de acuerdo a la naturaleza de los hidrocarburos que contienen:

- ❖ Crudos de base parafínica: Contienen parafina y muy poco o ningún material asfáltico o bituminoso. Son aptos para obtener gasolina de bajo octanaje. De ellos se produce cera parafínica y aceites lubricantes de alta calidad.
- ❖ Crudos de base nafténica o asfáltica: Contienen poca o ninguna parafina, pero si material asfáltico en grandes proporciones. Estos crudos producen aceites lubricantes, cuyas viscosidades son más sensibles a los cambios de temperatura que los obtenidos de los crudos de base parafínica.



- ❖ Crudos de base mixta o intermedia: Contienen material tanto asfáltico como parafínico. En su composición entran hidrocarburos parafínicos y nafténicos junto con cierta proporción de hidrocarburos aromáticos.

### 5. DESCRIPCIÓN DE UN PATÍN DE MEDICIÓN

Un patín de medición es un equipo, el cual es usado para medir el flujo en línea, ya sea volumétrico o másico; las mediciones deben de ser precisas y exactas, además en esta unidad se pueden realizar mediciones de otras características del fluido que sean importantes para la venta del mismo [2].

#### 5.1 Componentes básicos de un patín de medición.

Los componentes básicos de un patín de medición son [3]:

- ❖ Medidor de Flujo o Flujómetro: es el componente más importante del patín ya que es en donde se realiza la medición como tal, es conocida como el elemento primario del mismo. Este debe ser inspeccionado o monitoreado todo el tiempo para asegurar que tienen un desempeño apropiado.
- ❖ Calibrador, Probador o “prover”: es otro de los elementos importantes del patín, ya que permite asegurar que el flujo registrado por el medidor sea correcto y proporciona un factor de corrección de la medición.
- ❖ Computador de Flujo: permite conocer en todo momento las lecturas realizadas, bien sea por el medidor, el calibrador o los analizadores en línea y realiza todos los cálculos pertinentes para obtener el flujo en las unidades necesarias; además permite monitorear todos los componentes del patín para asegurar que están funcionando en forma adecuada.
- ❖ Válvulas de Bloqueo: permiten bloquear la entrada y salida del fluido del patín, así como también permiten el paso del fluido al calibrador, cuando es necesario el uso del mismo.
- ❖ Medidores de Presión y Temperatura: permiten conocer la temperatura y presión, tanto en el medidor como en el calibrador.
- ❖ Filtros: estos tienen como función eliminar las partículas que se encuentren en la tubería que sean arrastradas por el fluido, como por ejemplo: restos de soldaduras, herrumbre, etc.
- ❖ Toma muestras: este se usa para fines de fiscalización, es necesario tomar una muestra representativa del fluido y analizarla, en el caso de crudos se analiza los grados API, porcentaje de agua, entre otros; para el caso del gas natural se analiza el poder calorífico, composición, etc.
- ❖ Equipos opcionales: son aquellos que pueden mejorar el desempeño del patín, pero su uso no resulta obligatorio, a excepción de cuando las variaciones son muy importantes e impactan los cálculos. Entre estos se encuentran los estabilizadores de flujo y los analizadores en línea, como son: cromatógrafos, densitómetros, calorímetros, entre otros.

Es importante destacar que los patines de medición poseen dos o más trenes, los cuales, manipulados por sistemas de control adecuados permiten usar unos u otros según sea necesario; esto se hace para facilitar el mantenimiento del equipo, ya que así un tren se encuentra trabajando mientras el otro se encuentra en mantenimiento. También debido a los requerimientos de “rangeability”, ya que el rango de variación de flujo puede ser demasiado amplio y la rangeability del medidor usado se salga de rango y sea necesario poner un tren en paralelo.

### 6. MEDICIÓN DE FLUJO Y TIPOS DE MEDIDORES

La medición de fluidos, es una aplicación importante del balance de energía. Un medidor de flujo, es aquel que se utiliza para determinar el caudal en volumen o en masa de un fluido que pasa a través de una tubería.

Una clasificación general, es aquella que tiene que ver con la energía que se le aporta o extrae al fluido; entonces los flujómetros se clasifican también como los de energía aditiva y los de energía extractiva.

Los de energía aditiva, son aquellos que introducen energía al fluido para determinar su flujo másico, como por ejemplo los medidores magnéticos y los medidores ultrasónicos.

Los de energía extractiva, son aquellos que extraen energía al fluido, la cual viene expresada en una diferencia de presión, entre estos se encuentran los medidores de Desplazamiento Positivo, medidores de Turbina y los medidores tipo Placa de Orificio.

A su vez, cada tipo de estos medidores se dividen en dos, que son los discretos e inferenciales.

Los medidores discretos, son aquellos que determinan el flujo volumétrico, separando continuamente el flujo en segmentos discretos y llevando el conteo de estos. Los medidores inferenciales determinan el flujo volumétrico usando propiedades dinámicas del fluido.

De acuerdo a las propiedades físicas de cada uno de estos fluidos, se debe elegir la tecnología de medición indicada, por ello a continuación se presenta la Tabla 1 donde se indican los diferentes tipos de medidores dependiendo del tipo de fluido.

Tabla 1 Tipos de Medidores Dependiendo del Fluido a Medir

	Líquido Limpio	Líquido sucio	Líquido corrosivo	Líquido criogénico	Gas limpio	Gas sucio	Vapor
Placa orificio	+++	+	+	+	+++	++	+++
Turbina	+++	-	-	+++	++	-	-
Coriolis	+++	+++	+++	+++	+	+	+
Ultrasónico	+++	-	+	+	+++	-	+
Desplazamiento Positivo	+++	+	++	-	-	-	-

Fuente: Chemical Engineering Progress. January 1996

Donde: (+++) Aceptable.

(++) Normalmente Aceptable.

(+) Aceptable bajo ciertas condiciones.

(-) No Aceptable.

Como los fluidos que se van a medir son líquidos y gases limpios, se observa que casi todos los medidores mencionados desempeñan aceptablemente su función.

## 7. CALIBRADORES O PROBADORES

En la transferencia de custodia y fiscalización se debe de garantizar que el flujo medido realmente sea el que está pasando por la tubería usada para la transacción del hidrocarburo, debido a ello se utilizan los medidores más exactos y comprobados existentes en el mercado, sin embargo estos deben ser calibrados o probados cada vez que se varíe alguna condición del fluido o cuando se crea necesario. Los equipos utilizados para realizar las pruebas de los medidores se conocen generalmente como "prover". Un calibrador o probador se emplea para probar un medidor con el fin de ajustar su registro, además de determinar su factor de medición, el cual es el número obtenido por la división del volumen actual del líquido que pasa a través del medidor durante la prueba entre el volumen registrado por el medidor:

Factor de medición = Volumen del Prover / Volumen del Medidor

El factor de medición corrige el volumen indicado por el medidor y es aplicado para computar el volumen que realmente es enviado a través del medidor e incluye todas las correcciones de volumen tales como temperatura y presión, entre otras. Por ello debe ser lo más exacto y preciso posible.

Existen tres tipos básicos de probadores:

- ❖ Probador Tipo Tanque (Tank Prover)
- ❖ Probador de Desplazamiento (Pipe Prover)
- ❖ Probador "Master Meter"(Maestro)

## 8. INSTRUMENTACIÓN ASOCIADA A LOS PATINES DE MEDICIÓN

### 8.1 Medidor de Temperatura: Termómetro de Resistencia (RTD).

La medida de la temperatura utilizando sondas de resistencia depende de las características de resistencia en función de la temperatura que son propias del elemento de detección.



### 8.2 Medidor de Presión Absoluta: Galgas Extensométricas de Silicio (Strain Gage).

Se basan en la variación de longitud y diámetro, que se refleja en la variación de resistencia, que tiene lugar cuando un hilo de características físicas conocidas, se encuentra sometido a una tensión mecánica por la acción de una presión.

### 8.3 Medidor de Presión: Transductores Capacitivos.

Se basan en la variación de capacidad que se produce en un condensador al desplazarse una de sus placas por la aplicación de presión.

### 8.4 Computador de Flujo.

El computador de flujo debe ser específicamente diseñado para la medición de flujos de fluidos, debe contener un procesador y coprocesador aritmético que proveen un ciclo de cómputo menor a un segundo.

## 9. ECUACIONES UTILIZADAS

Las ecuaciones necesarias, utilizadas para el diseño de los módulos de medición (patines), son las que se presentan a continuación:

### 9.1 Velocidad de Erosión. [4]

$$V_{\text{erosión}} = \frac{100}{\sqrt{\rho}} \text{ [Ft/s]} \quad (1)$$

$$\text{Siendo para el crudo: } \rho = \frac{S_g}{g} \text{ [lb/ft}^3\text{]}, \quad g=32,2 \text{ ft/s}^2 \quad \text{Para el gas: } \rho = \frac{(P_d + P_{atm}) * P_{Mgas}}{Z * R * (T + 460,67)} \text{ [lb/ft}^3\text{]}$$

### 9.2 Cálculo de condiciones actuales para el volumen del gas.

Ecuación combinada de las leyes de los gases (Boyl-Charles) [5]

Condiciones Estándar:

$$P_1 = 14,7 \text{ psia} \quad P_1 = P_{atm}$$

$$T_1 = 60 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$V_1 = \text{Caudal de flujo estándar [SCFD]}$$

Condiciones Actuales:

$$P_2 = P_d \text{ psig}$$

$$T_2 = T_d \text{ }^\circ\text{F}$$

$$V_2 = \text{Caudal de flujo actual [ACFD]}$$

$$P_1 * V_1 * T_2 = P_2 * V_2 * T_1 \quad (2)$$

### 9.3 Cálculo para el Dimensionamiento de Tuberías. [6]

Se supone un diámetro nominal, de manera que la velocidad del fluido se encuentre por debajo de la velocidad de erosión.

$$V = \frac{Q}{A} \text{ [Ft/s]} \quad (3)$$

$$A = \text{Área transversal de la tubería [ft}^2\text{]} \quad Q = \text{Caudal del Fluido [ft}^3\text{/s]}$$

### 9.4 Cálculo del espesor de la pared de la tubería. [6]

$$P_d = \frac{2 * S * t * F * E * T_f}{D_{ext}} \quad (4)$$



### 9.5 Cálculos Hidráulicos.

Ecuación de pérdidas por fricción. Ecuación de Darcy – Factor de fricción [7]

$$hl = f \frac{L}{d_{int}} * \frac{V^2}{2 * g} \quad (5)$$

$$f = f(Re, \varepsilon / d_{int}) \quad (6)$$

$$Re = \frac{V * d_{int} * \rho}{\mu} \quad (7)$$

Donde el factor de fricción ( $f$ ) es calculado mediante la correlación de Churchill: [8]

$$f = 8 \left\{ \left( \frac{8}{Re} \right)^{12} + \left[ \left( \frac{37530}{Re} \right)^{16} + A \right]^{\frac{3}{2}} \right\}^{\frac{1}{12}} \quad (8)$$

$$A = \left\{ -2,457 * \ln \left[ \left( \frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 * \left( \frac{\varepsilon}{d_{int}} \right) \right] \right\}^{16} \quad (9)$$

### 9.6 Cálculo de la caída de presión de los equipos y accesorios en la tubería. [8]

$$\Delta P = \frac{K * V^2}{2 * g} [\text{Psi}] \quad (10)$$

### 9.7 Cálculo de la potencia consumida por el patín de medición. [8]

$$P = Q * \gamma * Ht [\text{Kw}] \quad (11)$$

### 9.8 Calculando Ht mediante la ecuación de Bernoulli. [8]

$$\frac{V_1^2}{2 * g} + z_1 + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{V_2^2}{2 * g} + z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + Ht \quad (12)$$

### 9.9 Cálculo del costo de operación.

$$\text{Costo} = P * \text{horas}_{\text{trabajo}} * 38 [\text{Bs}] \quad (13)$$

## 10. DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA PEYE 1.0 [9]

La elaboración de este programa, fue realizada conjuntamente con la metodología anteriormente descrita, con la finalidad de ser utilizado como herramienta base en el diseño de módulos para la medición de flujo para transferencia de custodia. Para realizar el mismo, se elaboraron los cálculos para el diseño de los patines de medición, con la finalidad de establecer los criterios necesarios a ser utilizados por el programa, como el criterio de velocidad máxima, selección del diámetro óptimo de tubería, caídas de presión máxima permitidas y todos los demás criterios establecidos en el desarrollo de este trabajo.

La segunda sección contiene las pantallas, en donde se introducen los datos requeridos por el programa [9,10] para el diseño de los patines de medición, mostrando en la última pantalla los resultados obtenidos, como se presenta a continuación el programa consiste, en dos secciones. La primera es de identificación de la compañía proyecto y usuario de manera tal de llevar un registro para mayor control. En la pantalla inicial, el usuario, debe seleccionar “Datos de la Compañía” donde se introduce la información de la misma, como se muestra en la Menú Principal Figura 2. En caso de no tener una nueva compañía, se puede dirigir a “Datos del proyecto” en donde podrá seleccionar una compañía existente. La opción de salir, cerrará automáticamente todo el programa.

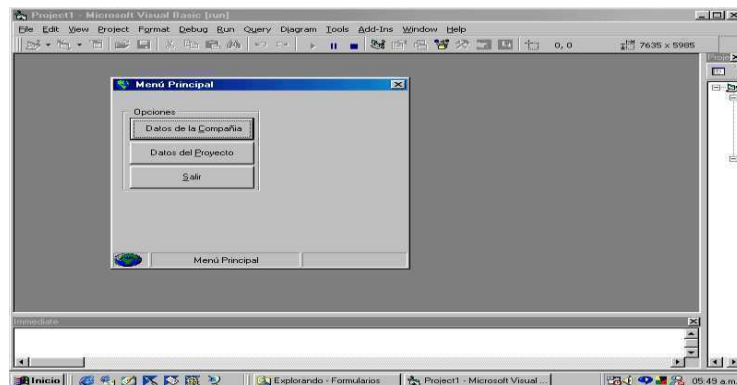


Figura 2 Menú Principal

En la pantalla Datos de la Compañía Figura 3 se puede agregar una nueva compañía además de la descripción de la misma o seleccionar una existente. En esta pantalla, se oprime el botón “Proyectos” para pasar a la pantalla siguiente.

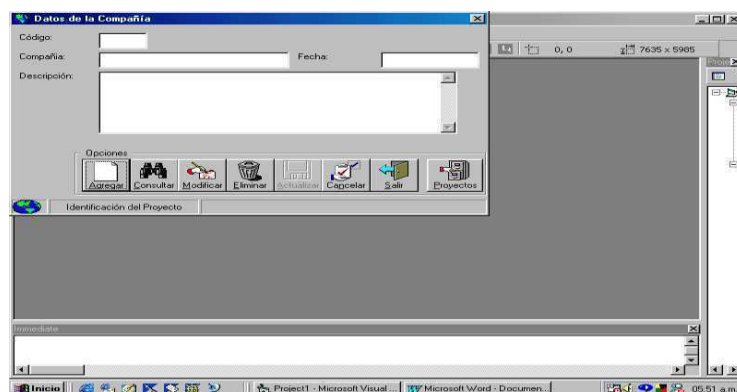


Figura 3 Datos de la Compañía

En la pantalla, Datos del Proyecto Figura 4 se introducen la descripción del proyecto, se puede seleccionar un proyecto ya existente, o agregar uno nuevo, luego se procede a oprimir el botón “Cálculos” para entrar en la segunda sección del programa.

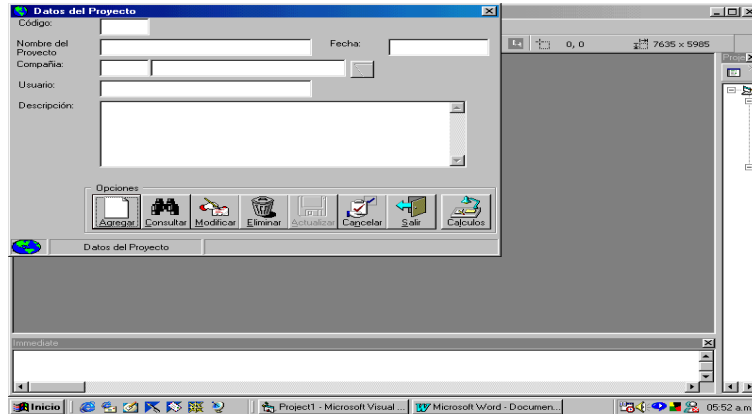


Figura 4. Datos del Proyecto

En la pantalla Datos Operacionales Figura 5, se selecciona el tipo de fluido a trabajar, y se introducen los datos operacionales del proyecto. Estos son, rango de flujo, rango de presión y temperatura. Esta pantalla muestra la descripción y el código de la compañía y el proyecto en el que se está trabajando.

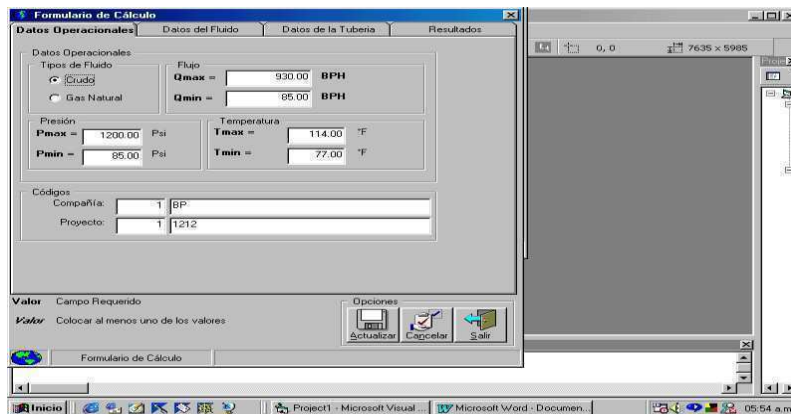


Figura 5. Datos Operacionales

Una vez introducidos los datos necesarios, el usuario debe hacer click con el ratón en la pestaña de "Datos del Fluido". En esta pantalla, Figura 6. Datos del Fluido se introducen los datos del fluido necesarios por el programa para realizar los cálculos requeridos para el diseño de los patines de medición.

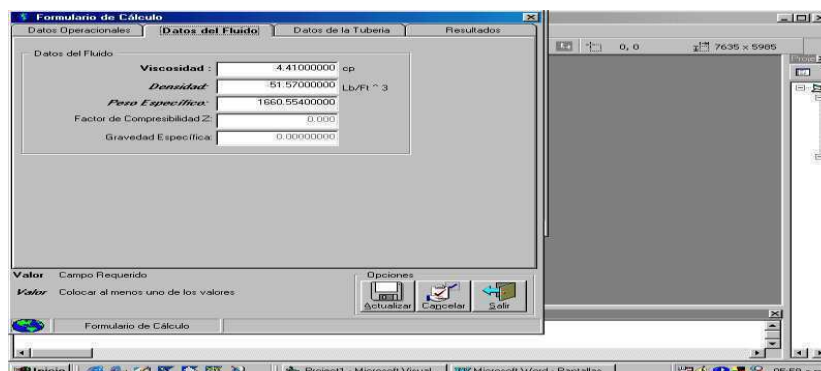


Figura 6. Datos del Fluido

Luego de introducir los datos, el usuario debe hacer click con el ratón en la pestaña de "Datos de la Tubería" Figura 7. El usuario desde aquí debe llenar los datos requeridos para los cálculos del



dimensionamiento de la tubería. Los datos en esta primera pantalla, son utilizados por el programa para la selección del espesor mínimo de la tubería.

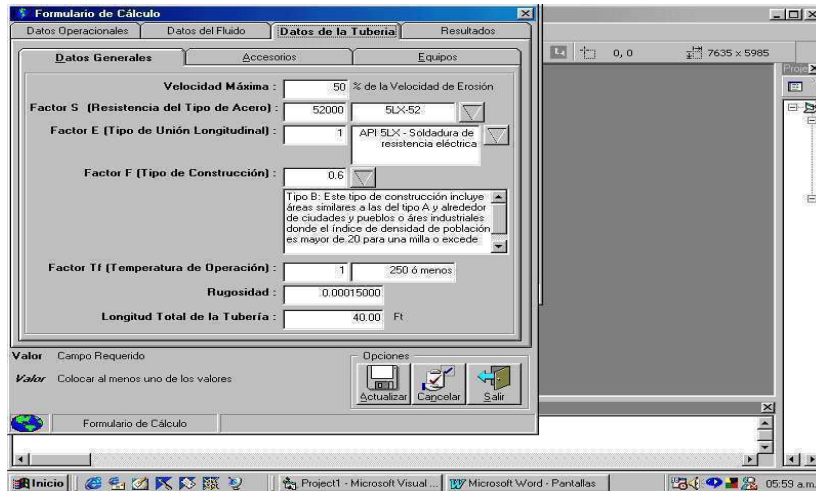


Figura 7. Datos de la Tubería

Para acceder a la base de cada factor el usuario debe oprimir el botón de ayuda ubicado al lado derecho de los mismos. Luego se debe acceder a la pestaña de “Accesorios” Figura 8, para colocar la cantidad de los mismos utilizados en el patín de medición como se muestra a continuación:

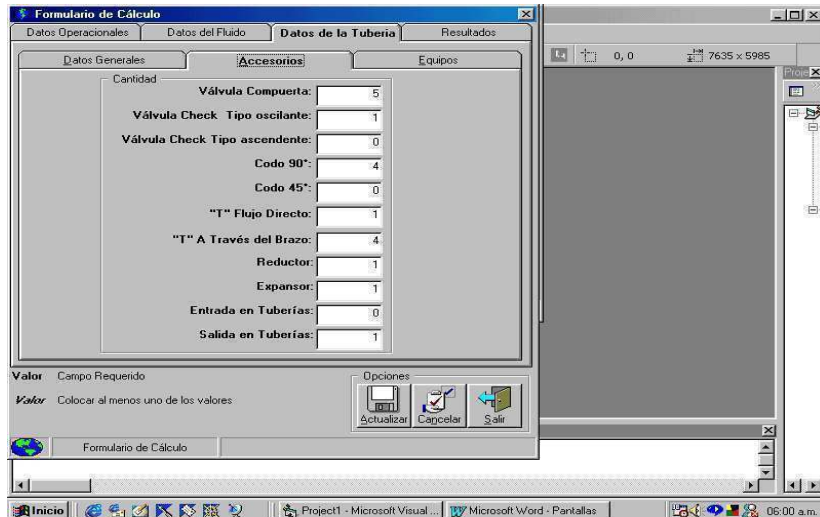


Figura 8. Accesorios

Después de introducir la cantidad de accesorios utilizados en el diseño del patín de medición, el usuario debe ir a la pantalla de “Equipos” Figura 9 para colocar la caída de presión producida por los mismos, las cuales son datos proporcionados por los fabricantes

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012

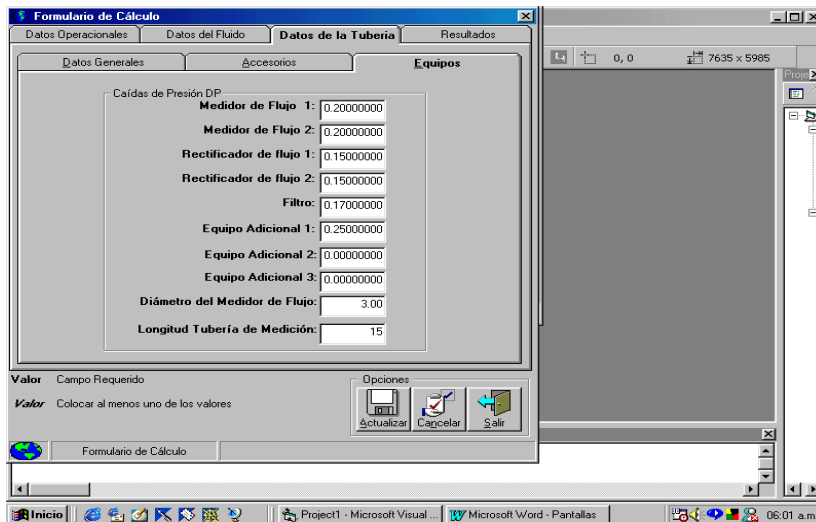


Figura 9. Equipos

Una vez introducidos todos los datos en las pantallas anteriores, el usuario se dirige a la pestaña de resultados, Figura 10 en donde el mismo debe oprimir el botón de ejecutar para que el programa muestre los resultados obtenidos.

