



**DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA**

**FACULTAD DE INGENIERIA**

**UBA**



*Paseo Colón 850, Ciudad de Buenos Aires (C1063ACV), Argentina Tel.: +54-11-4343-0891/2775 Ext.: 380/382*

## **TRABAJO PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA**

**Mini Baja**

**Área Motor y Transmisión**

**Alumnos: Martín Darío Laurenzano. Padrón 79293.**

**Tutores: Jorge Errazquin.**

**Código: 051-10**

**Año 2006**

## ÍNDICE

<b>1 -</b>	<b>INTRODUCCIÓN</b>	<b>4</b>
<b>2 -</b>	<b>MOTOR: Características Técnicas</b>	<b>5</b>
2.1 -	INTRODUCCIÓN	5
2.2 -	DESARROLLO	6
2.2.1	Desarme	6
2.2.2	Armado y puesta a punto	15
2.3 -	CONCLUSIONES	18
<b>3 -</b>	<b>CÁLCULO DE EJE TRASERO</b>	<b>19</b>
3.1 -	INTRODUCCIÓN	19
3.2 -	DESARROLLO	20
3.2.1	Estimación de estados de carga	20
3.2.2	Cálculo	26
3.2.2.1	Eje	26
3.2.2.2	Cálculo del ancho de las chavetas	32
3.2.2.3	Verificación por FEA (Finit Element Analysis)	33
3.2.2.4	Rodamientos	36
3.3 -	PLANOS, DESPIECE, DETALLES	38
<b>4 -</b>	<b>CÁLCULO DE REDUCTOR DE VELOCIDAD</b>	<b>41</b>
4.1 -	INTRODUCCIÓN	41
4.2 -	DESARROLLO	42
4.2.1	Relaciones de transmisión	42
4.2.2	Cálculo de Ejes	44
4.2.3	Rodamientos y Soportes	52
4.2.4	Piñones, Coronas y Cadenas	53
4.2.5	Alineación de ejes y tensores de cadenas	55
4.2.6	Verificación de perfiles	56
4.3 -	CONJUNTOS, PLANOS, DETALLES	58
<b>5 -</b>	<b>ESTUDIO DE REDUCTOR VARIABLE</b>	<b>61</b>
5.1 -	INTRODUCCIÓN	61
5.2 -	DESARROLLO	62
5.2.1	Anderson A+CVT	62
5.2.1.1	De conos	62

5.2.1.2 De poleas	63
5.2.2 Gesselschaft CVT	65
5.2.3 Transrevolution Inc. IVT	65
5.2.4 Masas excéntricas	67
5.2.5 Transmisión manual con embrague	68
5.2.6 Comet CVT	68
5.2.7 Toroidal	69
5.2.8 Ratio Disc Corp PCT	71
5.3 CONCLUSIONES	72
<b>6 - ANÁLISIS DEL CVT</b>	<b>73</b>
6.1 - INTRODUCCIÓN	73
6.2 - DESARROLLO	74
6.2.1 - Funcionamiento	74
6.2.2 - Verificación del sistema por Elementos Finitos	82
6.2.2.1 Introducción	82
6.2.2.2 Análisis	84
6.3 - CONCLUSIONES	103
<b>7 - MONTAJE DEL MOTOR</b>	<b>104</b>
7.1 - INTRODUCCIÓN	104
7.2- DESARROLLO	105
7.2.1 Soporte	105
7.2.2 Alineación	109
<b>8- MAZAS TRASERAS</b>	<b>111</b>
8.1 - INTRODUCCIÓN	111
8.2 - DESARROLLO	112
8.2.1 Diseño propuesto	112
8.2.2 Estado de Carga	113
8.2.3 Verificación para aproximar dimensiones	114
8.2.4 Chaveta	116
8.2.5 Diseño real	116
8.2.6 Cálculo del cordón de soldadura	116
8.2.7 Verificación pieza final	118
8.2.8 Montaje	122
8.3 - PLANOS	124
<b>9 - LISTA DE MATERIALES</b>	<b>125</b>
<b>10 - ANEXOS</b>	<b>126</b>

## **1 - INTRODUCCIÓN**

El objetivo del presente trabajo profesional es desarrollar el proyecto de suministro y transmisión de potencia mecánica para impulsar la unidad del proyecto Mini Baja tomando como base los requerimientos del reglamento de la competencia.

## **2 - MOTOR: Características Técnicas**

### **2.1 - INTRODUCCIÓN**

El objetivo del siguiente capítulo es describir las características técnicas, mantenimiento, armado y puesta a punto del motor Briggs & Stratton Intek 305 OHV. Se incluye una descripción de las herramientas necesarias para su mantenimiento y asistencia durante la competencia, así como algunas modificaciones permitidas necesarias para sortear inconvenientes.

El motor estipulado por reglamento para la competencia SAE Mini Baja es un modelo estándar de la firma Briggs & Stratton. Se identifica al mismo como Intek 305 OHV 205432. Es un motor monocilíndrico de cuatro tiempos, 305 CC y potencia nominal igual a 10 HP. Características detalladas figuran en el Anexo 1.

El representante en Argentina de Briggs & Stratton es la Sociedad Industrial S.R.L. En las instalaciones de la misma, ubicadas en Yrigoyen 668, Ciudadela, se realizó la capacitación sobre los temas mencionados en el ítem 1.

## 2.2 - DESARROLLO

### 2.2.1 Desarme

Se comenzó desarmando el motor para estudiar el montaje y funcionamiento de sus piezas.

La figura 1 muestra el motor visto desde la derecha. Ya se ha desmontado el filtro y puede verse la entrada de aire hacia el carburador (Abajo izquierda). También se ha removido el panel del interruptor y acelerador (debajo del tanque de nafta), este se describe más adelante junto con el sistema del acelerador.

Este motor fue originalmente diseñado para grupos electrógenos, es un motor estático. Por lo tanto muchas de sus piezas no están preparadas para el régimen que se le impondría al ser utilizado en el Mini Baja.

El arranque del motor se realiza mediante manija y cuerda. La tapa de este sistema, que se observa abajo a la derecha en la figura, esta remachada a la carcasa que cubre el volante/magneto. Se recomienda eliminar los remaches y reemplazarlos por tornillos y tuercas soldadas a la carcasa. Esta modificación al motor esta permitida y en el caso de una avería del sistema de arranque durante la competencia brinda la posibilidad de realizar una rápida reparación. También es recomendable reemplazar la cuerda original por otra de mejor prestación. En algunos modelos incluso se ha modificado el método para permitirle al conductor encender el motor sin la necesidad de bajarse del vehículo. Esto se logra con un sistema de poleas y una cuerda mas extensa.

Algunos modelos de motor tienen incorporado un interruptor medidor de nivel de aceite. Esto funciona adecuadamente en el caso de un motor estático, pero en el Mini Baja sería imposible que el motor funcione en forma continua con este interruptor operando ya que el baño de aceite estaría en constante agitación. El modelo y tipo de motor especificado por el reglamento no posee este interruptor. Pero en caso no conseguirse el modelo exacto, este interruptor puede anularse.

Otro cambio que debe hacerse y está estipulado en el reglamento es la tapa del tanque de nafta por otra que evite que al volcarse se derrame el combustible.



Figura 1