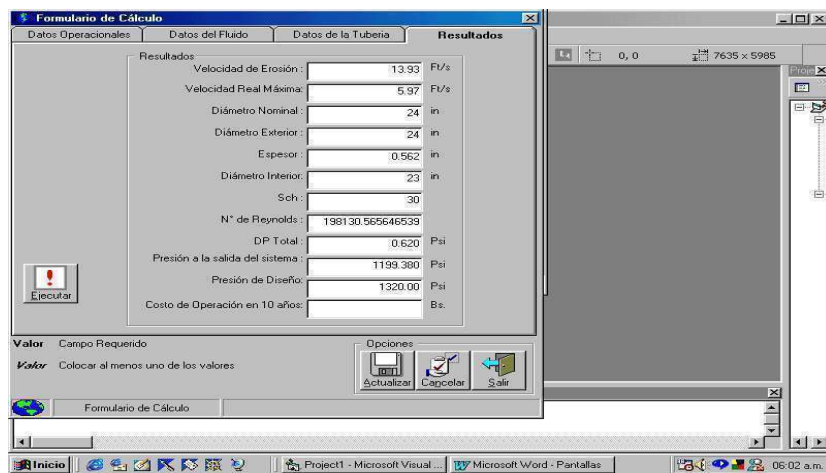


Figura 10. Resultados

El usuario, tiene la opción de actualizar los datos suministrados y los resultados obtenidos para el proyecto en cuestión de manera que si se quiere acceder nuevamente al proyecto para verificar o cambiar algún dato estos se encuentren disponibles. Este procedimiento es igual para el botón de actualizar que se encuentra en la pantalla de “Datos de la Compañía” y en la de “Datos del proyecto”. La secuencia de salida del programa, es en forma secuencial, saliendo primero de la sección de cálculos y finalizando en la pantalla del menú principal, de manera que se pueda agregar un nuevo proyecto o una nueva compañía dependiendo de la pantalla en la que el usuario se encuentre. El botón “Modificar” le permite al usuario cambiar la información contenida en la pantalla en la que se encuentra, la información nueva, debe ser actualizada oprimiendo el botón “Actualizar”, para que la misma se guarde en la base de datos del programa. El botón “Consultar” permite al usuario consultar la información requerida suministrada por la base de datos del programa. El botón “Eliminar” que se encuentra en las pantallas, suprime toda la información de la pantalla guardada en la base de datos del programa.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



### 11. CONCLUSIONES.

Se elaboró un programa en Visual Basic que permite realizar los cálculos hidráulicos y de dimensionamiento de las tuberías, óptimos para la construcción de un patín de medición, cumpliendo con las normas, códigos y especificaciones necesarias. Para lograr este objetivo fue necesario realizar las siguientes tareas:

- ❖ Revisión bibliográfica de los aspectos más importantes sobre Fiscalización y Transferencia de Custodia, así como la teoría de los medidores y probadores, errores involucrados en la medición, entre otros, resaltando las ventajas de las nuevas tecnologías para la medición de flujo en línea.
- ❖ Identificación y revisión de las especificaciones, normas y códigos que aplican en el desarrollo del diseño de los patines.
- ❖ Se establecieron las bases de diseño para los patines de medición tomando en cuenta las condiciones de transporte y distribución de crudo y gas natural en el país, indicando la filosofía de diseño empleada en la realización de este proyecto.
- ❖ Se seleccionó la tecnología a utilizar en los patines, basándonos en los criterios y metodologías desarrolladas en este proyecto.
- ❖ Cumplidos los pasos anteriores, se desarrollaron todos los diagramas necesarios para el diseño de los patines de medición.
- ❖ Diagramas de Flujo de procesos de los patines de medición.
- ❖ Dibujos Isométricos.
- ❖ Planos de Tubería e Instrumentación

Este programa, se validó utilizando el programa "ESI" para cálculos hidráulicos y el programa "PIPING CALC" para dimensionamiento de tuberías. Comparando los resultados obtenidos en el programa "PEYE 1.0" con los resultados de los programas anteriores, llegando a la conclusión de que los resultados, fueron los esperados, cumpliendo los objetivos propuestos en este proyecto.

### 12. REFERENCIAS.

- [1] [www.pdvsa.com/PESP/Pages\\_pespe/aspectos\\_tecnicos/produccion/tipos\\_crudos.html](http://www.pdvsa.com/PESP/Pages_pespe/aspectos_tecnicos/produccion/tipos_crudos.html)
- [2] Normas AGA R3 (ISO 5167), AGA R7 (ISO 9951), AGA R9
- [3] Jiménez, Tapia Joel. Tesis Profesional; 1986. "Sistema Automatizado en Instalaciones de Producción"; Facultad de Ingeniería; UNAM. México.
- [4] Manual de Ingeniería de Diseño. (1994). Cálculo Hidráulico de Tuberías -TP 1.5 PDVSA.
- [5] Kennet, W; Kennet, G; Raymond, D. (1994). Química General (3ª. Ed.). México, McGraw-Hill.
- [6] Howard, R. (1979). Diseño de Tuberías Para Plantas de Proceso. Madrid, H. Blume Ediciones.
- [7] García, W. (1999), Curso Cálculos Hidráulicos, Process Plants Contractor. Caracas
- [8] T. W. Cochran. (1995), Simplifying Piping Network Analysis, Chemical Engineering. P.E. BASF Corp.
- [8] Crane. (1995), Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías. México, McGraw-Hill.
- [9] García, H. (2000), Manual de Visual Basic. Caracas
- [10] Kenneth, E. McCartney, A. (1997). Aplicaciones de Computadores de Flujo en la Medición de Hidrocarburos. Texas, Omni Flow Computers.



## APLICAÇÃO DE MODELOS RANS AO ESCOAMENTO TURBULENTO ANISOTRÓPICO

Rezende, André L. T.\* , Araújo, Fernando N.\*

\* Instituto Militar de Engenharia - IME  
Praça General Tibúrcio nº 80, Urca, 22290-270, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.  
arezende@ime.eb.br , fernando.araujo.rj@hotmail.com

### RESUMO

O propósito deste estudo é a simulação numérica do escoamento sobre uma placa plana fina inclinada. Neste complexo escoamento, a existência de transição de regime laminar para turbulento, separação de camada limite, bolha de separação longa e recolamento, torna a predição numérica um desafio considerável. A importância da captura da anisotropia é profundamente examinada e quantitativamente analisada neste trabalho, por meio de uma série de simulações empregando a abordagem RANS, com dois modelos:  $\kappa\omega$  SST, de duas equações diferenciais, e o modelo mais complexo RSM. Como o modelo  $\kappa\omega$  SST assume modelagem isotrópica do tensor de Reynolds, não consegue reproduzir algumas características importantes deste escoamento específico. Para avaliar a anisotropia, o modelo RSM resolve um conjunto adicional de equações de transporte para o tensor de Reynolds, que fornece melhores resultados para as estatísticas de segunda ordem, em detrimento de um custo computacional maior e de dificuldades de convergência. Simulações foram realizadas para ângulos de inclinação da placa plana de 2 e 4 graus, com um número de Reynolds igual a  $2.13 \times 10^5$ . As soluções foram obtidas para o escoamento bidimensional em regime permanente. Os resultados são comparados com dados experimentais disponíveis obtidos em túnel de vento.

**Palavras-chave:** placa plana, anisotropia, RANS.



### 1. INTRODUÇÃO

As simulações numéricas de um escoamento turbulento com a metodologia RANS (Equações de Médias de Reynolds), apresentam três deficiências principais. A primeira diz respeito ao seu regime de estado estacionário, em que toda a evolução transiente é completamente suprimida da simulação e passou a ser modelada por equações de transporte que envolvem uma série de hipóteses heurísticas, que não raramente conduzem a comportamentos não físicos. O segundo ponto de deficiência diz respeito à sua inabilidade para capturar a repartição dos vórtices tridimensionais, cujo papel na evolução turbulenta é bem conhecido e importante para ser descartada. Na verdade, para um fluxo com uma direção homogênea no sentido estatístico, como um aerofólio com uma envergadura infinita, mesmo se uma malha tridimensional é empregada, as simulações RANS nunca serão capazes de prever evoluções diferentes para cada uma das seções transversais, simplesmente porque é uma metodologia de estado estacionário, que lida somente com domínios estatísticos. Uma vez que este tipo de fluxo é estatisticamente homogêneo numa direção, por exemplo, a envergadura, cada seção transversal da geometria terá o mesmo campo resultante da modelagem RANS. Portanto, com os pressupostos tradicionais que relacionam o transporte de momento linear e outras grandezas físicas com os gradientes de todos os campos, nenhuma variável pode ser transportada na direção envergadura, e nenhuma repartição de vórtices pode ser corretamente capturada. Um terceiro ponto de deficiência inerente a vários modelos RANS está relacionado à hipótese de Boussinesq, através da qual o tensor de tensão de Reynolds é suposto alinhado com a taxa de deformação por meio de uma viscosidade turbulenta. Em fluxos bidimensionais, pode ser matematicamente demonstrado que isto implica em que, descontando os elementos da direção homogênea, a tensão de Reynolds remanescente é isotrópica. Esta última questão significa que esses modelos RANS, com base na hipótese de Boussinesq, não são esperados que façam previsões corretamente nas situações em que se envolvem escoamentos com forte anisotropia.

A primeira e a segunda deficiência acima mencionadas, apenas podem ser superadas se uma formulação transiente das equações RANS for empregada, o que é conhecido na literatura com a sigla URANS (Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes). No entanto, muitas vezes os níveis de dissipação fornecidos por esta modelagem são demasiado elevados para permitir o desenvolvimento das estruturas transientes, e a modelagem URANS se reverte para a RANS tradicional, sendo assim convergida para uma solução de estado estacionário.

A terceira deficiência é gerada pela classe de modelos conhecidos como modelos de tensões de Reynolds, na qual, em vez da hipótese de Boussinesq, equações de transporte para as tensões de Reynolds são usadas, que ao menos em princípio permitem a previsão correta da anisotropia do fluxo turbulento.

O objetivo deste trabalho é isolar e entender as implicações de cada uma dessas limitações inerentes apresentadas pela metodologia RANS. Para isso, foi escolhido o escoamento incompressível sobre uma placa fina e plana em pequenos ângulos de incidência como o caso-teste, que é um cenário muito desafiador para a modelagem da turbulência com as suas fortes anisotropias. A malha foi escolhida após um estudo cuidadoso prévio de convergência de modo que ela é fina o suficiente para resolver o problema próximo às regiões de parede, com o valor máximo de  $y^+$  igual a 1.

Dois diferentes níveis de modelagem RANS foram utilizados e comparados com dados experimentais: em primeiro lugar, o simples modelo de duas equações  $k-\omega$  SST, foram executados para compreender as limitações deste modelo mais básico e tradicional, em segundo lugar, o modelo RSM completo [10] proporcionou uma idéia sobre o que pode vir a ser alcançado antes de quebrar a barreira das simulações 2D em estado estacionário, para tentar uma em regime transiente mais onerosa, ou mesmo uma simulação em 3D.

### 2. CASO TESTE – ESCOAMENTO SOBRE UMA PLACA PLANA FINA

O entendimento do escoamento em torno de uma placa plana fina com pequeno ângulo de incidência, pode ajudar no projeto de aerofólios e velas náuticas, bem como em projetos de micro veículos com asas [12]. O escoamento sobre uma placa plana inclinada com um bordo de ataque afiado, Figura 1, resulta em uma longa e fina bolha denominada de “thin aerofoil bubble” [8]. Em ângulo de incidência zero, a corrente é laminar e anexa à superfície em ambos os lados, gerando sustentação zero (assumindo perfis de superfícies iguais). Se a placa possui um ângulo de incidência, o ponto de estagnação move-se para a superfície inferior. A camada limite em torno do bordo de

ataque é muito fina, separando-se imediatamente devido à mudança de direção do fluxo. O ponto de separação fixo leva à hipótese de que o escoamento será insensível a uma mudança no número de Reynolds, enquanto a transição da camada cisalhante laminar para turbulenta ocorre logo após a separação. De acordo com os dados experimentais [5] isto acontece para números de Reynolds em torno de  $10^5$ .

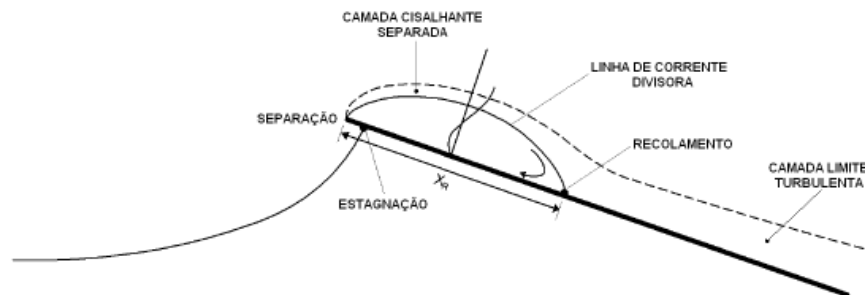


Figura 1 Modelo simplificado de uma bolha de separação longa e fina.

A bolha fina e alongada criada sobre uma placa com ponta afiada é caracterizada por uma separação do fluxo no bordo de ataque com um consequente recolamento na superfície superior em um ponto que se move gradualmente a jusante com o aumento da incidência. Se o ângulo de incidência é suficientemente pequeno (geralmente menor do que 5 graus) há o recolamento. Para ângulos superiores à 5 graus não há mais ponto de recolamento, e a bolha aumenta na sequência a jusante do bordo de fuga [15].

Este escoamento complexo em torno de uma placa plana com um pequeno ângulo de incidência foi investigado experimentalmente por Crompton [5]. Estatísticas detalhadas de velocidade e da turbulência foram medidas em túnel de vento para a bolha longa com o uso de Anemometria Laser Doppler (LDV) para ângulos de inclinação da placa plana variando de 1 a 5 graus com um número de Reynolds relativo à corda de  $2.13 \times 10^5$ . Seguindo o trabalho de Crompton [5], estudos numéricos baseados na metodologia RANS com os modelos  $\kappa-\omega$  e SST foram desenvolvidos por Collie [3]. Devido à inabilidade dos modelos RANS de capturar a forte anisotropia deste tipo de fluxo, Sampaio et al. [16] empregou a metodologia LES ("Large-Eddy Simulation") para a mesma placa plana em análise, com um ângulo de incidência de 1 grau, visando uma melhor compreensão da física envolvida. Apesar de melhores aproximações com os dados experimentais obtidos, uma necessidade de um estudo cuidadoso de malha foi identificada.

### 3. MODELO MATEMÁTICO

A abordagem RANS é baseada na decomposição da velocidade em  $\mathbf{u} = \bar{\mathbf{u}} + \mathbf{u}'$  onde  $\bar{\mathbf{u}}$  é o vetor velocidade média e  $\mathbf{u}'$  o vetor de flutuação da velocidade. As equações RANS da continuidade e momento linear, para o estado estacionário e escoamento incompressível são dadas por

$$\nabla \cdot \bar{\mathbf{u}} = 0 \quad (1)$$

$$\nabla \cdot (\bar{\mathbf{u}} \bar{\mathbf{u}}) = -\nabla \left( \frac{p}{\rho} \right) + \nu \nabla^2 \bar{\mathbf{u}} + \nabla \cdot (-\overline{\mathbf{u}' \mathbf{u}'})$$

onde  $\rho$  é a densidade,  $\nu = \mu/\rho$  é a viscosidade cinemática,  $\mu$  é a viscosidade molecular, e  $p$  é a pressão. A Equação (1) tem a mesma forma da equação de Navier-Stokes, mas agora esta tem um termo adicional, o termo tensão de Reynolds,  $-\overline{\mathbf{u}' \mathbf{u}'}$ , que representa a influência das flutuações no escoamento médio. Com o objetivo de fechar a Eq. (1), as tensões turbulentas de Reynolds podem ser modeladas com base na hipótese de Boussinesq, onde as tensões turbulentas são obtidas através de uma analogia com a lei de Stokes, que considera que, a tensão é proporcional à taxa de deformação. Os modelos de turbulência selecionados para serem investigados neste presente trabalho são descritos a seguir.



### 3.1. Modelo SST $k-\omega$

O modelo SST  $k-\omega$  (*Shear-Stress Transport  $k-\omega$* ) [14] foi proposto para simulações de escoamentos com fortes gradientes adversos de pressão e separação de camada limite, através de uma combinação dos modelos  $k-\varepsilon$  e  $k-\omega$ . Para escoamentos com camada limite, o modelo  $k-\omega$  é superior ao modelo  $k-\varepsilon$  na solução da região viscosa próxima à parede e tem sido aplicada com sucesso em problemas envolvendo gradientes adversos de pressão. No entanto, o modelo  $k-\omega$  requer uma condição de contorno não nula para  $\omega$  para correntes livres não turbulentas e o escoamento calculado é muito sensível ao valor especificado [14]. Também foi demonstrado [1] que o modelo  $k-\varepsilon$  não sofre essa deficiência. Portanto, o modelo SST  $k-\omega$  combina a formulação robusta e precisa do modelo  $k-\omega$  perto de paredes com a independência da corrente livre do modelo  $k-\varepsilon$  fora da camada limite. Para fazer isso, o modelo  $k-\varepsilon$  é escrito em termos de taxa de dissipação específica,  $\omega$ . Em seguida, o modelo  $k-\omega$  padrão e o modelo  $k-\varepsilon$  transformado são multiplicados por uma função de mistura e ambos os modelos são somados. Esta função de mistura  $F_1$  é zero (levando ao modelo  $k-\omega$  padrão) na parte interna da camada limite turbulenta e definido como um valor de unidade (correspondendo ao modelo  $k-\varepsilon$  padrão) na borda externa da camada.

A viscosidade turbulenta é formulada da seguinte maneira:

$$v_t = \frac{\kappa l \omega}{\max(1; S F_2 l(0.31 \omega))}, \quad F_2 = \tanh(\Phi^2), \quad \Phi = \max\left(\frac{2\sqrt{\kappa}}{0.09 \omega y}; \frac{500 \nu}{y^2 \omega}\right) \quad (2)$$

onde  $S = (2 \overline{S_{ij}} \overline{S_{ij}})^{0.5}$  é o módulo do tensor taxa de deformação médio  $S_{ij}$ , e  $\overline{F_2}$  é a função de mistura para a viscosidade turbulenta no modelo SST  $k-\omega$ ,  $d$  é a distância à parede. A energia cinética turbulenta  $k$  e a taxa de dissipação específica  $\omega$  do modelo SST  $k-\omega$  (Menter, 1994) pode ser determinado pela solução de suas equações de conservação, onde o conjunto de constantes de fechamento para o modelo SST  $k-\omega$   $\phi$  são calculados usando uma função de mistura entre as constantes  $\phi_1$  do modelo  $k-\omega$  padrão e  $\phi_2$  do modelo  $k-\varepsilon$  sendo:  $\phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2$ .

### 3.2. Modelo RSM

Abandonando a hipótese de viscosidade turbulenta isotrópica, o modelo RSM soluciona as equações RANS resolvendo equações de transporte para as tensões de Reynolds, juntamente com uma equação para a taxa de dissipação. Isto significa que cinco equações de transporte adicionais são necessárias numa simulação 2D. A equação de transporte da tensão de Reynolds pode ser derivada da equação de Navier-Stokes.

$$\frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial t} + \overline{u'_k} \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ \left( \nu + \frac{v_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} \right] + P_{ij} + \Psi_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \varepsilon \quad (3)$$

onde  $P_{ij}$  é a produção de tensão,  $\Psi_{ij}$  é a deformação pela pressão, que precisa de modelagem e  $\varepsilon$  é a dissipação, obtida pela solução da sua equação de conservação, como o tradicional modelo  $k-\varepsilon$ .

$$P_{ij} = - \left( \overline{u'_i u'_k} \frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_k} \right) \quad (4)$$

## 4. RESULTADOS

A placa plana fina proposta por Crompton [4] foi modelada com a geometria descrita na Figura 2. A placa tem um comprimento da corda  $c$  de 160 mm e uma envergadura de 800 mm dando uma proporção de 5, que é suficiente para fornecer escoamento nominalmente bidimensional.

O comprimento de recolamento foi encontrado por Crompton [4] como sendo independente de  $Re$  maior que  $10^5$ , onde  $Re$  é definido como  $Re = U_\infty c / \nu$ , onde  $U_\infty$  é a velocidade de corrente livre e  $c$  o comprimento da corda. A investigação em túnel de vento foi conduzida com  $Re = 2.13 \times 10^5$  e esse número de Reynolds é usado para comparar os experimentos com os modelos de turbulência.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



Ângulos de ataque,  $\alpha = 1$  à 5 graus, estão disponíveis nos dados experimentais em intervalos de 1 grau. Na inclinação de 5 graus, o fluxo é separado na maioria do comprimento da placa. As medições de LDV para a velocidade média e algumas quantidades turbulentas sobre a placa estão disponíveis no estudo de Crompton [4].

A Fig.3 mostra o domínio computacional utilizado nas simulações, que foi definido com base no trabalho de Collie [3]. Na entrada, as componentes cartesianas da velocidade são definidas de acordo com o ângulo de ataque e a intensidade de turbulência da corrente livre é definida como

$$\zeta = \frac{1}{3} \frac{(\overline{u'u'} + \overline{v'v'} + \overline{w'w'})}{U_\infty^2} = \frac{2}{3} \frac{\kappa}{U_\infty^2} \quad (5)$$

é igual à 0.05%, medida no túnel de vento [4]. Pressão constante igual a da corrente livre  $p_\infty$  foi definida na saída.



Figura 2 Dimensões da placa plana fina.

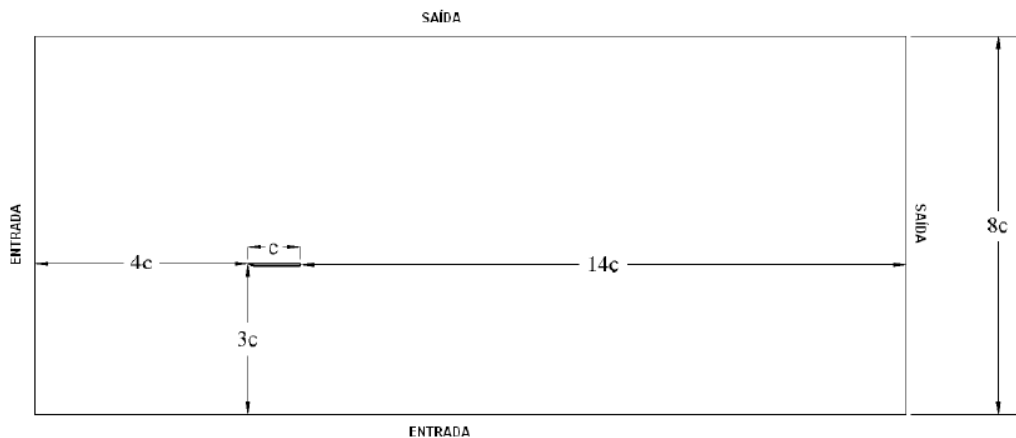


Figura 3 Detalhes do domínio.

A malha foi criada com  $1.5 \times 10^5$  células, um número ligeiramente maior de pontos do que o empregado por Collie [3], com base em um estudo de convergência de malha executado por ele. A distância do primeiro nó acima da placa foi concebida como  $6.25 \times 10^{-5} c$  ( $c$  é o comprimento da corda) para garantir  $y^+ = (\tau_s/\rho)^{0.5} y/\nu$  em torno de 1, que é o valor indicado para ambos modelos RANS, onde  $\tau_s$  é a tensão de cisalhamento na parede.

O campo de fluxo foi determinado para os modelos SST  $k-\omega$  e RSM através do programa FLUENT [7]. Este código é baseado no Método de Volumes Finitos. O esquema QUICK [11] foi empregado em todos os casos para discretizar as equações de governo. O acoplamento pressão-velocidade foi tratado pelo algoritmo SIMPLE. O sistema de equações algébricas foi resolvido com o método Multigrid [9]. O problema foi considerado convergido quando os resíduos máximos de todas as equações foram menores que  $10^{-6}$ .

### 4.1. Comprimento de recolamento

A Tabela 1 apresenta os comprimentos de recolamento ( $X_R$ ) para a placa plana para os ângulos de incidência de  $2^\circ$  e  $4^\circ$ , obtidos com os modelos de turbulência RANS.

Tabela 1 Comprimentos de recolamento normalizados ( $X_R/c$ ) e respectivos erros

	$X_R/c (\theta = 2^\circ)$	Erro(%)	$X_R/c (\theta = 4^\circ)$	Erro(%)
Experimental Crompton (2000)	0.275	-	0.726	-
SST	0.295	7.3 %	0.738	1.6 %
RSM	0.303	10.2%	0.758	4.4%

A precisão das previsões dos comprimentos de recolamento para este escoamento é fortemente dependente da capacidade do modelo de turbulência em representar a complexa estrutura do escoamento descrito; entretanto o refinamento da malha também exerce um papel fundamental neste desempenho.

### 4.2. Perfis de velocidade média

Os perfis de velocidade média obtidos com os modelos SST  $k-\omega$  e RSM para os ângulos de incidência  $\theta = 2^\circ$  e  $4^\circ$  são comparados com os dados experimentais de Crompton [4] em quatro estações nas Figuras 4 e 5, respectivamente. Somente a estação quatro (Figura 4d) com  $\theta = 2^\circ$  localiza-se fora da bolha principal.

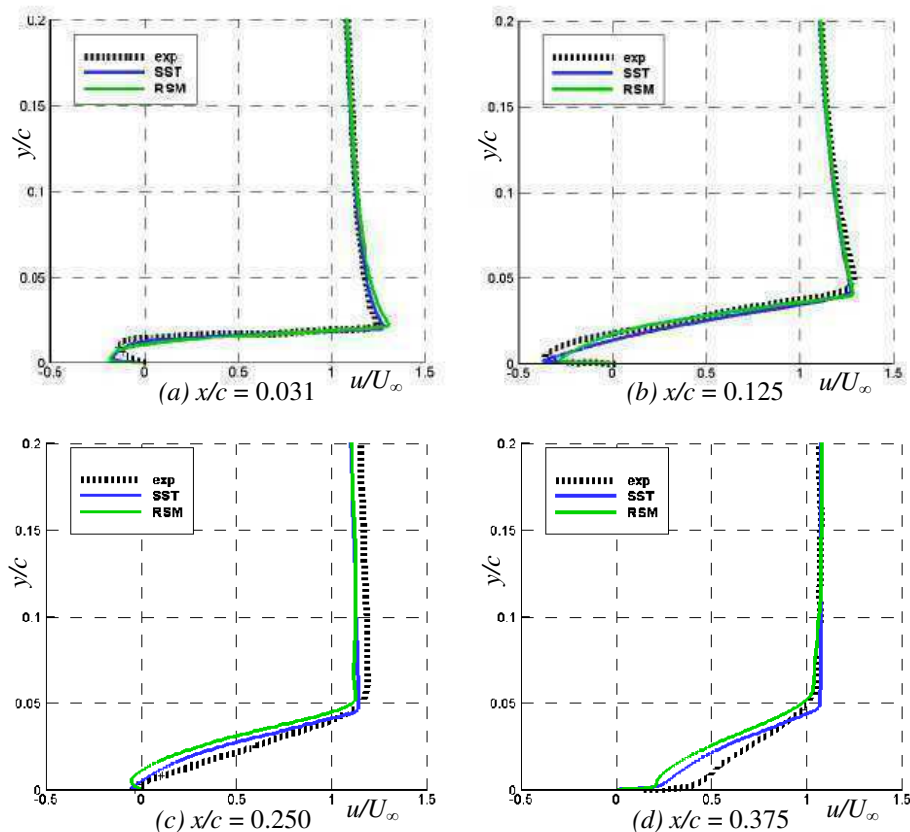


Figura 4 Perfis de velocidade para ângulo de incidência  $\theta = 2^\circ$ .

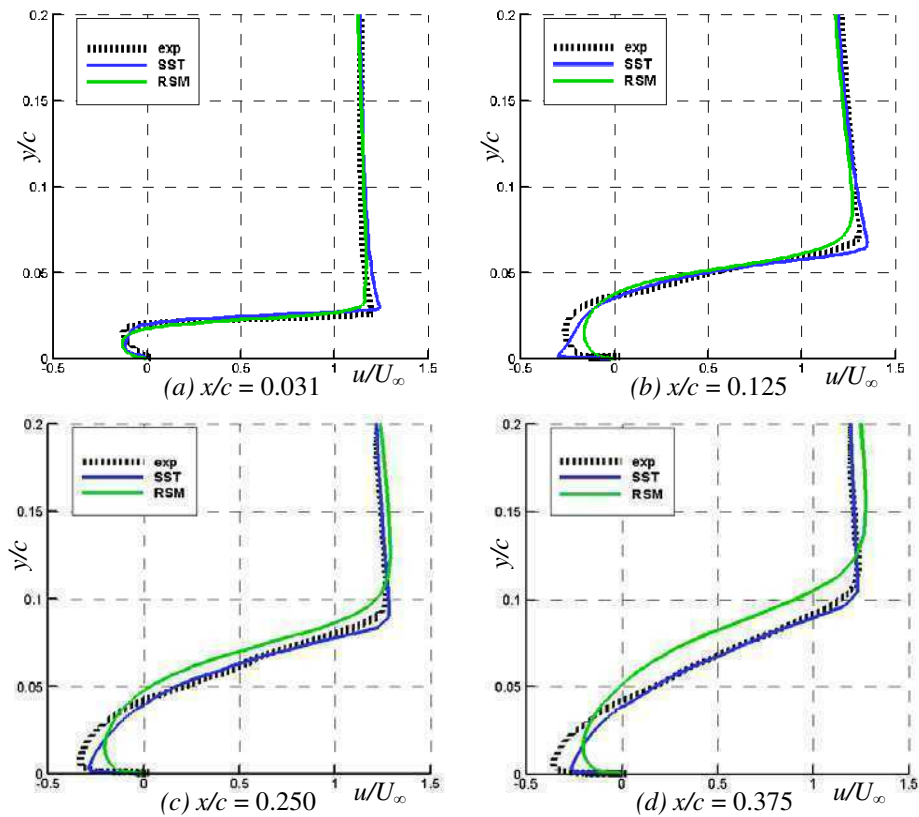


Figura 5 Perfis de velocidade para ângulo de incidência  $\theta = 4^\circ$ .

Os perfis de velocidade nas três estações iniciais ( $x/c = 0.031$ ;  $0.125$ ;  $0.250$ ) da Figura 4, que estão dentro da bolha, mostram que os dados experimentais tem um perfil mais laminar em comparação com os modelos de turbulência RANS, onde estes modelos experimentam um aumento acentuado na velocidade sobre a região próxima à parede. Para simular o processo de relaminarização um modelo de transição adequado é necessário, o que não é provido pelos modelos RANS investigados, conseqüentemente, estes modelos predizem maiores gradientes de velocidade nesta região de parede.

A Figura 6 mostra as linhas de corrente correspondentes às previsões do modelo SST. Pode ser verificado que o modelo SST foi capaz de prever a bolha de recirculação secundária, que foi observada experimentalmente.

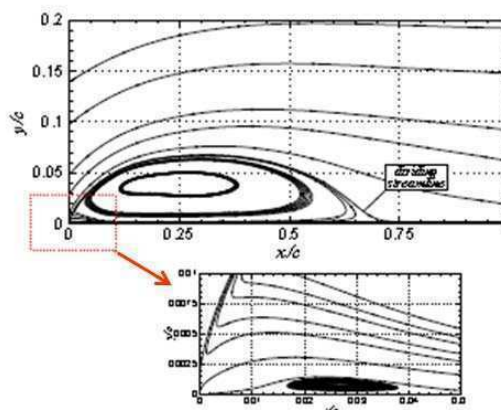


Figura 6 Linhas de corrente para o modelo SST -  $\theta = 4^\circ$ .

### 4.3. Distribuição de pressão

A distribuição de pressão é analisada através do coeficiente de pressão definido como

$$C_p = (p_\infty - p) / (0.5 \rho U_\infty^2) \quad (6)$$

onde  $p$  é a pressão estática,  $p_\infty$  e  $U_\infty$  são a pressão e a velocidade da corrente livre. As Figuras 7 e 8 apresentam a variação do coeficiente de pressão ao longo da placa para  $\theta = 2^\circ$  e  $4^\circ$ . Novamente os modelos SST e RSM são comparados com os dados experimentais. Estes resultados confirmam a discussão da seção anterior, i.e., os modelos de turbulência preveram maiores valores de velocidade próximo à parede, por isso, como esperado, as distribuições de pressão apresentaram menores valores do que os dados experimentais.

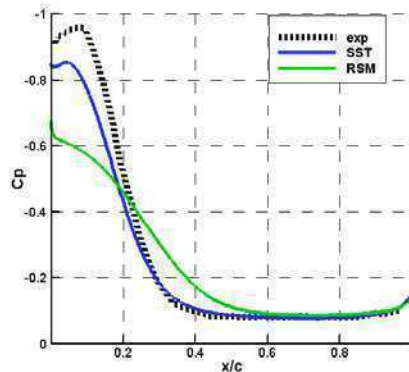


Figura 7 Coeficientes de pressão para ângulo de incidência  $\theta = 2^\circ$ .

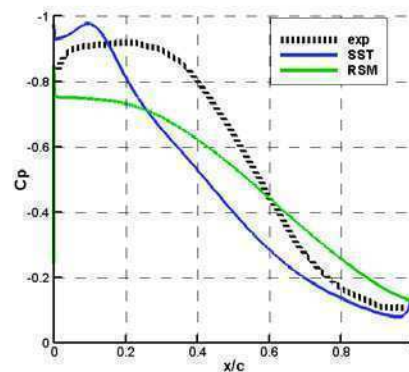


Figura 8 Coeficientes de pressão para ângulo de incidência  $\theta = 4^\circ$ .

### 4.4. Estatísticas de segunda ordem

A turbulência é conhecida por exercer uma influência significativa sobre o desenvolvimento do fluxo à jusante, principalmente quando a separação é iminente. Embora não seja o caso neste estudo particular porque a placa é plana, em futuras simulações podemos estar interessados na simulação de aerofólios curvos que podem ser propensos à estolagem. Neste caso, a previsão correta das flutuações turbulentas é de suma importância e por esse motivo, também apresentamos os principais resultados do componente  $\overline{u'u'}$ .

As Figuras 9 e 10 apresentam o componente  $\overline{u'u'}$  para as mesmas quatro estações localizadas acima da placa. É nítido que ambos modelos SST e RSM foram satisfatoriamente precisos, e pode-se dizer que o comportamento geral, a magnitude dos picos e outros aspectos foram razoavelmente bem

previstos.

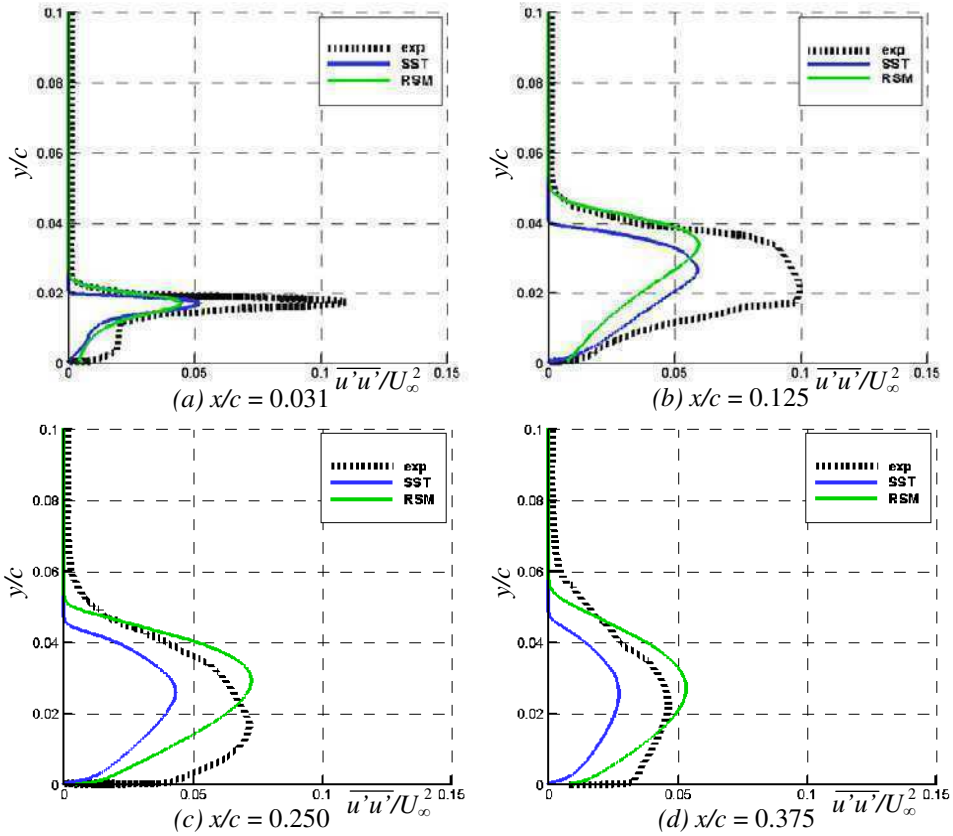
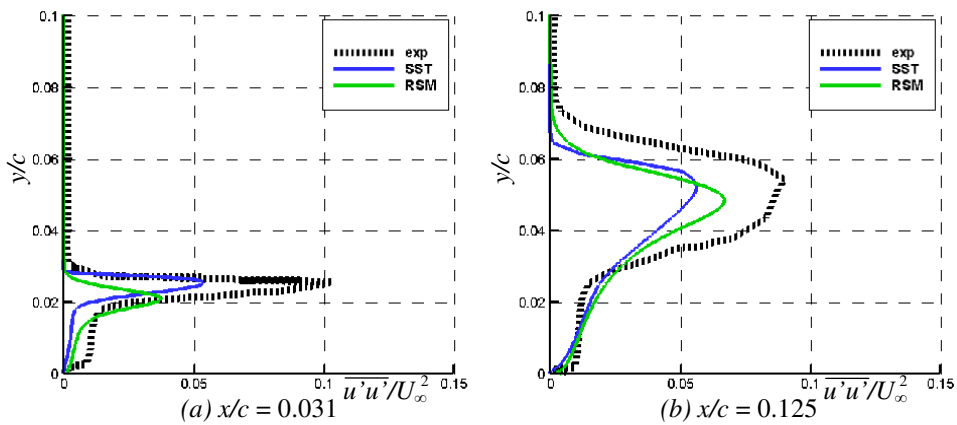


Figura 9 Estadísticas de segunda orden para o ângulo de incidência  $\theta = 2^\circ$ .



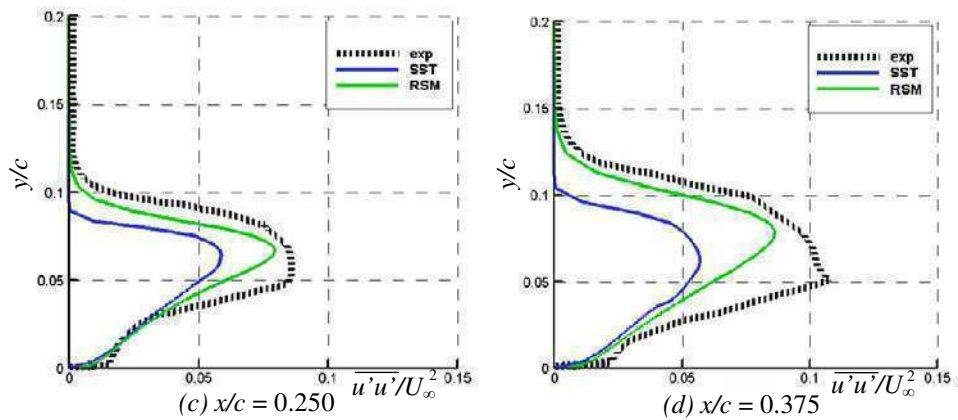


Figura 10 Estadísticas de segunda ordem para o ângulo de incidência  $\theta = 4^\circ$ .

As Figuras 11, 12, 13 e 14 mostram os contornos dos componentes  $\overline{u'u'}$  e  $\overline{v'v'}$  do tensor de Reynolds. Pode-se verificar nos contornos abaixo, que o modelo SST é mais isotrópico, em uma comparação com as tensões normais, do que o modelo RSM. Conforme observado anteriormente, o modelo SST prevê valores inferiores para as tensões normais.

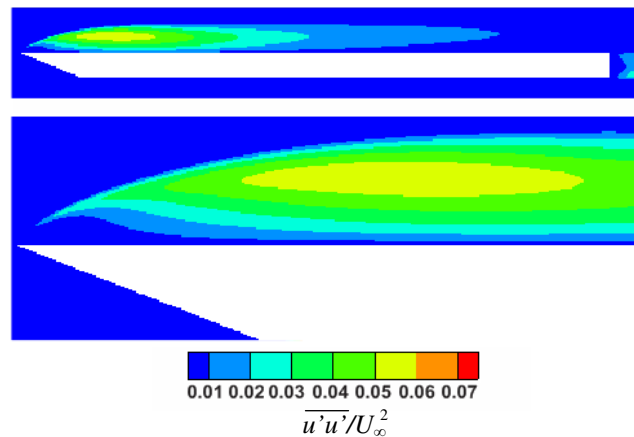


Figura 11 Contornos para o componente  $\overline{u'u'}$  do tensor de Reynolds (modelo SST -  $\theta = 2^\circ$ ).

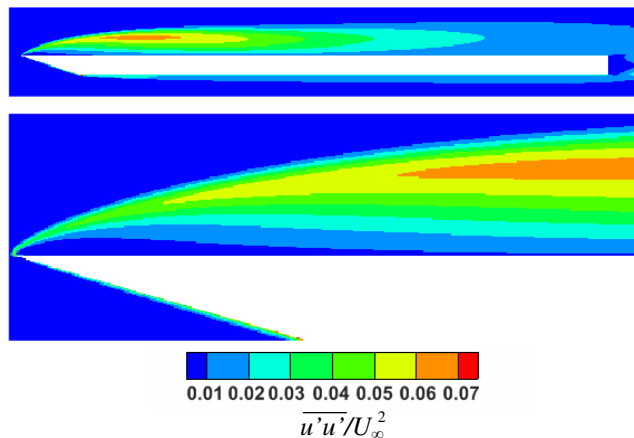


Figura 12 Contornos para o componente  $\overline{u'u'}$  do tensor de Reynolds (modelo RSM -  $\theta = 2^\circ$ ).

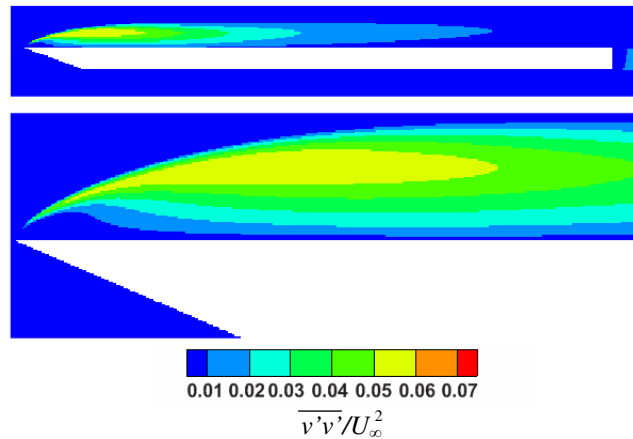


Figura 13 Contornos para o componente  $\overline{v'v'}$  do tensor de Reynolds (modelo SST -  $\theta = 2^\circ$ ).

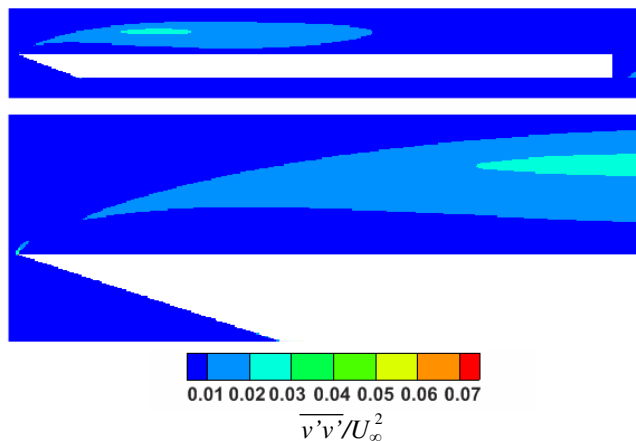


Figura 14 Contornos para o componente  $\overline{v'v'}$  do tensor de Reynolds (modelo RSM -  $\theta = 2^\circ$ ).

## 5. CONCLUSÃO

Neste trabalho, os modelos de turbulência SST [14] e RSM [10] foram aplicados para determinar o escoamento incompressível sobre uma placa plana com um bordo de ataque afiado, com pequenos ângulos de inclinação e os resultados foram comparados com os dados experimentais de Crompton [4].

Os perfis de velocidade média apresentaram uma concordância razoável com os resultados experimentais, entretanto os detalhes da bolha de recirculação foram subestimados em tamanho e superestimados em magnitude.

Nenhum modelo RANS mostrou uma clara vantagem sobre o outro, sendo a única exceção o modelo RSM, no caso específico das estatísticas de segunda ordem, onde o modelo gerou melhores resultados. Isso não é por acaso, já que a idéia original era tentar prever e acompanhar as evoluções do tensor. Dito isto, não é claro que os custos adicionais envolvidos nas simulações RSM, e considerando as dificuldades para chegar a uma solução convergida, compensam no final do processo. Na verdade, a qualidade das previsões das estatísticas de segunda ordem não se traduzem diretamente para os aumentos das quantidades de interesse prático de engenharia, como



as estatísticas de primeira ordem, comprimentos de recolamento, número de Strouhal, etc.

Em termos globais, entre os modelos RANS e considerando os compromissos de custo-precisão, os resultados do modelo SST foram melhores. Nenhuma vantagem significativa e clara é trazida pelo uso de modelos mais caros computacionalmente, a menos que se esteja realmente interessado em estatísticas de segunda ordem.

A dificuldade para capturar a taxa de mistura da camada de cisalhamento separada, incentivou a investigação do problema com modelos mais elaborados, como LES e DNS.

## 6. REFERÊNCIAS

- [1] Cazalbou, J.B.; Spalart, P.R.; Bradshaw, P. (1993). "On the Behavior of 2-Equation Models at the Edge of a Turbulent Region". *Physics of Fluids*. Vol. 6, No. 5, pp. 1797-1804.
- [2] Choi, H.; Moin, P. (1994). "Effects of the computational time step on numerical solutions of turbulent flow". *Journal of Computational Physics*. Vol. 113, pp. 1-4.
- [3] Collie, S. (2005). Application of CFD to Two-Dimensional Downwind Sail Flows. *PhD Thesis*. Department of Mechanical Engineering Science of the University of Auckland, New Zealand.
- [4] Crompton, M. J.; Barret, R. V. (2000). "Investigation of the Separation Bubble Formed Behind the Sharp Leading Edge of a Flat Plate at Incidence". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Journal of Aerospace Engineering*. Vol. 214, Part G, No. G3, pp. 157-176.
- [5] Crompton, M. (2001). The Thin Airfoil Leading Edge Separation Bubble. *PhD Thesis*. Department of Aerospace Engineering of the University of Bristol, UK.
- [6] Durbin, P. A. (1991). "Near-Wall Turbulence Closure Without Damping Functions". *Theoretical and Computational Fluid Dynamics*. Vol. 3, No. 1, pp. 1-13.
- [7] Fluent User's Guide. (2006). v. 6.2, Fluent Inc., New Hampshire, USA.
- [8] Gault, D. E. (1957). "An investigation at low speed of the flow over a simulated flat plate at small angles of attack using pitot static and hot-wire probes". *NACA Technical Report TN-3876*.
- [9] Hutchinson, B. R.; Raithby, G.D. (1986). "A Multigrid Method Based on the Additive Correction Strategy". *Numerical Heat Transfer*, vol. 9, pp.511-537.
- [10] Launder, B.E. (1989). "Second-Moment Closure: Present and Future?" *International Journal of Heat Fluid Flow*, Vol. 10, No. 4, pp. 282-300.
- [11] Leonard, B.P. (1979). "A Stable Accurate Convective Modeling Procedure Based on Quadratic Upstream Interpolation". *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol.19, pp. 59-88.
- [12] Lian, Y.S.; Shyy, W. (2005). "Numerical simulations of membrane wing aerodynamics for micro air vehicle applications". *Journal of Aircraft*. Vol. 42 (4), pp. 865-873.
- [13] Menter, F. R. (1992). "Influence of Freestream Values on  $k-\omega$  Turbulence Model Predictions". *AIAA Journal*. Vol. 30, No. 6, pp. 1657-1659.
- [14] Menter, F. R. (1994). "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications". *AIAA Journal*. Vol. 32, No. 8, pp. 1598-1605.
- [15] Newman, B.G.; Tse, M.C. (1992). "Incompressible Flow Past a Flat Plate Aerofoil With Leading Edge Separation Bubble". *Aeronautical Journal*. Vol. 96, No. 952, pp. 57-64.
- [16] Sampaio, L.E.B.; Nieckele, A. O.; Gerritsen, M.; Collie, S. (2006). "Numerical Simulations Of The Long Recirculation Bubbles Formed in Incompressible Aerodynamic Flows Over Thin Flat Plates at Shallow Incidence". *Proceedings of the 11<sup>th</sup> Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering. ENCIT 2006, Paper CIT06-0278*.

## Agradecimentos

Os autores agradecem à CAPES o apoio concedido a esta pesquisa.



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



**FoDAMI**

## DISEÑO PRELIMINAR DE UN REGULADOR DE PRESIÓN PARA USO AEROESPACIAL

Salomone, Javier E.<sup>1</sup>, Cova, Walter J.D.<sup>2</sup>, Jazni, Jorge E.<sup>3</sup>, Gonzalez, Gustavo J.<sup>4</sup>,  
Sanna, Alexis D.<sup>5</sup>, Villarreal, Pablo J.<sup>6</sup>, Manavella, Luciano<sup>7</sup>

<sup>1A</sup> Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Córdoba.-<sup>1B</sup> IUA-CIA  
Chubut 33 - Bº Alberdi - Córdoba - C.P.: X5000LYA  
jsalomone@scdt.frc.utn.edu.ar

<sup>2</sup> Facultad Regional La Rioja. wjd.cova@gmail.com

<sup>3</sup> jjazni@scdt.frc.utn.edu.ar

<sup>4</sup> ggonzalez@scdt.frc.utn.edu.ar

<sup>5</sup> U.T.N., F.R.C.- adavidsanna@gmail.com

<sup>6</sup> U.T.N., F.R.C.- pjavierv@gmail.com

<sup>7</sup> U.T.N., F.R.C.- lmanavella@mecanica.frc.utn.edu.ar

### RESUMEN.

El presente trabajo presenta el diseño preliminar de una válvula reguladora de presión para aplicaciones en vehículos lanzadores que surge como una respuesta ante necesidades detectadas en el desarrollo espacial nacional y se integra en la línea de acciones emprendidas por diversos entes del quehacer público y privado vinculados a al ámbito aeroespacial.

Los reguladores mecánicos de presión de gas son dispositivos ampliamente difundidos y aplicados, especialmente en redes de suministro de combustible (gas natural) y en sistemas de distribución de aire comprimido y gases hospitalarios.

Una importante aplicación en el área espacial, es la utilización de un gas comprimido inerte para la presurización de propelentes líquidos en vehículos lanzadores de satélites, como una alternativa de la presurización activa por medio de turbobombas. Partiendo entonces de un volumen de gas contenido en un tanque a alta presión se logra —a través de un regulador (o una cascada de reguladores)— controlar la presión de líquidos en los tanques de combustible y oxidante, para garantizar de tal manera un flujo regular de los propelentes a lo largo de su correspondientes ductos de alimentación hasta la cámara de combustión del motor. Durante el desarrollo del diseño preliminar se realizó un análisis de requerimientos, se dimensionaron la válvula principal y los elementos de control, se simuló numéricamente el comportamiento dinámico del regulador y se realizó un análisis de la variación de la temperatura durante el funcionamiento. Por último se presentan detalles del diseño preliminar del regulador.

**Palabras Claves:** Sistema de propulsión, Presurización pasiva, Regulador de presión.



### 1. INTRODUCCIÓN

Un regulador de presión es un componente de control diseñado para mantener una presión constante aguas debajo del mismo, independientemente de las variaciones de presión aguas arriba y de los cambios en el flujo consumido [1]. La mayoría de los reguladores incluyen dos elementos básicos denominados Controlador y Válvula reguladora, el controlador del regulador es esencialmente una unidad de sensado y cómputo, que mide la diferencia entre la presión real y la presión deseada aguas abajo del regulador y la válvula reguladora no es más que una válvula de control de flujo, la cual cumple la función de variar la sección de pasaje del fluido para variar el caudal según la demanda. Ambos, controlador y válvula reguladora se encuentran vinculados mecánicamente entre sí. El regulador se ubica en la línea de presurizante, aguas abajo de la válvula de apertura (start valve) como se puede apreciar en la Figura 1.

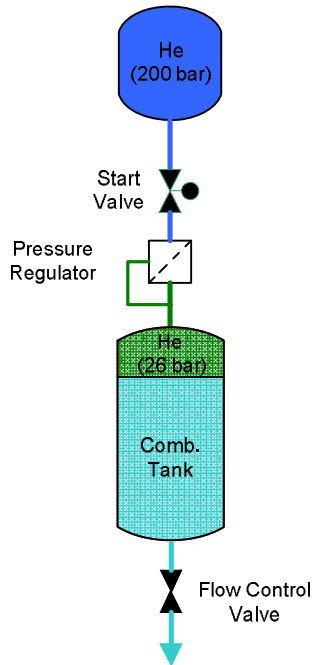


Figura 1 Esquema del sistema de presurización

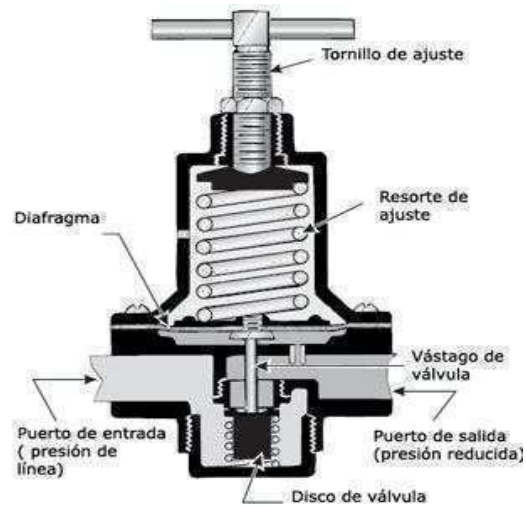


Figura 2. Esquema de un regulador

El controlador del regulador es esencialmente una unidad de sensado. Está formado por un diafragma, el cual mide la diferencia entre la presión deseada y la presión real (la cual varía en función de la demanda) aguas abajo del regulador. La presión deseada se obtiene generando una fuerza sobre una de las caras del diafragma, en el caso particular de la Figura 2, utilizando un resorte. La presión real se genera aguas abajo del regulador y depende de la demanda de flujo. Cuando la demanda varía, aumentando o disminuyendo, las fuerzas actuantes sobre las caras del diafragma se desbalancean, generando que el controlador actúe sobre la válvula reguladora, abriéndola o cerrándola, para mantener constante la presión aguas debajo del regulador.

Es posible modificar la presión de salida (presión deseada aguas debajo del regulador) variando la carga que el resorte genera sobre el diafragma.

La válvula reguladora cumple la función de variar la sección de pasaje del fluido con el propósito de ajustar la caída de presión sobre la válvula adecuando la salida acorde las variaciones de caudal. Ambos, controlador y válvula reguladora se encuentran vinculados mecánicamente entre si por el vástago de válvula, tal como se muestra en la Figura 2.



## 2. CLASIFICACIÓN DE LOS REGULADORES DE PRESIÓN

En una primera y muy amplia clasificación, se puede dividir a los reguladores de presión en dos grandes grupos: a) Reguladores moduladores, b) Reguladores no moduladores. Los reguladores moduladores son aquellos que poseen la capacidad de ajustar su caída interna de presión manteniendo constante la presión regulada de salida dentro un rango de caudal consumido. La mayoría de los reguladores de presión responden a esta característica. Los reguladores no moduladores son simples dispositivos ON-OFF (de apertura total o cierre total, p.ej. mediante un solenoide) que regulan el valor medio de presión de salida variando su ciclo de trabajo y no son de interés en este caso.

Centrando la atención en los reguladores moduladores, se detallará a continuación una clasificación de los mismos: a) Reguladores de acción directa, b) Reguladores pilotados.

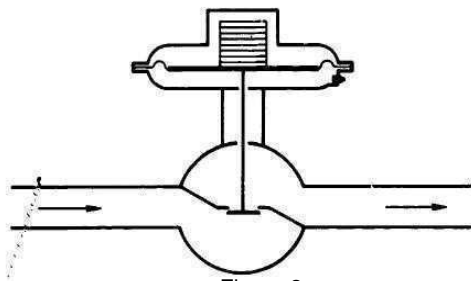


Figura 3

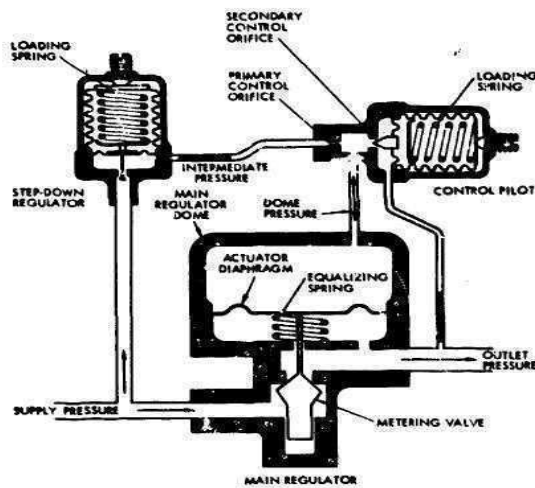


Figura 5

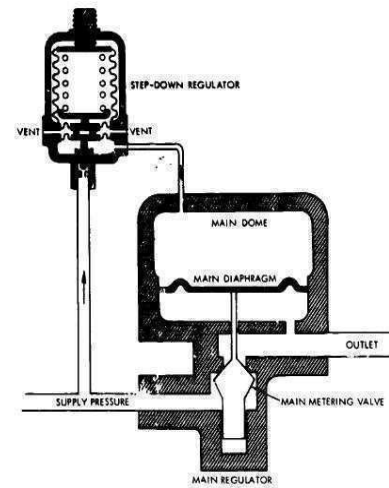


Figura 4

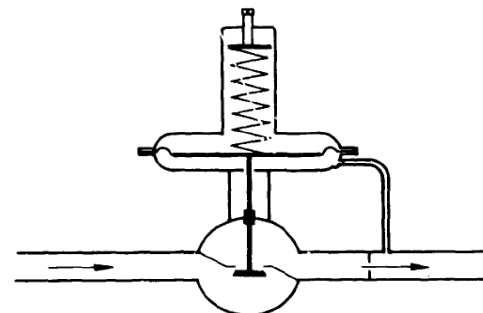


Figura 6

### 2.1 Reguladores de acción directa

Los reguladores de acción directa son los más simples y de mayor utilización. Existen diferentes tipos en función de cómo se genera la fuerza de referencia, también llamada carga, sobre el elemento sensor, para obtener una presión de salida deseada [1]. En función de ello existen reguladores de acción directa de diferentes tipos:

- cargados con peso (Fig. 3)
- cargados con presión gaseosa (Fig. 4)
- cargados con resorte (Fig. 6)

Los reguladores cargados con un peso no se utilizan en esta aplicación porque presentan dos desventajas.

Por un lado, deben estar siempre en posición vertical, y por otro, la aceleración que se genera durante el despegue altera la fuerza de referencia, modificando el valor de la presión regulada.

Los reguladores cargados con presión, también llamados de “domo cargado”, sufren la desventaja de que la fuerza de referencia cambia termodinámicamente al variar la temperatura. El regulador cargado con resorte supera a los dos anteriores debido a que puede funcionar en cualquier posición, además, la fuerza de referencia es mucho menos sensible a los cambios de temperatura. La principal desventaja de este regulador es que al cambiar la longitud del resorte durante un ciclo, cambia la fuerza de referencia, y por ende se modifica la presión regulada predefinida. Si bien esto representa una desventaja es sencillo solucionarlo utilizando un resorte de rigidez elevada, que puede emplearse en un pequeño rango de valores de presión regulada de salida.

### 2.2 Reguladores pilotados

Los reguladores de presión pilotados son utilizados cuando se requiere una estrecha tolerancia en el valor de la presión de salida deseada. Estos reguladores controlan la presión de salida de manera neumática, generando la fuerza de referencia por acción del gas comprimido, utilizando dos pequeños reguladores de presión de acción directa cargados con resorte (Fig.5). La ventaja de utilizar este principio es mantener la presión de referencia dentro del domo del regulador principal muy próxima al valor deseado, para evitar fluctuaciones en la presión de salida. Al ser más complejos, los reguladores pilotados presentan una mayor probabilidad de falla.

### 2.3 Regulación de presión en dos etapas

Cuando se habla de regulación de presión en dos etapas, se hace referencia al montaje de dos reguladores en serie, los cuales pueden estar integrados en un solo cuerpo (Fig. 7), o pueden ser dos reguladores individuales unidos entre sí (Fig. 8). Este tipo de regulación se emplea para minimizar la variación en la presión de salida, por ejemplo ante una presión de entrada fluctuante.



Figura 7



Figura 8

Después de haber estudiado y evaluado los diferentes tipos de reguladores, se opta por utilizar la filosofía del regulador de “acción directa, de domo presurizado”. Las ventajas sobresalientes de estos reguladores son: sencillez, tanto operativa como constructiva, variación de la fuerza de referencia necesaria para lograr la presión de salida deseada. Si bien este tipo de regulador es más sensible a los cambios de temperatura frente a los reguladores cargados por resortes, presentan mejores prestaciones en la performance. Se deberá poner especial cuidado en el diseño a fin de minimizar la sensibilidad del regulador ante los cambios térmicos.

## 3. RESUMEN DE REQUERIMIENTOS DE DISEÑO

A continuación se detallan los requerimientos necesarios para realizar el diseño preliminar del regulador de presión.



Tabla 1

Nº	Características	Valor
1	Fluido de trabajo	Helio
2	Caudal	0,9 m³/seg standard - 900 l/s @ 1bar
3	Presión de operación	<ul style="list-style-type: none"> <li>Entrada 200 bares</li> <li>Entrada 70 bares Mínimo esperado</li> <li>Salida 0-30 bares</li> </ul>
4	Presión de prueba	300 bares
5	Presión de rotura	500 bares
6	Temperatura de operación	range -20 °C to 70°C
7	Fugas internas	0,0001 scc/s de Helio @ 200 bares
8	Fugas externas	0,000001 scc/s de Helio @ 200 bares
9	Peso	≤5 kg
10	Puertos	Entrada: Ø1/2" (12,7 mm) rosca 9/16"-18 UNJF-3B Salida: Ø1" (25,4 mm) rosca 1 5/16"- 12 UNJ-3B

#### 4. DISEÑO DE LA VÁLVULA REGULADORA

La válvula reguladora cumplirá la función de dosificar el caudal del fluido en función de la presión deseada aguas debajo del regulador. Para lograr esto, se procede a variar la sección de pasaje del fluido.

La válvula reguladora de asiento cónico permite variar la sección de pasaje de manera proporcional al desplazamiento del vástago, teniendo a su vez la ventaja de no generar un cambio brusco en la dirección del flujo. Por lo tanto se utilizará esta filosofía para diseñarla. La Fig. 9 es un ejemplo.

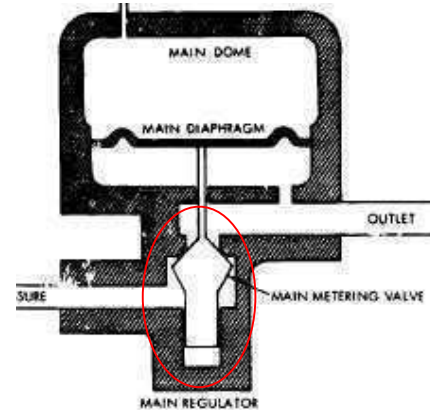


Figura 9

##### 4.1 Cálculo de la sección de pasaje del fluido

Como en este caso existe un fluido compresible que circula a través de la válvula, la formulación que permite determinar el caudal másico, es:

$$W_{1-2} = \frac{K \times P_1 \times C \times A_{1-2} \times N_{1-2}}{\sqrt{T_1}} \therefore A_{1-2} = \frac{W_{1-2} \times \sqrt{T_1}}{K \times P_1 \times C \times N_{1-2}} \quad (1)$$

Donde el producto  $C \times A_{1-2}$  es el área efectiva, debida a la contracción de la vena de fluido al pasar por la garganta del orificio. Por su parte  $A_{1-2}$  es el área de la sección de pasaje de fluido de la válvula. Por su parte, el factor K esta dado por:

$$K = \left[ \frac{\gamma \times g}{R} \times \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \right]^{1/2} \quad (2)$$

Por otro lado  $N_{1-2}$  se obtiene de la relación entre el caudal másico y el caudal crítico:

$$N_{1-2} = \frac{W_{1-2}}{W_{\text{critico}}} = \frac{\left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]^{1/2}}{\frac{\gamma-1}{2} \times \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (3)$$

Siendo:  $W_{1-2}$ : Caudal másico (lb/s),  $W_{\text{critico}}$ : Caudal crítico (sónico) (lbm/s), K: Factor ( $^{\circ}R^{1/2}/s$ ), C: coef. de descarga,  $A_{1-2}$ : Área de pasaje ( $in^2$ ),  $C \times A_{1-2}$ : área efectiva ( $in^2$ ),  $P_1$ : Presión absoluta a la entrada



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



**FoDAMI**

(Psia),  $P_2$ : Presión absoluta a la salida (Psia),  $T_1$ : Temperatura absoluta a la entrada ( $^{\circ}\text{R}$ ),  $\gamma$ : Relación de los calores específicos del gas,  $g$ : Aceleración de la gravedad ( $\text{in}/\text{s}^2$ ),  $R$ : Cte. del gas ( $\text{in}/^{\circ}\text{R}$ ). Los datos necesarios para llevar a cabo los cálculos se detallan a continuación.

Fluido: Helio,  $W_{1-2}=0,333 \text{ lb/s}$ ,  $T_1=20 \text{ }^{\circ}\text{C} = 527,7 \text{ }^{\circ}\text{R}$ ,  $P_1=200 \text{ bares} = 2915 \text{ Psia}$ ,  $P_1'=70 \text{ bares}$  Mínimo esperado  $=1050 \text{ Psia}$ ,  $P_2=30 \text{ bares} = 450 \text{ Psia}$ ,  $\gamma_{\text{helio}}=1,66$ ,  $\delta_{\text{helio}}=0,168 \text{ kg}/\text{m}^3$ ,  $g=9,81 \text{ m}/\text{s}^2 = 386,2 \text{ in}/\text{s}^2$ ,  $R= 4636 \text{ in}/^{\circ}\text{R}$

De acuerdo a la referencia [2, pág. 35] se observa que el coef. de descarga  $C$  para una válvula con asiento cónico a  $90^{\circ}$ , depende de la relación  $P_2/P_1$ . En el presente caso dicha relación es igual a 0,428 por lo que  $C$  es prácticamente igual a 0,86. Reemplazando los datos en las expresiones anteriores, se procede con el cálculo para determinar el diámetro de pasaje de fluido de la válvula:

$$N_{1-2} = \left[ \frac{\left( \frac{450}{1050} \right)^{\frac{2}{1,66}} - \left( \frac{450}{1050} \right)^{\frac{(1,66+1)}{1,66}}}{\frac{1,66-1}{2} \times \left( \frac{2}{1,66+1} \right)^{\frac{1}{(1,66-1)}}} \right]^{1/2}; \quad N_{1-2} = 0,9712$$

$$K = \left[ \frac{1,66 \times 386,2}{4636} \times \left( \frac{2}{1,66+1} \right)^{\frac{1}{(1,66-1)}} \right]^{1/2}; \quad K = 0,001919 \sqrt{^{\circ}\text{R}}/\text{s}^2$$

Con lo que resulta:

$$A_{1-2} = 0,0422 \text{ in}^2 = 27,23 \text{ mm}^2; \text{ se adopta } A_{1-2} = 47,12 \text{ mm}^2$$

El diámetro correspondiente a dicha área de paso será:

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \times A_{1-2}}{\pi}}; \quad D_s = 7,745 \text{ mm}$$

Pero deberá existir un vínculo material entre el poppet y el diafragma, el cual está constituido por una columna de  $\text{Ø}3,5 \text{ mm}$ , esto conduce a recalcular el diámetro del asiento para mantener el área de paso.

$$A_{1-2} = \frac{\pi \times (D_{se}^2 - D_{si}^2)}{4} \quad \text{con lo que } D_{se} = 8,5 \text{ mm}$$

La expresión matemática para determinar la sección de pasaje para un asiento cónico es:

$$A_{1-2} = \pi \times S \times \sin \theta \times (D_{se} - S \times \sin \theta \times \cos \theta) \quad (4)$$

Siendo:

$A_{1-2}$ : Área de pasaje de flujo

$S$ : Desplazamiento del vástago

$\theta$ : Ángulo del asiento cónico

$D_{se}$ : Diámetro del asiento

Si se toma  $D_{se} = 8,5 \text{ mm}$ , despejando de (4):

$S = 2,36 \text{ mm}$  y se adopta  $S = 3 \text{ mm}$

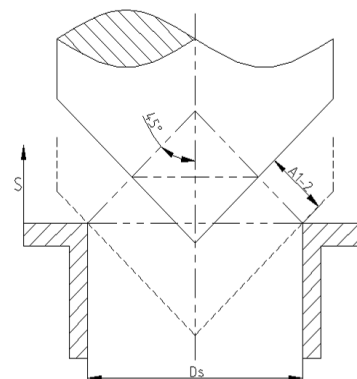


Figura 10



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



**FoDAMI**

### 4.2 Cálculo de la fuerza aerodinámica

La fuerza aerodinámica producida sobre el asiento de la válvula ocasiona una pérdida de carga. Esta fuerza tiende a cerrar la válvula, disminuyendo la sección de pasaje. La expresión correspondiente para una válvula con asiento cónico es:

$$F_A = \left[ 1 - \left( \frac{A_{1-2}}{A_s} \times \cos \theta \right) \right] \times (P_1 - P_2) \times A_s \quad (5)$$

Donde

$$A_s = \frac{\pi \times 8,5^2}{4} = 47,12 \text{ mm}^2$$

Considerando apertura completa de la válvula, se cumple que:

$$A_{1-2} = A_s$$

Por lo tanto la fuerza aerodinámica analizada en la peor condición es:

$$F_A = [1 - (1 \times \cos 45^\circ)] \times [(2900 - 14,50) \times 0,0149] = 61,66 \text{ lb}; \quad F_A = 27,43 \text{ N}$$

Mientras que para la situación de equilibrio

$$F_A = [1 - (0,313 \times \cos 45^\circ)] \times [(2900 - 435) \times 0,0879] = 168,79 \text{ lb}; \quad F_A = 37,94 \text{ N}$$

### 4.3 Diseño del controlador

El controlador cumplirá la función de sensar la presión de salida real evitando que esta varíe al variar la demanda de flujo o la presión de entrada. Está formado básicamente por un diafragma quien actúa como sensor. Sobre una de las caras del diafragma actúa una fuerza que define la presión de salida del regulador. Dicha fuerza se genera mediante la presión del gas almacenado en el domo. Sobre la otra cara del diafragma actúa una fuerza generada por la presión de salida. Para lograrlo es necesario vincular el puerto de salida de la válvula con la cara del diafragma, lo cual se realiza a través de un orificio, que a su vez cumple la función de generar un amortiguamiento para reducir las fluctuaciones en la presión de salida al variar el consumo de fluido.

El diafragma y la válvula reguladora están vinculados mediante un vástago, lo que permite que al variar el caudal consumido o la presión de entrada, el diafragma actúe sobre la válvula en el sentido de evitar que se modifique la presión de salida.

### 4.4 Cálculo del diámetro del diafragma

La relación existente entre la variación de la presión de ingreso y la presión de salida está dada por la relación entre el área del diafragma sensor y el área del orificio de pasaje de fluido a través de la válvula del regulador. Si existe entonces una relación entre el área del diafragma y el área del orificio de 100:1, y la presión de ingreso tiene una variación de 100 bar, la presión de salida varía 1 bar. Por lo tanto, siendo el área de pasaje del orificio de la válvula de 47,12 mm<sup>2</sup>, el diámetro del diafragma es de:

$$\frac{A_{\text{diafragma}}}{A_{\text{orificio}}} = 100 \therefore A_{\text{diafragma}} = 100 \times A_{\text{orificio}} \quad (6)$$

$$D_{\text{Diafragma}} = d_{\text{orificio}} \times \sqrt{100} = 7,74 \times \sqrt{100} = 77,4 \text{ mm}$$

### 4.5 Determinación de la presión de domo

El resorte de regulación (para este caso es un resorte equivalente constituido por un gas presurizado en un recinto de volumen cuasi constante) cumple la función de abrir la válvula del regulador para permitir el paso de caudal de fluido en función de la presión de salida (presión regulada) deseada. Planteando un diagrama de cuerpo libre en estado de régimen (fig. 11), el equilibrio de fuerzas se define de la siguiente manera:

$$P_{PD} = \frac{F_{Ae} + F_{RRn} + F_{ms} + F_{Resortes} + P_b A_d}{A_d}$$

$$P_{PD} = 31,25 \text{ bar} \quad (7)$$

Siendo

$P_{PD}$ : Presión en el domo.

$P_b$ : Presión sobre la cara inferior del diafragma

$F_{Ae}$ : Fuerza aerodinámica

$F_{RRn}$ : Fuerza de Inercia del poppet

$F_{ms}$ : Fuerza de Inercia del masa suspendida

$F_{resortes}$ : Fuerzas Resorte

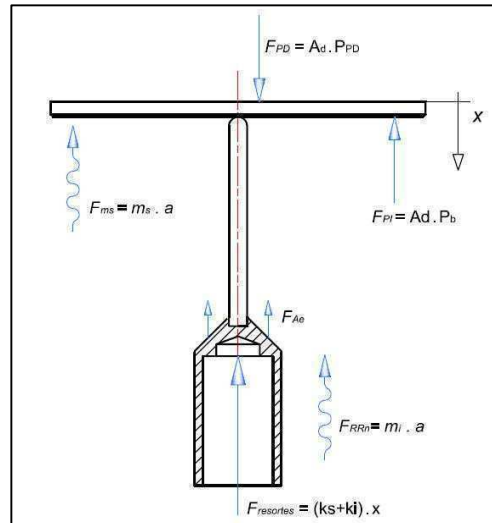


Figura 11. Diagrama de cuerpo libre

### 5. SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL COMPORTAMIENTO DINAMICO DEL REGULADOR

El objetivo de esta simulación es evaluar el funcionamiento del regulador. Esto permite observar el comportamiento durante el funcionamiento del componente, pudiendo realizar modificaciones en el diseño antes de fabricarlo.

Bajo la suposición de fuente de capacidad infinita se analiza la dependencia de la presión estacionaria para diferentes valores de caudal.

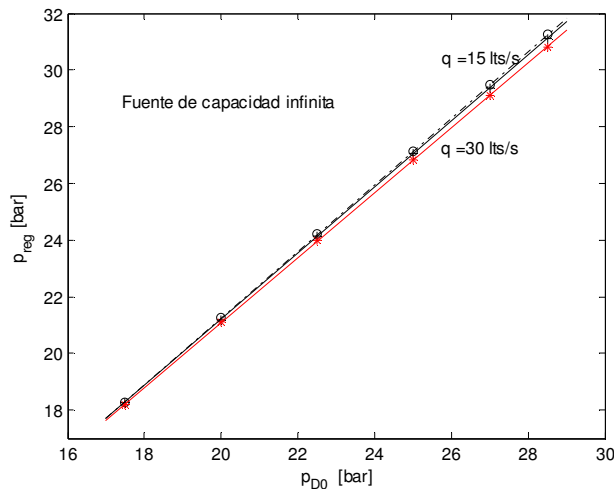


Figura 12. Dependencia de la presión regulada respecto de la presión de domo para caudales de 15 y 30 l/s.

Tanto la presión inicial sin consumo, como la presión regulada de régimen son funciones lineales de la presión precargada en el domo  $p_{D0}$ . Para las siguientes simulaciones, la presión regulada nominal  $p_{RN}$  se tomó igual a la presión de tanques de propelentes al cabo de 10 segundos de consumo a caudal nominal. El tiempo de descarga de propelentes se consideró constante e igual a 60 segundos. A fin de obtener resultados comparables, para cada par de valores de presión regulada y caudal, se calcula el volumen del tanque de alimentación de helio de alta presión, de modo tal que el valor inicial de la presión quede fijado en 200 bar, mientras que en todos los casos la presión final se consideró



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

**FoDAMI**

igual al 75% de la presión crítica, para la cual el régimen de flujo sufre la transición de sónico a subsónico.

Volumen conjunto de tanques de propelentes  $V_T = q \cdot t_N$ ;  $t_N = 60s$

Volumen vacío (ullage) 1% del anterior  $V_U = 0.01 q \cdot t_N$

Presión de alimentación crítica  $p_{Ac} = p_{rN} / r_c$ ;  $r_c = 0.4881$  Helio

Volumen tanque de Helio  $V_{He} = 1.01 q \cdot t_N \frac{p_{rN}}{p_A - 1.7866 p_{rN}}$

Comportamiento a 30 bar de presión regulada nominal.

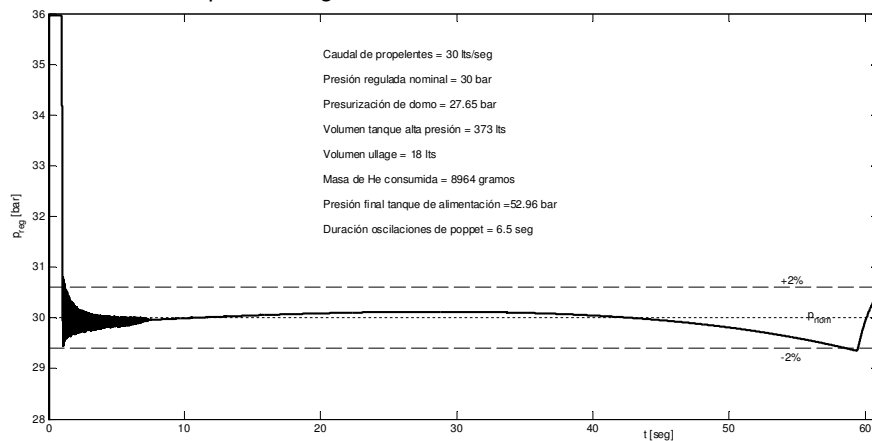


Figura 13

Comportamiento a 20 bar de presión regulada nominal.

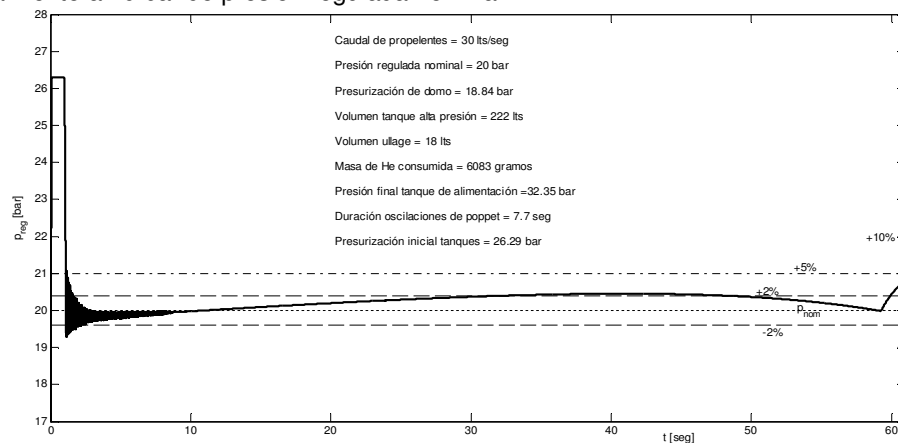


Figura 14

Se debe observar que la presión inicial (para caudal  $q=0$ ) resulta tanto menor cuanto mayor sea el ullage que debe llenarse de gas. Para mantener la regulación dentro del 2%, sería conveniente que la presión del tanque de alta presión al concluir el vaciado de tanques de propelentes, fuera mayor o a lo sumo igual que la presión crítica, para que el régimen de flujo a través del regulador resultara siempre sónico.



**6. ANALISIS DE LA VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DURANTE EL FUNCIONAMIENTO DEL REGULADOR**

El Helio al igual que el Hidrógeno son gases monoatómicos que –a temperatura y presión normales– al expandirse se calientan (al contrario de lo que ocurre con el aire, nitrógeno, oxígeno y demás gases “normales”). El coeficiente de Joule -Thompson  $\mu_{JT}$  se calcula a entalpía constante como

$$\mu_{JT} = \left( \frac{\partial T}{\partial P} \right)_H = \frac{\frac{2a}{RT} - b}{C_p} \quad (8)$$

Donde  $a$  y  $b$  son las constantes de Van der Waals,  $R$  la constante universal de los gases,  $T$  la temperatura del gas a alta presión y  $C_p$  el calor específico a presión constante.

Empleando los valores correspondientes al Helio

$$\begin{aligned} a &= 0.003457 \quad \text{J m}^3 / \text{mol} \\ b &= 0.0237 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}^3 / \text{mol} \\ R &= 8.314472 \quad \text{J K}^{-1} / \text{mol} \\ C_p &= 20.78 \quad \text{J K}^{-1} / \text{mol} \end{aligned}$$

y tomando  $T = 293 \text{ K}$ , se calcula  $\mu_{JT} = -0.1004 \text{ K/bar}$

Esto significaría que el calentamiento producido por una caída de presión de 170 bares, llegaría como máximo a unos 17°C por sobre la temperatura del gas a alta presión. Al no contarse con el diseño del sistema de alimentación de He a alta presión, el análisis térmico completo queda en suspenso.

**7. DETALLES DEL DISEÑO PRELIMINAR DEL REGULADOR**

La Figura 5 muestra el corte de una vista del diseño preliminar del regulador de presión. En este corte se visualizan todos los elementos que forman parte de dicho regulador. La Tabla 2 detalla los nombres de los elementos enumerados en el corte.

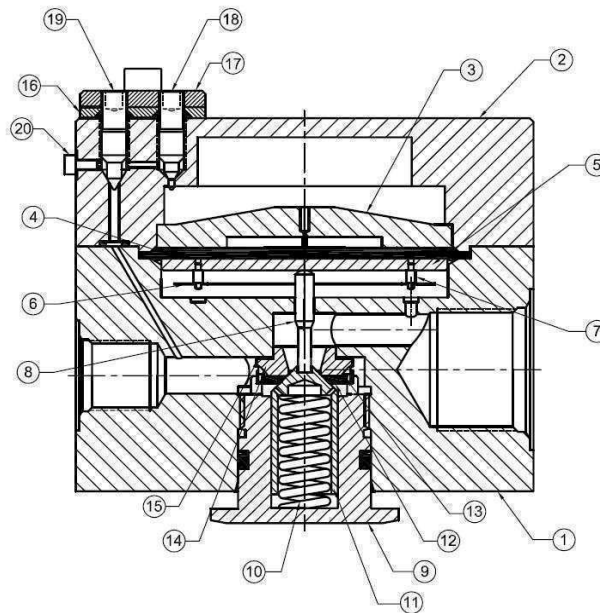


Figura 15. Regulador: *vista en corte*.



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



**FoDAMI**

Tabla 2. Designaciones

ITEM	COMPONENTE	ITEM	COMPONENTE
1	Base	10	Porta Buzo
2	Domo	11	Buzo
3	Tapa Domo	12	Arandela de Cierre
4	Diafragma	13	Arandela Cónica
5	Disco	14	Tope Buzo
6	Resorte Plano	15	Arandela Plana
7	Guía Resorte	16	Guía Agujas
8	Columna de Empuje	17	Tapa Guía
9	Resorte Buzo	18	Aguja Domo

La Figura 15 es un corte esquemático que detalla la válvula del regulador. En dicho corte se pueden observar como puntos destacados los puertos de entrada (izquierda) y salida (derecha) del fluido, como así también, el vástago deslizante cuyo asiento cónico descansa sobre un sello de material blando (teflón).

### 8. MATERIALES

A continuación se detallan los materiales que se utilizarán para construir los componentes que constituyen el regulador de presión. Uno de los factores importantes a tener en cuenta para la selección de los materiales es el fluido de trabajo, siendo para este caso Helio. Si bien es un gas, y es prácticamente compatible con todos los metales y no metales, hay que considerar que posee una molécula muy pequeña lo que lo hace un fluido muy difuso. El material de fabricación del diafragma es Nitrilo D60. Para el cuerpo principal y la capsula porta resorte se optó por utilizar Aluminio 2024 T4. Este material posee las siguientes ventajas: menor peso específico que el acero, resistencia mecánica elevada comparable con el acero, muy buena maquinabilidad, etc. En el vástago se utilizará acero inoxidable AISI 304. Se optó por este material porque este componente pertenece a la válvula dosificadora del regulador, estando en contacto con el asiento, debiéndose por lo tanto evitar que sufra desgaste. El material elegido para el asiento es Kel-F. Este material presenta buena resistencia mecánica y buena resistencia al desgaste.

### 9. CONCLUSIONES Y FUTUROS DESARROLLOS

Se ha realizado el diseño preliminar de un regulador de presión para aplicaciones espaciales. Antes de proceder al diseño definitivo y la construcción del instrumento, deberán estudiarse particularmente los problemas asociados con la termodinámica del Helio en su expansión desde una condición inicial de alta presión, con la consiguiente disminución de temperatura tanto del gas como de los elementos de conducción por los que el mismo circula, incluyendo el mismo regulador. Para ello será necesario contar con un predimensionamiento de los componentes de almacenamiento y conducción.

### 10. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Glen W. Howell, Terry M. Weathers: Aerospace Fluid Components - Designers Handbook, Volume I, revision D.
- [2] Andersen, Blaine W. (1976): The Analysis and Design of Pneumatic Systems. Robert E. Krieger Publishing Co., Huntington, NY, USA. Reprint 1976 w/ corrections. ISBN 0-88275-435-1.
- [3] Dustin, Miles O. (1971): Analog Computer Study of Design Parameter Effects on the Stability of a Direct-Acting Gas Pressure Regulator. NASA Technical Note TN D-6267, National Aeronautics and Space Administration, Washington, DC, USA.

### 10. Reconocimiento

El presente trabajo se ha desarrollado en el marco del Proyecto Interfacultades código IFN-1534, financiado por la Universidad Tecnológica Nacional, en el que intervienen las Facultades Regionales Córdoba y La Rioja.



## COLAPSO POR VIENTO EN TANQUES DE PETROLEO SIN CUBIERTA: CARACTERIZACIÓN Y EFECTOS DEL VÓRTICE DE CAVIDAD.

Lassig, Jorge <sup>1</sup>, Cicerone, José Esteban <sup>1</sup>, Jaca, Rossana <sup>1</sup>

<sup>1</sup> Universidad Nacional del Comahue, Facultad de Ingeniería.  
Bs.As. 1400 – (8300) Neuquén.  
Jorge.lassig@fain.uncoma.edu.ar.

### RESUMEN.

En la región del Comahue (Patagonia, Argentina) es posible encontrar numerosas instalaciones de tanques para almacenamiento de petróleo, las que suelen agrupárselas en baterías.

El proceso de fabricación de estos tanques, consiste en armarlos desde el piso hacia el techo, por lo que gran parte del tiempo que demanda su construcción, los mismos están sin cubierta. Como en la Patagonia son frecuentes los vientos intensos, es muy probable que durante su construcción, estos deban soportar tormentas de viento.

En los meses de Enero de los años 2001 y 2006, en la zona de General Roca y de Rincón de los Sauces respectivamente, sendos tanques se encontraban en etapa de construcción, y colapsaron por cambio de geometría bajo velocidades de viento del orden del 33% al 43% de la de diseño de los mismos.

Este comportamiento da indicios de la existencia de una carga adicional (de origen eólico) a lo señalado en los procedimientos normativos para el cálculo de tanques de paredes delgadas.

El presente trabajo enfocó el problema desde el punto de vista de la experimentación en túnel de viento de capa límite atmosférica, de dos tanques de características similares a los colapsados, y se determinó el patrón de flujo generado por el viento en el interior de los tanques, al estar estos abiertos (sin techo).

Luego de los ensayos, el resultado más importante fue determinar que en el interior se genera un vórtice semi estanco que produce una depresión mayor que el de la estela a sotavento del tanque, ejerciendo un doble efecto sobre las paredes del mismo: mayor diferencia de presión en la pared que enfrenta al viento, y menor diferencia de presiones en la pared trasera, aumentando el colapso de la pared delantera y rigidizando la pared trasera.

**Palabras Claves:** tanques sin cubierta, viento, vórtice, cáscaras, túnel de viento.

### 1. INTRODUCCIÓN

Las cargas de viento y el comportamiento aerodinámico de estructuras cilíndricas circulares, tales como tanques de almacenamiento de petróleo y silos, ha sido estudiado ampliamente en el pasado (e.g. MacDonald et al. [1, 2], Holroyd [3], Uematsu and Yamada [4]).

En particular los tanques de pared delgada de acero son estructuras frecuentemente utilizadas en la industria del petróleo para almacenamiento de fluidos. En la región del Comahue (Patagonia, Argentina) es posible encontrar numerosas instalaciones de este tipo de estructura. Dichos tanques de pared delgada son un caso particular de las denominadas cáscaras, las cuales son estructuras portantes superficiales bidimensionales, en las que la superficie es curva.



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**

En particular frente a solicitaciones debidas al viento, este tipo de estructura presenta problemas de inestabilidad del equilibrio en los que se producen grandes cambios en la geometría de los mismos. Ejemplos reales fueron los ocurridos en el Comahue, en la zona de General Roca y de Rincón de los Sauces en los meses de Enero de los años 2001 y 2006, respectivamente (figura 1). Los tanques en cuestión se encontraban en etapa de construcción y colapsaron por cambio de geometría bajo velocidades del orden del 33% al 43% de la de diseño de los mismos (CIRSOC 102 [5]). Dicha problemática fue estudiada mediante desarrollos numéricos en la tesis doctoral: "Límites Inferiores en Inestabilidad de Láminas Tanques de Pared Delgadas" [6], sin tener en cuenta el efecto del viento dentro del tanque, pues a esa fecha no existía información al respecto [7].

En estas estructuras, la carga del viento se hace más crítica cuando están vacíos. Las fuerzas del viento netas deben ser evaluadas teniendo en cuenta la correlación entre las presiones externas e internas.



Figura 1: fotografías de dos tanques de petróleo en construcción en el norte de la Patagonia, que colapsaron a velocidades del viento muy inferior a las de diseño.

Por esta razón el presente trabajo que, está basado en la Tesis de Final de Carrera del Ingeniero Esteban Cicerone [8], se enfocó en el problema desde el punto de vista de la experimentación en túnel de viento de capa límite atmosférica [9]. Para ello se realizaron dos modelos de tanques de características similares a los colapsados, para determinar el patrón de flujo generado por el viento en todo el tanque, en particular en su interior, al estar el mismo abierto (sin techo).

El estudio del patrón de flujos que se desarrollan en el interior de los tanques sin cubierta es poco conocido, pudiéndose rescatar el de Uematsu et al. (2008) [10], donde se realizaron mediciones simultánea de presión en las superficies externas e internas de tanques con techo abierto.

En el presente trabajo, además de medir las presiones (internas y externas al tanque), se intentó caracterizar el patrón de flujo dentro de la cavidad, que da origen a la depresión en su interior modificando las cargas sobre la estructura del tanque.

## 2.- EQUIPOS Y CONDICIONES EXPERIMENTALES

### 2.1.- Túneles de Viento:

Los experimentos se realizaron en tres túneles de viento, dos en la Universidad Nacional del Comahue (UNCo) y uno en el Laboratorio de Capa Límite y Fluidodinámica Ambiental (LaCLyFA) de la Universidad Nacional de La Plata (UNLP).

La primer etapa del trabajo se llevó a cabo en los dos túneles de UNCo de circuito abierto y con perfil de viento uniforme. Se los ha utilizado para visualizar el patrón de flujo interno de los tanques (vórtice en la cavidad) y realizar ensayos cualitativos de la deformación de los mismos sometidos a esas condiciones de flujo.

En una segunda etapa se realizaron ensayos en el túnel de viento de la UNLP para obtener adecuadas medidas de presión tanto externa como interna en los modelos de tanques y así deducir el coeficiente de presión ( $C_p$ ). Este es un túnel de viento de Capa Límite Atmosférica de circuito cerrado (figura 2), con una sección de prueba de  $1,4 \times 1,0 \text{ m}^2$ , generándose aquí los ensayos a mayores números de Reynolds. El aire es impulsado por una hélice de seis palas accionada por un motor de corriente continua de 50 HP. Dicho motor posee un sistema de control de velocidad que permite variar la misma desde el reposo hasta un máximo de 20 m/s (medida al



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**

centro de la sección transversal). El aire pasa por un panel de abejas, a los efectos de entregarle simetría axial y, a posteriori, atraviesa un conjunto de perfiles horizontales, con capacidad de girar alrededor de sus ejes, cuyo objetivo es la generación de turbulencia, la cual se varía según la posición relativa de cada perfil respecto del viento incidente. También posee una serie de tacos en el suelo que simulan la rugosidad del terreno. El perfil de velocidad del viento medio, se lo modeló con una ley de potencia ( $p$ ), cuyo exponente fue de aproximadamente 0,165.



Figura 2: Vistas del túnel de viento del Laboratorio de Capa Límite y Fluidodinámica Ambiental (LaCLyFA) de la Universidad Nacional de La Plata (UNLP).

### 2.2.- Modelos:

Se ensayaron dos modelos con diámetros externos de 40 cm cada uno: el A con una esbeltez ( $H/D$ ) de 0.2425 representando una escala geométrica de  $\alpha_A=77.5$  entre el prototipo (figura 3a) y el modelo; el modelo B con una esbeltez ( $H/D$ ) de 0.6125 representando una escala geométrica de  $\alpha_B=36.8$  entre el prototipo (figura 3b) y el modelo.



Figura 3: Dos modelos de tanques ensayados para medir la presión estática sobre las paredes externas, internas y en el fondo.

### 2.3.- Medición de las Presiones y Velocidades:

Para medir las presiones se utilizó el Sistema NetScanner de sensores electrónicos de presiones de 128 canales, marca: PRESSURE SYSTEMS. NetScanner Modelo 98RK, es un sistema de adquisición de presión multicanal basado en unidades de presión Psi.

Las tomas de presión de 0,5 mm de diámetro se instalaron según se indica en la figura 4, tanto en la superficie externa, el fondo, como en la superficie interna. En total 12 orificios para las mediciones de presión estática. Todas las presiones se muestrearon a una velocidad de 4 Hz por aproximadamente 60 segundos de forma simultánea.



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**

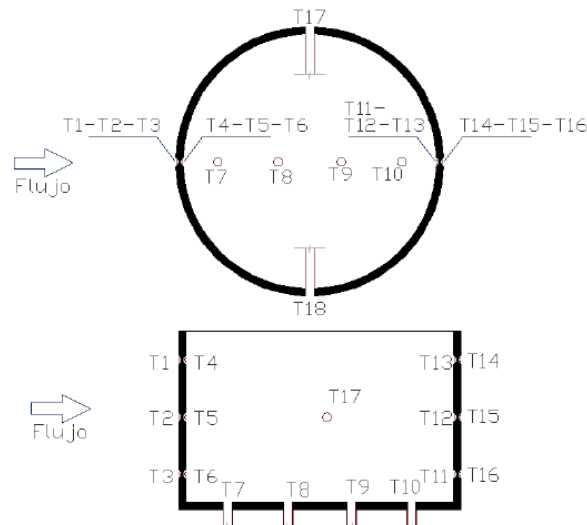


Figura 4: Ubicación y nomenclatura de las tomas estáticas en los tanques ensayados.

Para la velocidad se utilizó un anemómetro de hilo caliente portátil marca DANTEC con brazo telescópico. Las velocidades  $U_H$  del viento se midieron a una altura (H) equivalente de 10 m para ambos prototipos, la figura 5 ilustra la posición de la medición con el anemómetro de hilo caliente realizada en el túnel de viento y lo que representaría en los tanques reales. Se realizaron los ensayos a tres velocidades de viento  $U_H$ : 7,5; 10,26 y 18 m/s, con números de Reynolds que variaron desde  $2,1 \times 10^5$  hasta  $4,8 \times 10^5$ .

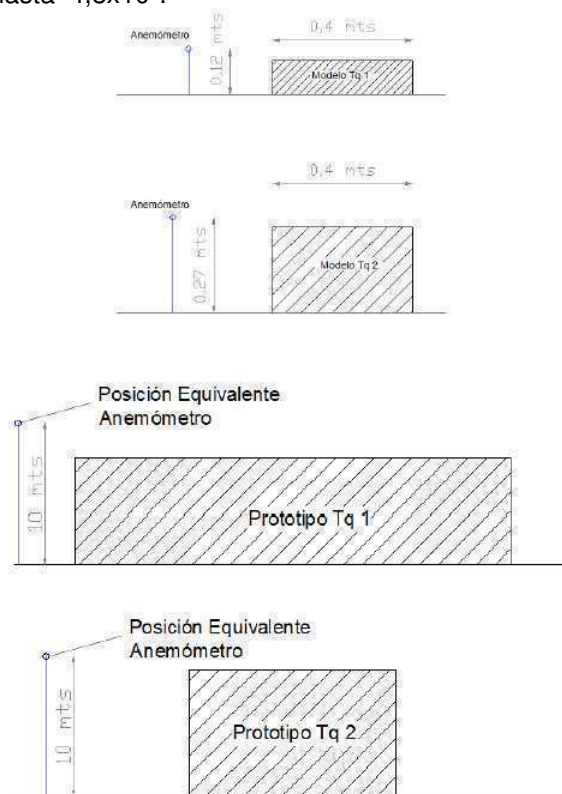
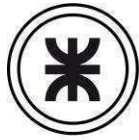


Figura 5: Ubicación relativa de la velocidad del viento  $U_H$  tomada como referencia en los ensayos dentro del túnel de viento, y el equivalente en los prototipos.



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



**FoDAMI**

### 2.4.- Semejanzas Cinemática y Dinámica:

Para la semejanza cinemática ( $\beta$ ) se asumió que el tanque es un objeto fijo y el viento lo ve como si fuera una montaña produciendo una onda detrás del mismo, entonces se puede utilizar el número de Froude para el modelo y el prototipo. Dando como resultado la siguiente relación de escala de velocidades:

$$\beta = \sqrt{\alpha} \quad (1)$$

para el modelo A fue de  $\beta= 8,8$  ; y para el modelo B fue de  $\beta= 6,1$

Para la semejanza dinámica ( $\gamma$ ) se asume que el coeficiente de arrastre es el mismo para el modelo y el prototipo. Dando como resultado la siguiente relación de escala de fuerza:

$$\gamma = \alpha^3 \quad (2)$$

Para el modelo A el factor de escala dinámica es  $\gamma=465.484,4$ , y para el modelo B el factor de escala es  $\gamma=49.836$ .

### 2.5.- Visualización del Vórtice Interno:

Para visualizar el flujo dentro del tanque, se atizaron pequeñas esferas de un material liviano (poliestireno expandido).

## 3.- RESULTADOS EXPERIMENTALES

### 3.1.- Ensayos de Visualización

Al realizar los ensayos de visualización del flujo en el interior de los tanques, se evidenció la presencia de un vórtice semi estanco, y como los vórtices son sinónimo de depresión en el fluido, rápidamente se intuyó que una de las causas del colapso de los tanque sin cubierta a velocidades del viento muy por debajo de la de diseño, podrían obedecer a la succión que el vórtice ejercería en la cara interna de barlovento.

Las filmaciones demostraron que, para tanques con pequeña esbeltez (tanque A), el remolino interior expulsa mucho fluido y para esbelteces mayores (tanque B) el vórtice es más estanco. Las figuras 6 y 7 ilustran las trayectorias de las esferas de poliestireno expandido de baja densidad, "marcando" al remolino interno de los tanques.

Este comportamiento también es identificado por Pasley y Clark [11] que modelaron numéricamente el comportamiento del viento en tanques con techo flotante en diferentes posiciones.

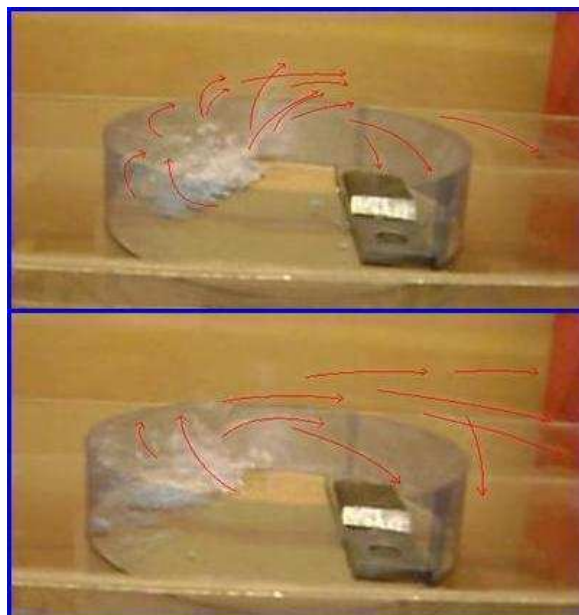


Figura 6: Trayectorias de las esferas de poliestireno expandido de baja densidad para el modelo de tanque A.



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**

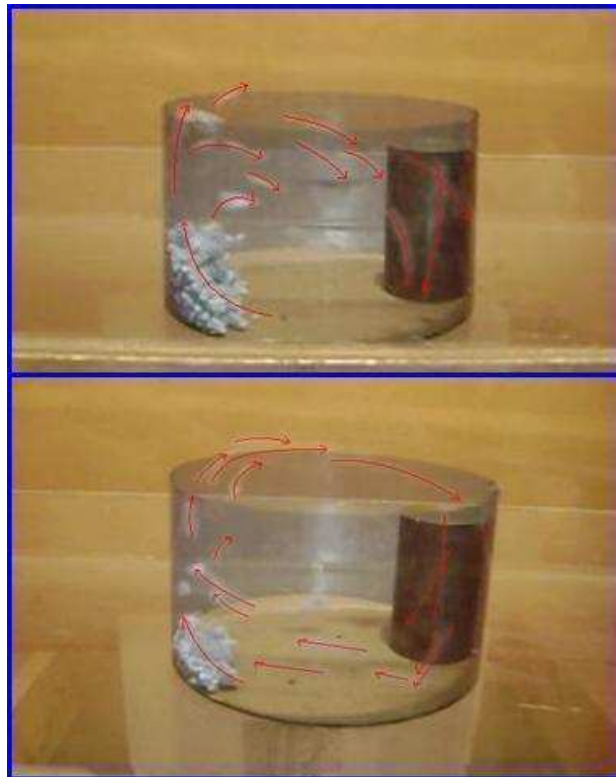


Figura 7: Trayectorias de las esferas de poliestireno expandido de baja densidad para el modelo de tanque B.

### 3.2.- Ensayos de medición de presiones estáticas

En los ensayos medición de presión estática en las superficies externas e internas de los tanques, se pudo cuantificar el valor de la succión producida por el vórtice en el interior de los tanques. La figura 8 muestra para ambos modelos la distribución del coeficiente de presión  $C_p$  en las 16 tomas alineadas con el eje longitudinal a la dirección del viento, dentro y fuera de las paredes de los tanques, toma desde T1 hasta T16.

Las tomas estáticas T17 y T18 son las laterales (a  $90^\circ$  y  $270^\circ$  respectivamente).

Las Tablas I y II indican los valores de  $C_p$  medios en cada toma estática en ambos tanques para tres distintas velocidades de viento de ensayo.

V	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17	T18
7	0.39	0.633	0.55	-0.99	-1.04	-0.88	-0.79	-1.24	-1.59	-0.64	-0.42	-0.82	-0.79	-0.62	-0.37	-0.27	-1.23	-1.22
10	0.723	0.92	0.723	-1.15	-1.15	-1.1	-1.08	-1.44	-1.65	-0.74	-0.23	-0.72	-0.6	-0.74	-0.59	-0.5	-1.27	-1.76
18	0.42	0.487	0.397	-0.57	-0.59	-0.55	-0.57	-0.73	-0.78	-0.41	-0.11	-0.32	-0.3	-0.41	-0.34	-0.29	-0.59	-0.99

Tabla I: Coeficientes de presión medios en cada toma estática medidos en el modelo de tanque A, para tres velocidades expresadas en m/s.

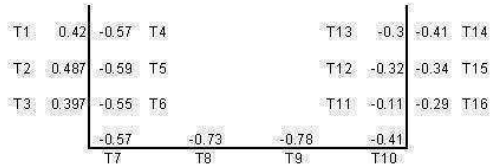
V	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17	T18
10	0.91	0.74	0.627	-0.78	-0.65	-0.54	-0.67	0.293	-0.53	-0.17	-0.07	-0.46	-0.43	-0.2	-0.21	-0.19	-0.6	-0.98
13	1.017	0.793	0.677	0.33	-0.81	-0.65	-0.83	-0.87	-0.76	-0.29	-0.28	-0.67	-0.62	-0.28	-0.33	-0.33	-0.86	-1.27
18	0.723	0.593	0.47	-0.8	-0.78	-0.65	-0.73	0.163	-0.75	-0.36	-0.37	-0.69	-0.61	-0.38	-0.37	-0.43	-0.77	-1.16

Tabla II: Coeficientes de presión medios en cada toma estática medidos en el modelo de tanque B, para tres velocidades expresadas en m/s.

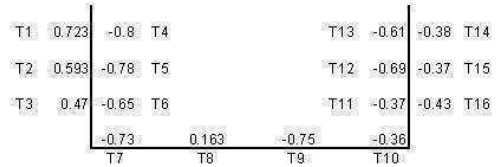


Tanque A:  $H/D=0,2425$ ;  $V=18$  m/s

Tanque B:  $H/D=0,6125$ ;  $V=18$  m/s



$C_p$  promedio en cada toma estática



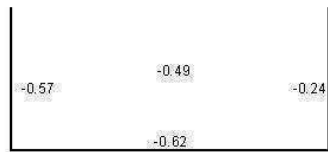
$C_p$  promedio en cada toma estática



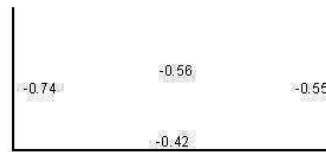
Diferencia de  $C_p$  en cada pared



Diferencia de  $C_p$  en cada pared



$C_p$  promedios en el interior del tanque



$C_p$  promedios en el interior del tanque

Figura 8: (arriba) valor promedio de los  $C_p$  en cada toma estática; (centro) diferencias de  $C_p$  en las paredes a sotavento y a barlovento en ambos tanques; (abajo) valores promedios de los  $C_p$  internos en cada pared y en el centro de cada tanque el promedio de todos los  $C_p$  internos.

En la figura 8 (centro) se puede observar que el efecto de succión interno del vórtice produce en la pared delantera del tanque (barlovento) una mayor carga, de la que se considera actualmente según las normas. Por otra parte, en la cara trasera del tanque (sotavento) al considerarse el efecto de succión interna del vórtice, se produce sobre una menor carga.

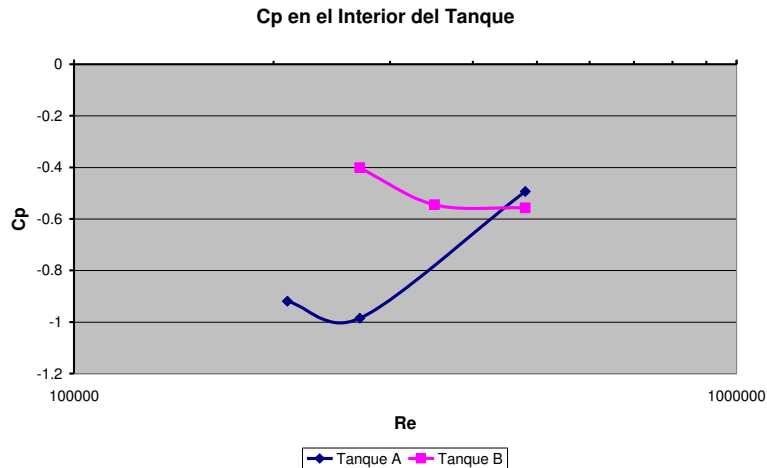


Figura 9: Variación del coeficiente de presión interior medio en ambos tanques en función del número de Reynolds.



Además, las paredes laterales de los tanques, al tener internamente un  $C_p$  negativo, producen una menor carga en esas paredes laterales, comparado con el caso de los tanques con cubierta. Graficando el valor promedio de los coeficientes de presión internos  $C_p$ , de los ensayos para ambos tanques, en función del número de Reynolds (figura 9) se puede apreciar que para el tanque de mayor esbeltez (modelo B), el  $C_p$  tiende a estabilizarse a medida que aumenta el número de Reynolds. Mientras que para el tanque de menor esbeltez (modelo A) el  $C_p$  tiende a disminuir, es decir el efecto succionador interno del vórtice se debilita con el aumento de la velocidad del viento y/o tamaño del tanque.

### 3.3.- Ensayos dinámicos

Para ver el efecto de la deformación de las paredes de los tanques (colapso), se realizó un análisis de escalas dinámicas (indicado en 2.4).

El efecto del vórtice que se genera en el interior de los tanques, produce una disminución en las deformaciones de las paredes laterales y de sotavento, mientras que se produce un aumento de carga en la frontal (barlovento). Cuando las cargas sobrepasan los valores críticos de deformación, ocurre el colapso como se pudo ver en los ensayos en túnel de viento con semejanza dinámica, como se ilustran en las figuras 10.



Deformación de ambos tanques debido al viento y el efecto del vórtice interno

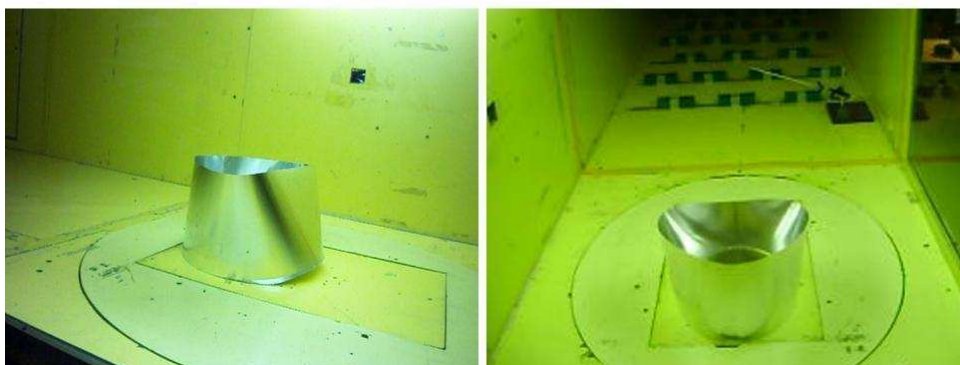


Figura 10: A partir del ensayo dinámico, se obtuvieron las deformaciones que se generaban en los dos modelos de tanques, (arriba) modelo A, (abajo) modelo B.

El tipo de deformación es semejante al ocurrido en el colapso de los tanques de petróleo citados en la introducción del presente trabajo, como se puede observar en las figuras 11 y 12.



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

**FoDAMI**



Figura 11: Comparación entre: (a) el tanque real tipo A colapsado, y (b) la deformación lograda en el ensayo en el túnel de viento.



Figura 12: Comparación entre: (a) el tanque real tipo B colapsado, y (b) la deformación lograda en el ensayo en el túnel de viento.

#### 4. CONCLUSIONES

El presente trabajo tuvo el objeto de describir la condición fluidodinámica por la cual, tanques de petróleo sin cubierta (en etapa constructiva) colapsan a velocidades de viento muy por debajo de la de diseño.

Las mediciones de presiones interiores y exteriores en las paredes laterales y en el fondo del tanque permitieron detectar la formación de un vórtice interior que produce mayores presiones a barlovento y menores succiones a sotavento, con respecto a la distribución de presiones para un tanque cerrado con techo fijo.

Desde el punto de vista fluidodinámico, la generación de este vórtice en la cavidad contribuye al colapso de estos tanques en construcción que presentan condiciones estructurales debilitadas frente a las del estado final una vez terminado el montaje.

La contribución principal del vórtice interno en la cavidad de los tanques que produce succión es lo que aumenta la carga sobre la pared frontal al viento (barlovento) y colabora con las condiciones que producen el colapso.

El vórtice fue visualizado por medio del arrastre de pequeñas esferas de poliestireno expandido de baja densidad, y se pudo cuantificar el efecto de dicha succión midiendo las presiones estáticas en un corte longitudinal en la dirección del viento en las caras externas e internas de los dos modelos de tanques.

El ensayo dinámico logró reproducir cualitativamente la deformación que se produce bajo estas condiciones fluidodinámicas a la que son sometidos los tanques sin cubierta, coincidiendo con la forma en que colapsaron.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



**UTN.BA**

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



**FoDAMI**

Cabe destacar, que en los ensayos dinámicos se observó que la forma de deformación para el tanque A de menor esbeltez, es muy sensible a las condiciones de borde en la unión del fondo (piso) del tanque con la pared lateral (tipo y cantidad de soldaduras, etc). Además, en los ensayos se puede observar que se produce un desprendimiento del fondo del tanque que también se presenta en los tanques colapsados. En trabajos posteriores se analizará la influencia del vórtice interno en el análisis de estabilidad del equilibrio de estas estructuras.

### REFERENCIAS

- [1] P.A. MacDonald, K.C.S. Kwok, J.D. Holmes. Wind loads on circular storage bins, silos and tanks: I. Point pressure measurements on isolated structures, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **31**, 165-187, 1988.
- [2] P.A. MacDonald, K.C.S. Kwok, J.D. Holmes. Wind loads on circular storage bins, silos and tanks: II. Effect of grouping, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **34**, 77-95, 1990.
- [3] R.J. Holroyd. On the behaviour of open-topped oil storage tanks in high winds (Part 1), *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **12**, 329-352, 1983.
- [4] Y. Uematsu, M. Yamada. Aerodynamic forces on circular cylinders of finite height, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **51**, 249-265, 1994.
- [5] CIRSOC 102. (2005). *Acción del viento sobre las construcciones*, Centro de Investigación de los Reglamentos Nacionales de Seguridad para Obras Civiles, Buenos Aires.
- [6] Jaca, Rossana. (2008). *Tesis Doctoral: "Límites Inferiores en Inestabilidad de Láminas Tanques de Pared Delgadas"*. Universidad Nacional de Córdoba.
- [7] Godoy, L.A. and Portela, G.; (2005). "A Review of Wind-Tunnel Results of Pressures on Tank Models"; University of Puerto Rico, Mayagüez Campus, Department of Civil Engineering.
- [8] Cicerone, José Esteban. (2011). Proyecto Integrador Profesional: "*Estudio de Estabilidad y Fluidodinámica en Tanques de Pared Delgada Frente a Cargas de Viento Mediante Modelación Física y Ensayos en Túnel de Viento*"; Departamento de Construcciones, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional del Comahue, Diciembre de 2011.
- [9] Boldes, U., Colman, J. (2011). *Wind Tunnels and Experimental Fluid Dynamics Research*. Rijeka, Croatia. Editorial In-Tech. Rijeka, Croatia.
- [10] Uematsu, Y., Coo, Ch., Kondo, K. Wind Loads on Open-Topped Oil Storage Tanks. *BBA VI International Colloquium on: Bluff Bodies Aerodynamics & Applications*, 20-24, 2008.
- [11] Pasley, H., Clark, C. Computational fluid dynamics study of flow around floating-roof oil storage tanks. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **86**, 37-54, 2000.

### Agradecimientos

Los autores de este trabajo desean agradecer a los miembros del Laboratorio de Capa Límite y Fluidodinámica Ambiental (LaCLyFA) de la Universidad Nacional de La Plata (UNLP), Doctores: Juan Sebastian Delnero, Jorge Colman Lerner y Julio Maraño Di Leo.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica III CAIM 2012



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



## OPTIMIZACION DEL PROYECTO DE DUCTOS

Remo Frabotta<sup>1</sup>, Gustavo Cavallo<sup>2</sup>

<sup>1</sup> UNLaM/UTN FRBA/ UDM  
Florencio Varela 1903, San Justo  
Remo.frabotta@arcaneng.com.ar

<sup>2</sup> IGPUBA-FIUBA/UTNFRBA  
gustavo.cavallo@arcaneng.com.ar

### RESUMEN

Todo proyecto destinado al transporte fluidos a gran distancia por cañerías debe cumplir con las premisas impuestas en las bases del diseño. Con estas premisas y con una formulación matemática adecuada, se asegura que el proyecto sea apto para trasportar el caudal a la presión prevista en las bases de diseño. Sin embargo, esto no es suficiente, puesto que este método de cálculo no da información acerca del costo de transporte.

El objetivo final de estos proyectos es transportar el fluido a un “costo mínimo”, y lo expuesto anteriormente no permite buscar el proyecto de mínimo costo (llamado “proyecto óptimo”). El objetivo del presente trabajo, es exponer una metodología de cálculo para obtener dicho “proyecto óptimo”.

Buscar un mínimo costo, obliga a evaluar los costos de los componentes del sistema, el costo de mantenimiento, y el costo operativo y todo otro costo inherente al sistema durante su vida útil.

Para transportar fluidos por cañerías es conveniente hacerlo con alta velocidad, pues resulta un diámetro menor, y consecuentemente de menor costo. Sin embargo, el transporte con alta velocidad requiere impulsarlo con mayor presión, un consumo mayor de energía, y compresores/bombas de mayor tamaño, lo que implica un costo mayor.

Otra variable es la cantidad de plantas, pues a mayor cantidad de compresores/bombas, tenemos menor salto de presión para una misma distancia de transporte, aumenta el costo al aumentar el número de plantas de compresión/bombeo, y por el otro lo disminuye por disminuir el salto de presión.

Al intentar resolver el problema la cantidad de ecuaciones que lo condicionan es menor que la cantidad de incógnitas, y en consecuencia admite infinitas soluciones. Entre las infinitas soluciones, y con la ayuda de las funciones de costo, se obtiene el proyecto óptimo, utilizando el método matemático desarrollado por Lagrange, mediante un conjunto de fórmulas, aplicable a casos prácticos, que permiten obtener las variables con su valor óptimo.

**Palabras Claves:** Optimizacion – Tuberías – Oleoductos - Gasoductos

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica III CAIM 2012



## 1. INTRODUCCIÓN

Todo proyecto destinado al transporte de fluidos por cañerías a distancia, debe cumplir con las premisas impuestas en las bases del diseño: caudal, presión en cabecera de la línea, presión mínima de llegada al consumo, geografía del trazado y demás condiciones requeridas.

Considerando estas condiciones y utilizando formulaciones matemáticas y programas, se asegura que el proyecto sea apto para transportar el caudal de fluido a la presión prevista en las bases de diseño. Sin embargo, esto no es suficiente, puesto que este método de cálculo no da información acerca del costo de transporte.

El general objetivo final de este tipo de proyectos debería ser transportar el fluido a un "costo mínimo"; la metodología aquí desarrollada trata justamente de buscar el proyecto de mínimo costo, que llamamos "Proyecto Optimo".

Para transportar fluido por ductos es conveniente hacerlo con alta velocidad de flujo, de esta manera resulta un diámetro de cañería menor y consecuentemente de menor costo. Sin embargo, el transporte con una alta velocidad trae como consecuencia la necesidad de impulsarlo con mayor presión, con un consumo mayor de energía de impulsión y máquinas de mayor tamaño, lo que implica un costo mayor.

Otra variable en juego también es la cantidad de plantas de impulsión instaladas sobre la línea, puesto que a mayor cantidad, tendremos menor salto de presión para una misma distancia de transporte, lo que por un lado aumenta el costo al aumentar el número de plantas, y por el otro lado disminuye el costo por disminuir el salto de presión.

Al intentar resolver el problema matemáticamente, se presenta el hecho que la cantidad de ecuaciones que condicionan al problema es menor que la cantidad de incógnitas a resolver, y en consecuencia el sistema admite infinitas soluciones. Entre esas infinitas soluciones, y con la ayuda de funciones de costo obtenidas del costo de los elementos que constituyen la instalación, se obtiene el proyecto óptimo, utilizando el método matemático de máximos y mínimos condicionados (Lagrange). Concluye este desarrollo ingenieril obteniendo un conjunto de fórmulas, aplicable a muchos casos prácticos (básicamente oleoductos, poliductos, gasoductos y mineraloductos), que permiten obtener las variables con su valor óptimo, y se corresponden con el mínimo costo de instalación y operación.

### 1.1. Optimización y Medio Ambiente.

Es fundamental destacar que todos los productos realizados por la industria son tomados básicamente de la naturaleza (materiales y energía) los cuales son transformados para encontrar un objetivo cierto. Pero estas transformaciones son, desde el punto de vista termodinámico irreversibles; con algún deterioro ecológico o ambiental resultante.

En términos generales la Optimización de los Sistemas significa Costo Mínimo y Consumo de Energía Mínimo, lo cual significa transformaciones irreversibles mínimas y mínimo deterioro ecológico. A fin de relacionar los aspectos de ingeniería con un adecuado cuidado del ambiente, una visión global del esquema "ecológico" y sus relaciones funcionales posibilitan minimizar el uso de materias primas y sus energías asociadas en el diseño de sistemas para transporte de fluidos.

Con las bases impuestas (caudal, presiones, ruta, etc.) y con la formulación matemática, se asegura que el proyecto sea el denominado "Proyecto Optimo".

El objetivo fundamental de este trabajo es introducir una metodología de cálculo para obtener el "proyecto óptimo", lo cual tiene estricta relación con el abastecimiento continuo de fluido a los consumidores al más bajo costo. El hecho de buscar un mínimo costo, nos obliga a evaluar los costos de todos los componentes que intervienen en el sistema.

Con las herramientas de la mecánica de los fluidos, de la resistencia de los materiales y de la transmisión de calor, se elaboran funciones de costo correspondientes a todos los elementos de la instalación. A continuación se optimizan las variables, de tal manera que la instalación resulte de "mínimo costo".

Una vez determinadas las variables óptimas, se realiza un cálculo mas preciso, con todas las variables en juego.

## 2. FUNCIONES DE COSTO

Para facilitar el trabajo matemático dividiremos el costo de toda la instalación en cuatro grandes grupos de variables: 1) Costo de la cañería (material, revestimiento, válvulas, accesorios e

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica III CAIM 2012



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



instalación), 2) Costo (valor actual) de la energía consumida para la operación de las instalaciones de compresión/bombeo, 3) Costo de las plantas de compresión o de bombeo y accesorios (equipos, materiales e instalaciones), y 4) Costo (valor actual) del fluido necesario para llenar inicialmente la cañería.

## 2.1. Costo de la cañería “C<sub>1</sub>”

El costo de la cañería depende del costo del material (o sea el correspondiente a la cañería de acero propiamente dicha, y el revestimiento aislante anticorrosivo y/o térmico, las válvulas de bloqueo de línea, los accesorios varios de cañerías, etc.) y del costo de la instalación. Mediante una investigación de mercado se obtienen los distintos costos en función del diámetro.

Para la obtención de esta función,  $C_1 = f(D)$ , y a los efectos de una formulación sencilla, resulta útil dividir los costos que intervienen en dos grandes grupos, uno que resulta proporcional al peso de la cañería (y que incluiría operaciones como el transporte de los caños, la descarga, el desfile y la soldadura); y otro proporcional al diámetro exterior de la cañería comprendiendo ítems como el revestimiento, el zanjeo, y la tapada. Siendo la expresión resultante:

$$C_1 = C_{11} + C_{12}$$

Se debe incluir asimismo en ambos casos una estimación del costo correspondiente al mantenimiento del ducto durante todo el tiempo de funcionamiento de la instalación.

## 2.2. Costo de la energía consumida en las plantas de compresión o bombeo “C<sub>2</sub>”

Este costo, puede considerarse como una función de la potencia necesaria en las plantas de compresión o bombeo y del tiempo de funcionamiento previsto de la instalación. Es posible estimar una función aproximada de la variación del costo de la energía consumida en función del diámetro  $D$  del ducto. Para su incorporación a la ecuación de costos totales, el precio de la energía consumida durante el funcionamiento debe ser convenientemente actualizado con una tasa de interés oportuna (valor actual), por cuanto los pagos se van realizando periódicamente durante la operación (vida) del ducto.

## 2.3. Costo de las instalaciones de compresión o bombeo “C<sub>3</sub>”

Este costo puede considerarse como una función de la potencia de compresión o bombeo incluyendo la necesaria para el funcionamiento del ducto y los equipos de reserva (potencia instalada). Se deben incluir en el mismo el costo de las instalaciones periféricas (filtros, válvulas, circuitos de medición y protección, sistema de control, etc.) y el mantenimiento y/o reemplazo de partes de la planta durante todo el tiempo de funcionamiento.

## 2.4. Costo del producto para llenar la cañería “C<sub>4</sub>”

Este costo es función del precio del petróleo, del gas natural o del producto/s a transportar (en calidad de ingreso al ducto) para el llenado inicial que posibilite el funcionamiento del conducto, necesario como “capital de trabajo”, que se incorpora al inicio del proyecto y que en teoría se recuperaría al final de la vida útil fijada para el proyecto. Por este motivo debe considerarse el valor actual del capital inmovilizado.

## 2.5. Costo total del proyecto “C<sub>T</sub>”

Una vez obtenidas las cuatro funciones de costo, se procede a sumarlas para obtener el Costo Total del proyecto (obviamente este es un costo ficticio en términos de inversión inicial).

$$C_T = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 = f(D)$$

El mínimo de  $C_T$  se obtendría derivando respecto  $\frac{\partial C_T}{\partial D} = 0$  del diámetro y con esto se

posibilitaría conocer el Diámetro Óptimo. La simplificación teórica expuesta para la búsqueda del Diámetro Óptimo, no es posible en forma directa en el esquema de cálculo propuesto porque las funciones de costo  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  y  $C_4$ , no resultan función de una sola variable a optimizar (estimativamente del “ $D$ ”), sino que son funciones de varias variables.

En este caso, la posibilidad real de hallar un óptimo se encuentra directamente ligado al método utilizado. Para optimizar varias variables sujetas a condicionamientos técnicos, se utiliza el método de

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica III CAIM 2012



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



los multiplicadores de Lagrange (también denominado de “máximos y mínimos condicionados”) cuya rigurosidad matemática nos exime de toda justificación.

### 3. PLANTEO DEL PROBLEMA DE OPTIMIZACION

La metodología para resolución de un proyecto óptimo de un ducto difiere en cierta medida si se trata de transportar un producto líquido, un producto gaseoso o una sustancia heterogénea fluidificada. En efecto se verá que el planteo de las funciones de costo de Oleoductos o Poliductos resulta idéntico pero difiere de las funciones y sistema resolvente del aplicado a los Gasoductos o Mineraloductos.

En el presente trabajo se ha denominado genéricamente Oleoductos (Caso I) cuando se trate del transporte de un producto líquido único, o Poliducto (Caso II) para el caso de “batches” de distintos productos transportados sucesivamente por la misma cañería. El Caso III se ocupa de la optimización de cañerías, para transporte de gas que se han denominado Gasoductos y el Caso IV trata los Mineraloductos (mezclas fluidicas de minerales sólidos y agua)

### 4. LINEAS PARA TRANSPORTE DE LIQUIDOS

#### 4.1. Caso I: Oleoductos

Dado un petróleo (u otro líquido) de densidad  $\rho = \text{cte}$  y la viscosidad  $\mu$ , se desea transportarlo una distancia  $L$  siguiendo una topografía determinada. Para lograr esto, es necesario colocar una cierta cantidad “ $\chi$ ” de estaciones de bombeo, donde a efectos del cálculo, consideramos la longitud total y la altura total, dividido por “ $\chi$ ”, quedando así definido cada tramo de cañería.

De la conservación de la energía (ecuación de Bernoulli)

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + \Delta h$$

El término de pérdidas (en cada tramo)

$$\Delta h = f \frac{V^2}{2g} \frac{L}{D_i \chi}$$

y siendo:  $Z_1 = 0$        $Z_2 = \frac{H}{\chi}$

$f =$  Factor de fricción (su valor generalmente se obtiene de funciones empíricas)

Se obtiene 
$$P_1 = P_2 + \rho g \frac{H}{\chi} + \frac{8f}{\pi^2} \frac{C_p^2}{\rho D_i^5} \cdot \frac{L}{\chi}$$

$P_1$ : Presión inicial en el tramo de cañería y salida de la planta de bombeo.

$P_2$ : Presión final en el tramo de cañería y presión de succión en la planta de bombeo.

$D_i$ : Diámetro interior de la cañería

#### 4.2. Caso II: Poliductos

Si bien lo ideal es transportar un producto por vez, en la práctica muchas veces se hace necesario que diferentes productos vayan circulando por la misma cañería a través del tiempo y entonces hay que resolver la optimización aplicando valores medios que caractericen al fluido “modelo”.

Importa sobre todo el volumen a transportar por vez (o por “batche”) o sea el volumen a transportar por “batche” de cada producto (tamaño de los “batches”), secuencia de los “batches” y el volumen a transportar por mes de cada producto.

Para la optimización se van a resolver tomando valores medios de densidad y viscosidad; y ponderados del factor de fricción.

#### 4.3. Casos I y II: Planteo de las funciones de costo (oleoductos / poliductos)

Para facilitar el trabajo matemático en la obtención de las funciones, dividimos el costo de toda la instalación en cuatro grandes grupos:

##### 4.3.1. Costo de la cañería instalada $C_1$

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica III CAIM 2012



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



Separando los costos relacionados con el peso de la cañería y los costos relacionados con la superficie exterior tenemos

$$C_1 = K_{11} \pi D_m e \gamma_f L + (K_{12} + K_{13}) \pi D L$$

$$C_1 = K_{11} \frac{1 + K_D}{2} D^2 \left( \frac{P_1}{2\sigma} \right) \pi \gamma_f L + (K_{12} + K_{13}) \pi D L$$

- $K_{11}$  : Costo de material de la cañería por unidad de peso  
 $K_{12}$  : Costo del revestimiento aislante térmico y/o anticorrosivo por  $m^2$   
 $K_{13}$  : Costo de la instalación de la cañería por  $m^2$   
 $\gamma_f$  : Peso específico del material de la cañería (acero)  
 $D_m$  : Diámetro medio de la cañería  
 $D$  : Diámetro exterior de la cañería

### 4.3.2. Costo de la energía consumida para el funcionamiento de las instalaciones de bombeo $C_2$

La energía que se consumirá depende de la potencia de las estaciones de bombeo

Siendo la Potencia  $N = \frac{C_\rho}{\eta_B} \left( \frac{P_1 - P_2}{\rho} \right) \chi$

Costo de la energía resulta  $C_2 = K_{02} K_2 \frac{N}{\eta_m} X t$   $C_2 = K_{02} K_2 \frac{t}{\eta_m \eta_B} \frac{C_\rho}{\rho} \left( \rho \cdot g \cdot \frac{H}{X} + \frac{8f}{\pi^2} \frac{C_\rho^2}{\rho X} \frac{L}{K_D^5 D^5 \cdot X} \right) X$

- $\eta_B$  : Rendimiento de las bombas  
 $\eta_m$  : Rendimiento del motor de accionamiento (Eléctrico, Térmico)  
 $N$  : Potencia de las bombas en Kw aplicada al bombeo durante la operación  
 $t$  : Tiempo de funcionamiento de las instalaciones (vida útil) en horas  
 $K_2$  : Costo unitario de la energía en Kw-h  
 $K_{02}$  : Coeficiente de actualización del costo de la energía (valor actual)  
 $\chi$  : Numero de plantas de bombeo, incluyendo la de cabecera

### 4.3.3. Costo de las plantas de bombeo $C_3$

Esta función no es lineal con la potencia de las plantas de bombeo. Para simplificar los cálculos suponemos una función lineal, valida dentro de un cierto rango de potencia

$$C_3 = (K_{03} + K_3 N) \chi$$

$$C_3 = K_{03} \cdot X + \frac{K_3}{\eta_B} \frac{C_\rho}{\rho} \left( \rho \cdot g \cdot \frac{H}{X} + \frac{8f}{\pi^2} \frac{C_\rho^2}{\rho X} \frac{L}{K_D^5 D^5 \cdot X} \right) X$$

- $K_{03}$ : Constante (valor fijo) que representa el costo del terreno y de las instalaciones auxiliares.  
 $K_3$ : Costo medio unitario de potencia de las estaciones de bombeo.  
 $N$ : Potencia instalada de los equipos de bombeo (inclusive las en "Stand By" o redundantes).

### 4.3.4. Costo del producto utilizado para llenar el oleoducto $C_4$

Es necesario evaluar asimismo el costo del "capital de trabajo" (producto de llenado inicial) sin el cual el sistema no podría funcionar

$$C_4 = K_{04} K_4 \frac{\pi D_i^2}{4} L = K_{04} K_4 K_D^2 \frac{\pi D^2}{4} L$$

- $K_4$ : Costo unitario del producto \$/m<sup>3</sup>  
 $K_{04}$ : Coeficiente de actualización de costo

### 4.3.5. Costo total (presente) del sistema

Costo total  $C_T$  de la instalación y operación se obtiene de la sumatoria de los costos antedichos

$$C_T = C_1 + C_2 + C_3 + C_4$$

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica III CAIM 2012



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



Se trata de buscar el mínimo de la función  $C_T$  condicionado con la función de flujo incompresible a régimen permanente, dada por la mecánica de los fluidos (ver 5.1)

Para simplificar los desarrollos matemáticos, en las funciones de costo  $C_1$ ,  $C_2$  y  $C_3$  reemplazamos las variables

$e$ : espesor de la cañería

$D_i$ : diámetro interior de la cañería

$D_m$ : diámetro medio de la cañería

$D$ : diámetro exterior de la cañería

Por resistencia de los materiales 
$$e = \frac{P_1 D}{2\sigma}$$

Llamando 
$$K_D = \frac{D_i}{D}$$

Resulta 
$$D_i = K_D D \quad D_m = \frac{1 + K_D}{2} D$$

Las funciones quedan de la forma:

$$P_1 - P_2 = \rho g \frac{H}{\chi} + \frac{8f}{\pi^2} \frac{C_\rho^2}{\rho K_D^5 D^5} \frac{L}{\chi}$$

$$\varphi = (P_1 - P_2) - \left( \rho g \frac{H}{\chi} + \frac{8f}{\pi^2} \frac{C_\rho^2}{\rho K_D^5 D^5} \frac{L}{\chi} \right)$$

$$C_T = K_{11} \frac{1 + K_D}{2} \frac{\pi}{2\sigma} P_1 D^2 L \gamma_f + (K_{12} + K_{13}) \pi D L + \left( \frac{K_{02} K_2 t}{\eta_m \eta_B} + \frac{K_3}{\eta_B} \right) C \rho \left[ \rho g H + \frac{8f C_\rho^2 L}{\pi^2 \rho K_D^5 D^5} \right] + K_{03} X + K_{04} K_4 K_D^2 \frac{\pi D^2}{4} L$$

#### 4.4. Optimización de variables Casos I y II (oleoductos / poliductos)

En estos casos I y II las incógnitas a optimizar son:

$D$ : diámetro exterior de la cañería

$P_1$ : presión máxima en la cañería

$\chi$ : cantidad de plantas de bombeo, incluyendo la de cabecera.

Para buscar el mínimo de la función  $C_T$ , condicionado a la función  $\varphi$  utilizamos el método de los multiplicadores de Lagrange.

$$\frac{\partial C_T}{\partial D} + \lambda \frac{\partial \varphi}{\partial D} = 0$$

$$\frac{\partial C_T}{\partial P_1} + \lambda \frac{\partial \varphi}{\partial P_1} = 0$$

$$\frac{\partial C_T}{\partial \chi} + \lambda \frac{\partial \varphi}{\partial \chi} = 0$$

Con este método se obtienen estas últimas tres ecuaciones que, junto con la ecuación de condición  $\varphi$  forman un sistema de cuatro ecuaciones con cuatro incógnitas:  $D; P_1; \chi; \lambda$

Operando se obtiene lo siguiente:

$$1) \quad \frac{1 + K_D}{2} K_{11} D^2 \gamma_f L \frac{\pi}{2\sigma} + \lambda = 0$$

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica III CAIM 2012



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



$$2) K_{03} + \frac{\lambda}{\chi^2} \left( \rho g H + \frac{8 f C_{\rho}^2 L}{\pi^2 \rho K_D^5 D^5} \right) = 0$$

$$3) P_1 = P_2 + \rho g \frac{H}{\chi} + \frac{8 f C_{\rho}^2 L}{\pi^2 \rho K_D^5 D^5} \frac{L}{\chi}$$

$$4) \left( \frac{1+K_D}{2} K_{11} \frac{\pi}{\sigma} P_1 \gamma_F + K_{04} K_4 K_D^2 \frac{\pi}{2} \right) D + (K_{12} + K_{13}) \pi - \left( \frac{K_{02} K_2 t}{\eta_B \eta_m} + \frac{K_3}{\eta_B} \right) \frac{40 f C_{\rho}^3}{\pi^2 \rho^2 K_D^5 D^6} + \lambda \frac{40 f C_{\rho}^2}{\pi^2 \rho K_D^5 \chi D^6} = 0$$

Dado lo complicado de resolver estas ecuaciones, se resuelven por aproximaciones sucesivas, estimado un diámetro D

$$\text{De (1)} \quad (-\lambda) = \frac{1+K_D}{2} K_{11} D^2 \gamma_F L \frac{\pi}{2\sigma}$$

$$\text{De (2)} \quad \chi = \left[ \frac{-\lambda}{K_{03}} \left( \rho g H + \frac{8 f C_{\rho}^2 L}{\pi^2 \rho K_D^5 D^5} \right) \right]^{1/2}$$

De (3) se calcula  $P_1$

Luego se verifica el D adoptado con la ecuación (4)

Durante el ciclo deben asimismo verificarse el  $K_d$  adoptado, el factor de fricción  $f$  adoptado, las constantes de costo  $K_3$  y  $K_{03}$  que dependen de la potencia, etc.

## 5. LINEAS PARA TRANSPORTE DE GASES

### 5.1. Caso III: Gasoductos

Todo gasoducto en general consta de la cañería de línea, una estación compresora de cabecera y estaciones compresoras intermedias, siendo "L" la longitud de toda la cañería y "χ" la cantidad de estaciones compresoras, entonces la cañería queda dividida en "χ" tramos.

En cada tramo, la cañería tiene una presión máxima  $P_1$ , al comienzo y una presión mínima  $P_2$  al final de la cañería debido a la pérdida de presión causada por el flujo. A los efectos de este cálculo de optimización, se supone un flujo isotérmico a régimen permanente en toda su extensión. La ecuación correspondiente a este flujo permanente isotérmico es la siguiente:

$$C_{\rho}^2 = \frac{\pi^2}{16} \frac{D_i^5 \chi}{RTfL} (P_1^2 - P_2^2) = \frac{\pi^2}{16} \frac{D_i^5 P_1^2 \chi}{RTfL} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^2 \right]$$

Siendo:

$C_{\rho}$ : Caudal de masa

$D_i$ : Diámetro interior de la cañería [m]

$\chi$ : Cantidad de plantas compresoras incluida la de cabecera

$R$ : Constante particular del gas (corregida con el factor Z de compresibilidad)

$T$ : Temperatura equivalente del gas para suponerlo isotérmico [°K]

$f$ : Factor de fricción obtenido de la fórmula de Churchill o del diagrama de Moody, en función de la rugosidad de la cañería (prácticamente es independiente del número de Reynolds)

$L$ : Longitud total de la cañería [m]

$P_1$ : Presión máxima en el interior de la cañería (en el comienzo) [Pa]

$P_2$ : Presión mínima en el interior de la cañería (en el final) [Pa]

Por lo expuesto, el caudal másico  $C_{\rho}$  de un determinado gas que puede transportarse por una cañería de longitud  $L$  es función del diámetro  $D_i$ ; de la cantidad de plantas compresoras  $\chi$ , de la presión  $P_1$  y de la relación de compresión .

Luego tenemos una sola ecuación con 4  $\left( \frac{P_1}{P_2} \right)$  incógnitas, lo cual admite infinitas soluciones. El

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica III CAIM 2012



problema es seleccionar entre las infinitas soluciones aquella que haga mínimo el costo de toda la instalación, es decir la "solución óptima". Para este objetivo, se deben crear las funciones de costo de todos los elementos que intervienen en la instalación.

Como se dijo anteriormente, dividimos los costos de la instalación en cuatro grandes grupos: costo de la cañería  $C_1$ , costo de la energía utilizada en las plantas compresoras  $C_2$ , costo de las plantas compresoras  $C_3$ , y costo del gas de llenado inicial del gasoducto  $C_4$ .

Para simplificar el desarrollo, definimos un coeficiente  $K_D = \frac{D_o}{D_i}$ , siendo  $D$  el diámetro exterior de la cañería y  $D_i$  su diámetro interior.

## 5.2. Caso III: Planteo de las funciones de costo (gasoductos)

De manera análoga a los oleoductos (y considerando las diferencias en cuanto al cálculo de la potencia de compresión), se tiene el costo total  $C_T$  de la instalación y operación se obtiene:

$$C_T = \left[ K_{11}(1 + K_D) \frac{\pi \gamma_f}{4 \sigma_{ad}} + \frac{2}{9} K_{04} K_4 K_D^2 \frac{\pi}{RT} \right] P_1 D^2 L + (K_{12} + K_{13}) \pi D L + \frac{K}{K-1} \left( \frac{K_{02} K_2}{\eta_m \eta_c} + \frac{K_3}{\eta_c} \right) C_{\rho} RT \left[ \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] X + K_{03} X$$

## 5.3. Optimización de variables Caso III (gasoductos)

Obtenida la función de costo total, se trata de optimizar las variables Diámetro:  $D$ , Presión máxima de operación:  $P_1$ , Relación de Compresión:  $P_1/P_2$  en compresoras, y Cantidad de plantas compresoras intercaladas en la línea:  $X$ ; todas ellas condicionadas a la ecuación de flujo isotérmico a régimen permanente.

Utilizando el método de los multiplicadores de Lagrange se obtienen los valores óptimos según se muestra a continuación:

$$C_T = f \left( D, P_1, \frac{P_1}{P_2}, \chi \right) \text{ Función de costo}$$

$$\varphi = C_{\rho}^2 - \frac{\pi^2}{16} \frac{K_D^5 D^5 P_1^2 \chi}{RT L} \left[ 1 - \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{-2} \right] = 0 \text{ Ecuación de condición}$$

Sistema de Lagrange (con  $\lambda$  multiplicador de Lagrange)

$$1) \frac{\partial C_T}{\partial D} + \lambda \frac{\partial \varphi}{\partial D} = 0$$

$$2) \frac{\partial C_T}{\partial P_1} + \lambda \frac{\partial \varphi}{\partial P_1} = 0$$

$$3) \frac{\partial C_T}{\partial \left( \frac{P_1}{P_2} \right)} + \lambda \frac{\partial \varphi}{\partial \left( \frac{P_1}{P_2} \right)} = 0$$

$$4) \frac{\partial C_T}{\partial \chi} + \lambda \frac{\partial \varphi}{\partial \chi} = 0$$

Hemos obtenido 4 ecuaciones con la aplicación del mencionado método, junto con la ecuación de condición se conforma un sistema de 5 ecuaciones con 5 incógnitas

$$D; P_1; \frac{P_1}{P_2}; \chi; \lambda.$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se obtienen las siguientes

expresiones:

$$(I) \left( \frac{K_{02} K_2 t}{\eta_m \eta_i} + \frac{K_3}{\eta_i} \right) C_{\rho} RT \left\{ \frac{1}{2} \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{K-1}{K}} \left[ \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^2 - \frac{3K-1}{K-1} \right] + \frac{K}{K-1} \right\} - K_{03} = 0$$

(II)

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica III CAIM 2012



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



$$D = \left\langle \left\{ \frac{K}{K-1} \left( \frac{K_{02}K_2t}{\eta_m\eta_c} + \frac{K_3}{\eta_c} \right) C_\rho RT \left[ \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] + K_{03} \left\{ \frac{\left( K_{11} \frac{1+K_D}{8\sigma_{ad}} \gamma_f + \frac{K_{04}K_4K_D^2}{9RT} \right)^2}{[\pi(K_{12} + K_{13})]^3} \right. \right. \right. \left. \left. \left. \frac{16C_\rho^2 RTf}{K_D^5 \left[ 1 - \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{-2} \right]} \right\} \right\}^{\frac{1}{4}}$$

$$(III) \quad P_1 = \frac{K_{12} + K_{13}}{\left( K_{11} \frac{1+K_D}{8} \frac{\gamma_f}{\sigma_{ad}} + \frac{K_{04}K_4K_D^2}{9RT} \right) D}$$

$$(IV) \quad \chi = \frac{16C_\rho^2}{\pi^2 K_D^5} \frac{RTfL}{D^5 P_1^2 \left[ 1 - \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{-2} \right]}$$

$$\frac{P_1}{P_2}$$

De la ecuación (I) se obtiene la relación de compresión:  $\frac{P_1}{P_2}$ , luego con ésta de la ecuación (II) se obtiene el diámetro exterior:  $D$  y sucesivamente de la ecuación (III) se obtiene la presión máxima en la cañería:  $P_1$  y de la ecuación (IV) se obtiene la cantidad de estaciones compresoras:  $\chi$  incluida la de cabecera. De esta forma es posible determinar las cuatro variables buscadas que hacen mínimo el costo total del proyecto, y por tal motivo se las denomina "óptimas".

## 6. AJUSTE FINAL DE LAS VARIABLES DE DEL SISTEMA PROYECTADO

Los resultados obtenidos obedecen a una optimización matemática, y la aproximación a valores comerciales plantea a posteriori una nueva optimización en términos de variables de uso común o estandarizado (diámetros externos de cañería por ejemplo), variables discretas (cantidad de plantas compresoras), o dependientes de regulaciones vigentes (presiones máximas de operación), normalmente lograda mediante una serie de cálculos detallados del gasoducto que se esta proyectando.

El diámetro  $D$  de la cañería se selecciona dentro de la serie estandarizada: se elige el diámetro más próximo al óptimo calculado ya sea mayor o menor (ver punto siguiente).

Una vez definidas las variables según los eventuales condicionamientos prácticos, deberá encararse un calculo detallado (por tramos) del ducto que se trate (oleoducto, poliducto o gasoducto), mediante una programación adecuada (normalmente una formulación a régimen permanente considerando la transferencia de calor y luego verificaciones en comportamiento transitorio) para verificar los parámetros del proyecto y definir con exactitud las condiciones y limites de operación para las diferentes componentes del ducto proyectado.

## 7. LINEAS PARA TRANSPORTE DE FLUIDOS HETEROGENEOS

### 7.1. Caso III: Mineraloductos

Se denomina flujo heterogéneo al flujo donde coexisten en él mismo las distintas fases de una o varias sustancias diferentes. Las fases pueden existir en forma sólida, líquida y gaseosa. En general, las mezclas de mayor importancia en la ingeniería son sólido-líquido, sólido-gas. En el caso de flujos liquido-gas se los denomina bifásicos (y en algunos casos "trifásicos" si se trata de dos líquidos inmiscibles entre si y un gas).

Desde el punto de vista práctico, en las mezclas sólido-líquido y sólido-gas lo que importa transportar es la masa de sólido. Para hacerlo con un flujo en cañería, se fluidifica al sólido en un líquido o un gas.

Para que el sólido quede fluidificado en el fluido, ya sea líquido o gas se necesita una velocidad mínima de transporte para que el sólido no sedimente y atasque el caño, lo que define la velocidad mínima de transporte.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica III CAIM 2012



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



Por otra parte, para que el flujo mezcla no quede atascado en la cañería se debe conocer la cantidad máxima de sólido que se pueda introducir en la vena fluida, lo que define la concentración.

La velocidad mínima de transporte y la concentración máxima de sólido en fluido son valores o relaciones experimentales propias de cada mezcla fluido-sólido.

En forma análoga se aplica el Método de Lagrange según las ecuaciones de Costo Total y de Condición desarrolladas mas arriba, y en función de las variables: Diámetro (D), Presión Máxima (P), Concentración del Sólido (C) y Número de Plantas de Impulsión (X):

$$\frac{\partial C_T}{\partial D} + \lambda \frac{\partial \varphi}{\partial D} = 0$$

$$\frac{\partial C_T}{\partial P_1} + \lambda \frac{\partial \varphi}{\partial P_1} = 0$$

$$\frac{\partial C_T}{\partial C} + \lambda \frac{\partial \varphi}{\partial C} = 0$$

$$\frac{\partial C_T}{\partial X} + \lambda \frac{\partial \varphi}{\partial X}$$

Las cuatro ecuaciones de Lagrange mas la ecuación de condición, forman el sistema de 5 ecuaciones con 5 incógnitas, de modo que el sistema está perfectamente definido y con única solución (ver apunte CEIT FRBA).

## 8. CONCLUSIONES

Como quedara visto para enfocar el problema, primero se requiere realizar una investigación en el mercado a los efectos de obtener todos los costos de los elementos que intervienen en la instalación y luego hacer regresiones matemáticas para obtener las funciones de costo.

Debe plantearse a continuación la ecuación que condiciona técnicamente el proyecto, por ejemplo la ecuación de flujo isotérmico para los gasoductos, en la cual intervienen todas las variables a determinar. Seguidamente, con la función de costo total, se busca el mínimo costo condicionado a la ecuación del flujo, utilizando el Método de los Multiplicadores de Lagrange, obteniendo de este modo las soluciones buscadas. Por último deben ajustarse los valores óptimos a valores prácticos o sea diámetro y máxima presión operativa.

El método propuesto pretende cumplimentar las exigencias de utilización efectiva de los recursos, racionalidad, y posibilidades efectivas de cálculo, siendo que la mayoría de los datos utilizados están usualmente disponibles en las empresas del sector, si bien algunos de ellos eventualmente requieran una acotada investigación de mercado. Las ecuaciones y detalle del método podrán consultarse en el apunte "Optimización del Proyecto de Ductos" que edita el CEIT FRBA.

Dada la importancia mayúscula que tienen los sistemas de transporte por ductos dentro de la industria de hidrocarburos líquidos y gaseosos nunca serán suficientes los esfuerzos que se hagan para lograr la mayor racionalidad económica al momento de proyectar un nuevo sistema.

El presente no es el primer tratamiento que se da al tema. Los métodos de optimización en el transporte de fluidos en particular son ya de larga data. No obstante este nuevo enfoque es el de una revisión actualizada en su lenguaje matemático y fundamentalmente en la cantidad de variables optimizadas simultáneamente, con un alcance que, como se ha expuesto, puede ser fácilmente ampliado a distintos tipos de sistemas de transmisión de fluidos a distancia (oleoductos, poliductos, acueductos, mineraloductos, etc) y adaptado a las condiciones locales en términos de unidades, normas, valores usuales, etc.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica III CAIM 2012

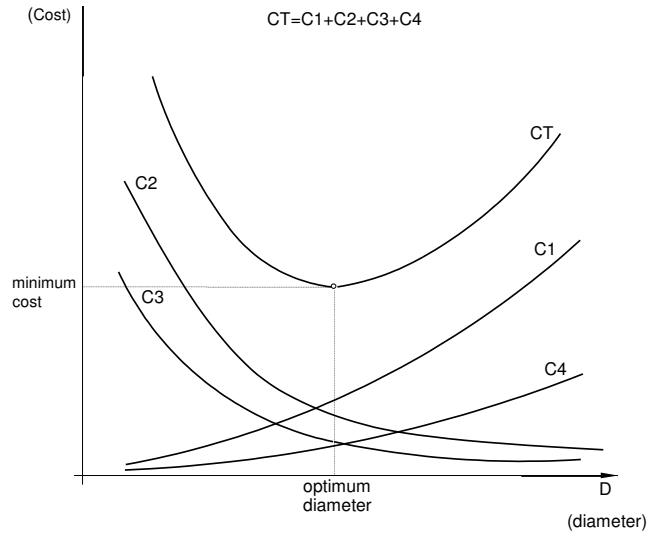


**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
INGENIERIA  
DE LAS  
INGENIERIAS

**FoDAMI**

## ANEXO 1



## 9. REFERENCIAS

- [1] Frabotta, Remo (autor principal); Cavallo, Gustavo (coautor). "Optimización del Proyecto de Ductos" (version preliminar), 2011. CEIT – UTN – FRBA.
- [2] Frabotta, Remo (autor principal); Gustavo, Cavallo (coautor). "Optimization of long distance gas pipeline projects" abstracts of the 22nd World Gas Conference. IGU 2003. Tokio, Japan.
- [3] Fritz, Hering. "Transporte de fluidos por tuberías", 1970. Manuales Labor. Editorial labor.
- [4] Clark, Bros-M., Amico. "Studio Sui Gasdotti ad Alta Pressione", 1960. Editorial Clark Bros Co, Inc Olean N.Y.

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



### Modelizado del tubo vórtice

Provenzano, Pablo\*, Tolaba, Marcela<sup>1</sup>, Baroni, Francisco, Aguerre, Roberto

*Depto. de Tecnología, Universidad Nacional de Luján,  
Cruce rutas 5 y 7 (6700) Luján, Argentina. rjaguerre@gmail.com.*

<sup>1</sup> *Depto. de Industrias - Fac. de Cs. Exactas y Naturales -UBA - Bs As – Argentina.*

#### RESUMEN.

El tubo vórtice es un dispositivo sin partes móviles, que separa un único flujo de aire comprimido en dos corrientes distintas: una de aire frío y otra de aire caliente. El aire se introduce dentro de un tubo abierto en sus extremos mediante una boquilla tangencial.

Se generan dentro del tubo flujos en forma de torbellino. Por el extremo proximal a la boquilla de entrada se produce la salida del aire frío, y por extremo opuesto sale el aire caliente. Debido a la fricción y el flujo altamente turbulento, todo el aire rota con la misma velocidad angular, como en un cuerpo rígido. En estas condiciones las temperaturas de entrada y salida del aire frío ( $T_{in}$ ,  $T_c$ ) se relaciona con el número de Prandtl. Al entrar el aire al tubo se generan flujos en forma de torbellino los cuales viajan en direcciones contrarias, a la misma velocidad angular. Por el principio de conservación del momento angular la velocidad rotacional del vórtice interno debería aumentar, pero en el tubo la velocidad angular permanece constante. El momento angular que el vórtice interno pierde, se manifiesta en el vórtice exterior como calor. Así, el vórtice externo se calienta y el interno se enfría. Debido a que el flujo es turbulento, microvolúmenes del fluido viajan desde el centro hacia el exterior (donde la presión es mayor), comprimiéndose y produciendo calentamiento, mientras que los microvolúmenes que se mueven hacia el centro del tubo disminuyen su presión, por lo que sufren enfriamiento. En el caso de un proceso irreversible se encuentra una relación entre las temperaturas de salida y la temperatura de entrada que depende del tipo de las propiedades del gas utilizado, la relación entre las presiones de salida y entrada, los caudales y el grado de irreversibilidad del proceso.

**Palabras Clave:** vortex, expansión, termodinámica, gas, adiabático

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



### 1. INTRODUCCIÓN.

El tubo de Ranque-Hilsch o tubo-vórtice es un dispositivo que separa un flujo en dos corrientes, una más caliente y otra más fría, que la temperatura de entrada. El dispositivo, que carece de partes móviles, fue concebido por G. Ranque [1] después que observara la existencia de un gradiente de temperatura radial en ciclones separadores. Hubo poco interés en el tubo-vórtice hasta que Hilsch [2] estudia su comportamiento térmico, y publica algunos detalles constructivos básicos.

El aire (o en general, el gas activo) se introduce en un tubo abierto en ambos extremos a través de una entrada de flujo tangencial. Se produce un flujo fuertemente rotatorio y el gas se desplaza a lo largo del tubo. Se encuentra que las regiones exteriores del flujo son más cálidas que el gas de la entrada, mientras que el gas que va hacia el centro del tubo experimenta enfriamiento. Un orificio posicionado detrás de la entrada separa el gas central fresco que sale del tubo por el lado izquierdo del diagrama. El flujo periférico caliente sale por el lado derecho del tubo donde se encuentra una válvula que permite regular las cantidades relativas de gas caliente y frío. Las diferencias de temperatura pueden ser sustanciales.

Se han publicado más de cien trabajos en los últimos 50 años relacionados con este dispositivo [3]. Sin embargo, el mecanismo subyacente que produce la transferencia de energía aun no se ha dilucidado [4].

Una reciente simulación numérica del tubo-vórtice [5] muestra que la concordancia con la observación requiere de un valor extraordinario del número de Prandtl turbulento de  $\sim 9$ , comparado con la unidad para el modelo turbulento  $k - \epsilon$ . El tubo-vórtice tiene la habilidad de transportar momento angular y energía mecánica eficazmente hacia afuera limitando severamente el flujo de calor hacia el interior, una propiedad compartida con los discos de acreción encontrados en astrofísica [6,7].

Un enfoque dimensional ha permitido [8] proponer el uso dos grupos adimensionales para caracterizar flujos rotatorios. El número de Rossby y el número de Ekman [9].

En el tubo-vórtice se encuentra que el número de Ekman es muy pequeño ( $Ek \ll 1$ ) en todo el campo de flujo. El número de Rossby es típicamente pequeño, pero a  $Ro = 0.1$ , es mucho más grande que el número de Ekman.

Escudier y col.[10,11,12] han investigado el flujo en un tubo-vórtice con una ranura de entrada que se extiende en toda su longitud, y operado con agua. Empleando técnicas no intrusivas, han encontrado una distribución de velocidad axial uniforme, y una variación de velocidad de remolino que puede modelarse por la solución de Burgers [13]. Dicha expresión da una distribución de velocidad muy similar a la distribución de Rankine, y es similar a la del vórtice de Oseen [14,15,16,17].

El objetivo del presente trabajo es desarrollar un modelo termodinámico a partir de los balances macroscópicos de materia, energía, y de entropía.

### 2. MODELO TERMODINÁMICO.

La Figura.1 muestra el volumen de control considerado en el análisis termodinámico. Para el análisis, sólo las propiedades de gas en las paredes, en la admisión y escape son de interés, es decir, para el análisis no deben considerarse detalles del proceso interno.

En este sistema, hay tres límites abiertos:  $A_i$ . Las propiedades de gas en estos límites abiertos son:  $p_i, T_i, \rho_i, V_i, H_i$ , con  $i = in(entrada), h(caliente), c(frío)$ .

Si se realiza un balance macroscópico de materia,

$$0 = \frac{d}{dt} \int_{VC} \rho dV + \int_{SC} \rho(\mathbf{v} \cdot \mathbf{n}) dA \quad (1)$$

En estado estacionario, se encuentra que:

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_h + \dot{m}_c \quad (2)$$

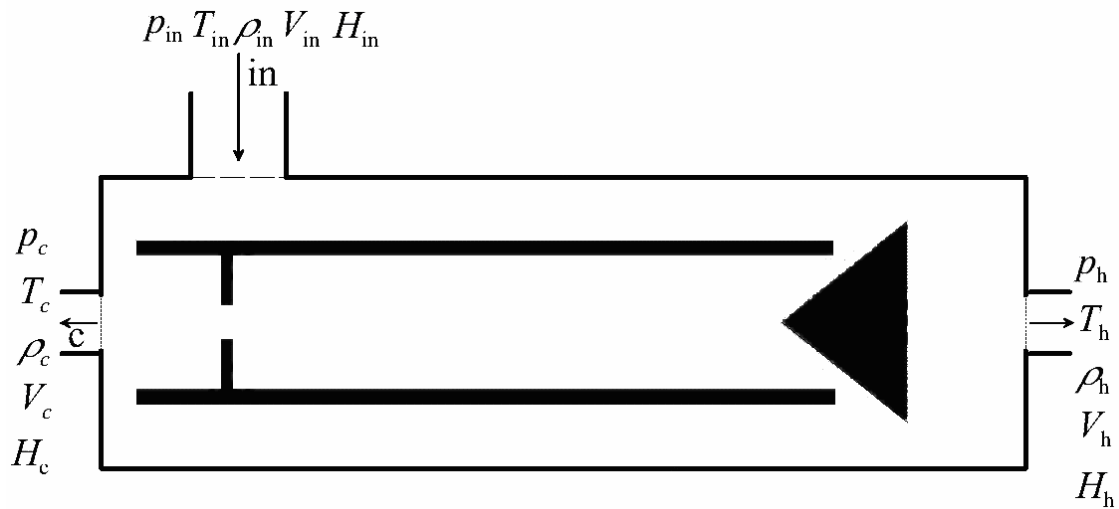


Figura 1: volumen de control usado en el análisis termodinámico

$\dot{m}_c$  y  $\dot{m}_h$  pueden expresarse como fracciones del caudal de entrada, entonces:

$$\dot{m}_{in} = (1 - \alpha) \dot{m}_{in} + \alpha \dot{m}_{in} \quad (3)$$

donde  $\alpha = \dot{m}_c / \dot{m}_{in}$  es la fracción fría. El balance de energía para sistemas abiertos es:

$$\dot{U} = \frac{d}{dt} \int_{VC} e \rho dV + \int_{SC} \left( e + \frac{P}{\rho} \right) \rho (\mathbf{v} \cdot \mathbf{n}) dA \quad (4)$$

donde  $e = u + v^2/2 + gz$ . Las contribuciones de las energías cinética y potencial pueden despreciarse puesto que las aberturas del dispositivo son grandes y las velocidades en ellas son mucho menores que la velocidad del sonido, y la diferencia de altura entre ellas es pequeña. En estado estacionario, y suponiendo que el Tubo de Ranque Hilsch es un sistema aislado, entonces  $\dot{U} = 0$ . Dado que la entalpía específica de un gas perfecto varía linealmente de la temperatura,  $h = c_p T$  se llega al siguiente resultado:

$$0 = \dot{m}_{in} [c_p T_{in} - (1 - \alpha) c_p T_h - \alpha c_p T_c] \Rightarrow T_{in} = (1 - \alpha) T_h + \alpha T_c \quad (5)$$

Puede plantearse además el balance de entropía:

$$\frac{dS}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{VC} (\rho s) dV + \int_{SC} \rho s (\mathbf{v} \cdot \mathbf{n}) dA + \int_{SC} \frac{1}{T} (\mathbf{q} \cdot \mathbf{n}) dA = \dot{S} \geq 0 \quad (6)$$

donde  $\mathbf{q}$  es el vector de flujo de calor. Los procesos irreversibles más importantes son:

- transferencia de calor debido a una diferencia de temperatura;
- flujo másico debido a una diferencia de presión;
- disipación viscosa.

En estado estacionario, y suponiendo que el Tubo de Ranque Hilsch es un sistema aislado, entonces:

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



$$0 = \dot{S}_{in} - \dot{S}_h - \dot{S}_c + \dot{S}_{ir} \Rightarrow \dot{S}_{ir} = \dot{m}_h s_h + \dot{m}_c s_c - \dot{m}_{in} s_{in} \quad (7)$$

$\dot{S}_c, \dot{S}_h, \dot{S}_{in}$  representan los flujo de entropía debidos al flujo de materia en el sistema, como  $\dot{S}_i = \dot{m}_i s_i$ , donde  $s_i$  es la entropía específica de la materia que fluye en el sistema.  $\dot{S}_{ir}$  es la velocidad de producción de entropía debido a procesos irreversibles. De las Ecuaciones (3) y (7) se obtiene:

$$\dot{S}_{ir} = \dot{m}_{in} [(1-\varepsilon)(s_h - s_{in}) + \varepsilon(s_c - s_{in})] \quad (8)$$

Para un gas ideal, se tiene que:

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - R_m \frac{dp}{p} \quad (9)$$

Siendo  $R_m$  la constante universal de los gases. Su integración definida conduce a:

$$s_2 - s_1 = c_p \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R_m \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \quad (10)$$

Sustituyendo la Ecuación(10) en la Ecuación (8) y suponiendo que  $p_c = p_h = p_a$ , se tiene:

$$\begin{aligned} \dot{S}_{ir} &= \dot{m}_{in} \left[ (1-\alpha) \left( c_p \ln \frac{T_h}{T_{in}} - R_m \ln \frac{p_h}{p_{in}} \right) + \alpha \left( c_p \ln \frac{T_c}{T_{in}} - R_m \ln \frac{p_c}{p_{in}} \right) \right] \\ &= \dot{m}_{in} R_m \left[ \frac{\gamma}{\gamma-1} \ln \left( \frac{T_h^{1-\alpha} T_c^\alpha}{T_{in}} \right) - \ln \left( \frac{p_a}{p_{in}} \right) \right] \geq 0 \end{aligned} \quad (11)$$

donde  $\gamma = c_p/c_v$  y  $\gamma/(\gamma-1) = c_p/R_m$

De la Ecuación (11), se tiene

$$\frac{c_p}{R_m} \ln \left( \frac{T_h^{1-\alpha} T_c^\alpha}{T_{in}} \right) - \ln \left( \frac{p_a}{p_{in}} \right) \geq 0 \Rightarrow \frac{T_h^{1-\alpha} T_c^\alpha}{T_{in}} \geq \left( \frac{p_a}{p_{in}} \right)^{\frac{R_m}{c_p}} \quad (12)$$

Si el proceso en el sistema es reversible y, entonces, la Ecuación (12) se convierte en:

$$\frac{T_h^{1-\alpha} T_c^\alpha}{T_{in}} = \left( \frac{p_a}{p_{in}} \right)^{\frac{R_m}{c_p}} \quad (13)$$

En el caso de un proceso irreversible, la Ecuación (11) da la velocidad de producción de entropía:

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



$$\dot{S}_{ir} = \dot{m}_{in} R_m \left[ \frac{c_p}{R_m} \ln \left( \frac{T_h^{1-\alpha} T_c^\alpha}{T_{in}} \right) - \ln \left( \frac{p_a}{p_{in}} \right) \right] = \dot{m}_{in} R_m \left[ \frac{c_p}{R_m} \ln \left( \frac{T_h^{1-\alpha} T_c^\alpha}{T_{in}} \right) + \ln \left( \frac{p_{in}}{p_a} \right) \right] \quad (14)$$

Que puede reordenarse para obtener la siguiente expresión:

$$\frac{c_p}{R_m} \ln \left( \frac{T_h^{1-\alpha} T_c^\alpha}{T_{in}} \right) + \ln \left( \frac{p_{in}}{p_a} \right) = \frac{\dot{S}_{ir}}{\dot{m}_{in} R_m} = \Phi_{ir} > 0 \quad (15)$$

El factor  $\Phi_{ir}$  representa la generación de entropía adimensional del proceso irreversible. La Ecuación (15) puede escribirse como:

$$\left( \frac{T_h}{T_{in}} \right)^{1-\alpha} \left( \frac{T_c}{T_{in}} \right)^\alpha = \left( \frac{p_a}{p_{in}} \right)^{\frac{R_m}{c_p}} \exp \left( \frac{c_p}{R_m} \Phi_{ir} \right) \quad (16)$$

Esta Ecuación puede combinarse con la Ecuación (5) para evaluar  $T_h$  y  $T_c$ .

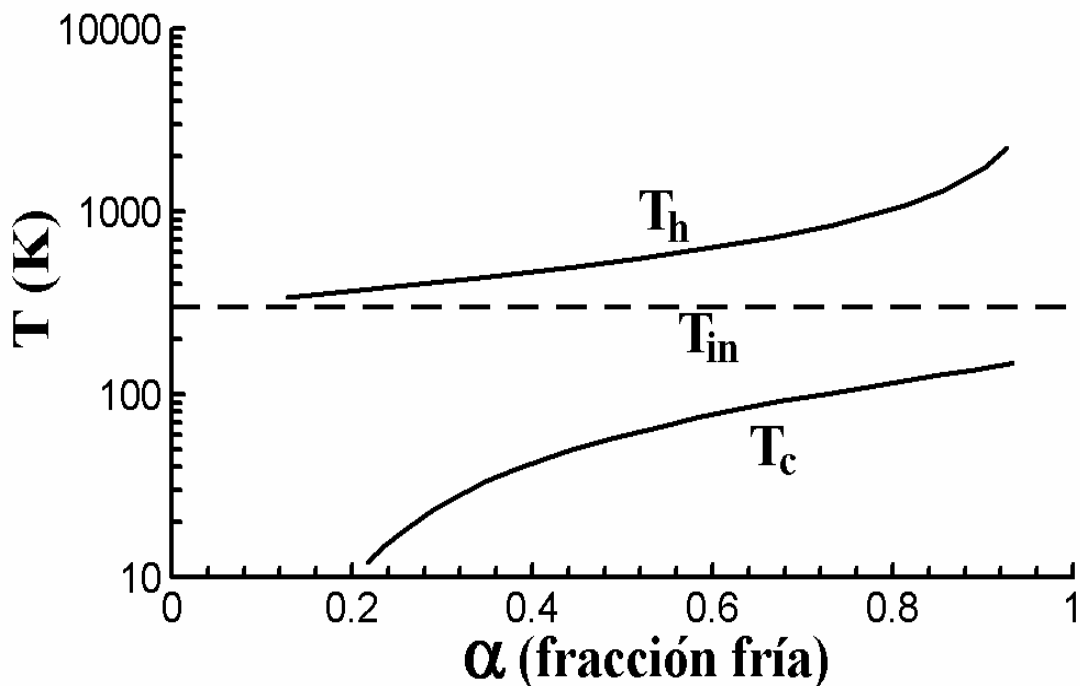


Figura 2: Temperaturas de escape caliente y fría como funciones de fracción fría  $\alpha$ , basados en el análisis termodinámico, para un process irreversible, para  $p_{in}/p_a = 10$  y  $T_{in} = 300$  K

### 3. RESULTADOS.

Si se tiene aire ( $\gamma = 1.4$ ) a  $T_{in} = 300$ K, con una relación de presiones  $p_{in}/p_a = 10$ , para diferentes fracciones frías  $\alpha$ , se obtienen las dos temperaturas de escape, como se muestra en la Figura 2. Cuando el proceso dentro del Tubo de Ranque Hilsch es reversible,  $\Phi_{ir} c_p / R_m = 0$ . Cuando la fracción fría es cercana a cero, en este caso extremo, casi todo el gas de entrada escapa del lado

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



**UTN.BA**  
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES



caliente y la temperatura en el lado frío tiende a 0K, y la temperatura de escape caliente está muy cerca de la temperatura de entrada.

Cuando la fracción fría tiende a uno, casi todo el gas se escapa del lado frío. De acuerdo con el proceso adiabático supuesto, la temperatura de escape fría dependerá de la caída de presión sobre el Tubo de Ranque Hilsch, unos 155 K. Debido a la primera ley, la temperatura de escape caliente vuelve infinita. En la práctica, la temperatura de salida minoritaria nunca será infinita o cero pues el proceso dentro del Tubo de Ranque Hilsch nunca será reversible.

Se observa que cuando se aumenta la fracción fría aumentan las temperaturas los gases de escape caliente y frío.

El modelo desarrollado permite predecir el comportamiento del tubo vórtice para un proceso irreversible, teniendo como caso límite el isoentrópico desarrollado y presentado en la Figura 2. Se ha encontrado una relación entre las temperaturas de salida y la temperatura de entrada que dependiente de las propiedades del gas utilizado, la relación entre las presiones de salida y entrada, los caudales y el grado de irreversibilidad del proceso dada por la entropía adimensional del proceso irreversible.

#### 4. REFERENCIAS.

- [1] Ranque, G.J. (1933) Expériences sur la détente giratoire avec productions simultanées d'un échappement d'air chaud et d'un échappement d'air froid. *Journal de Physique et de la Radium*, 4, pp. 1125–1155.
- [2] Hilsch, R. (1947) The use of the expansion of gases in a centrifugal field as a cooling process. *The Review of Scientific Instruments*, 18(2), p. 108, Feb. 1947.
- [3] Gao C. (2005) *Experimental study on the Ranque-Hilsch vortex tube*. PhD Thesis. CIP-Data Library Technische Universiteit Eindhoven.
- [4] Thompson M. J. (2006) *An Introduction to Astrophysical Fluid Dynamics*. Imperial College Press.
- [5] Fröhlingdorf, W. y Unger, H. (1999) Numerical investigations of the compressible flow and the energy separation in the Ranque-Hilsch vortex tube. *Int. Jour. of Heat and Mass Transfer*, 42, 415.
- [6] Colgate S.A., Li H. (1999) The Magnetic Fields of the Universe and Their Origin. *Highly Energetic Physical Processes and Mechanisms for Emission from Astrophysical Plasmas IAU Symposium, Vol. 195*.
- [7] Colgate S.A. y Buchler, J.R. (1984) Coherent Transport of Angular Momentum - The Ranque-Hilsch Tube as a Paradigm.- arXiv:astro-ph/9909022v1 1 Sep 1999
- [8] Tritton, D J. (1984) *Physical Fluid Dynamics*. Van Nostrand Reinhold (UK) Co. Ltd.
- [9] Escudier, M. (1987) Confined vortices in flowmachinery. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 19, pp. 27–52.
- [10] Escudier, M P, Bornstein, J, y Zehnder, N. (1980) Observations and LDA measurements of confined turbulent vortex flow. *Journal of Fluid Mechanics*, 98(1), pp. 49–63.
- [11] Escudier, M P y Keller, J J. (1983) Vortex breakdown: A two stage transition. *Current Papers* 342, AGARD.
- [12] Escudier, M P y Keller, J J. (1985) Recirculation in swirling flow : A manifestation of vortex breakdown. *Journal of the American Institute of Aeronautics and Astronautics*, 23, pp. 111–116.
- [13] Burgers, JM. (1948) A mathematical model illustrating the theory of turbulence. *Advances in Applied Mechanics*, pages 197–9.
- [14] Oseen, C W. (1911) *Ark. f. Math. Astron. och. Fys.*, 9.
- [15] Oseen, C W. (1927) *Neuere Methoden und Ergebnisse in der Hydrodynamik*. Leipzig: Akademische Verlagsgesellschaft.
- [17] Schlichting, H. (1968) *Boundary Layer Theory*. McGraw-Hill Book Company, sixth edition.

#### 5. SÍMBOLOS.

A	área
$c_p$	calor específico a presión constante
$c_v$	calor específico a volumen constante
g	aceleración de la gravedad

# Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

## III CAIM 2012



### UTN.BA

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL  
FACULTAD REGIONAL BUENOS AIRES

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
DE INGENIERIA  
DE LAS  
INGENIERIAS

### FoDAMI

$h$	entalpía específica
$m$	masa
$\mathbf{n}$	vector unitario normal local a la superficie A
$p$	presión
$Q$	calor
$\mathbf{q}$	flujo de calor
$R_m$	constante específica de los gases
$S$	entropía del sistema
$s$	entropía específica
$S_{ir}$	entropía por procesos irreversibles
$T$	temperatura
$U$	energía
$u$	energía específica interna
$v$	velocidad
$V$	volumen
$z$	altura
$\gamma$	$c_p/c_v$
$\alpha$	fracción fría
$\Phi_{ir}$	entropía adimensional irreversible
$\rho$	densidad

#### Subíndices

a	ambiente
c	frío (salida)
h	caliente (salida)
in	entrada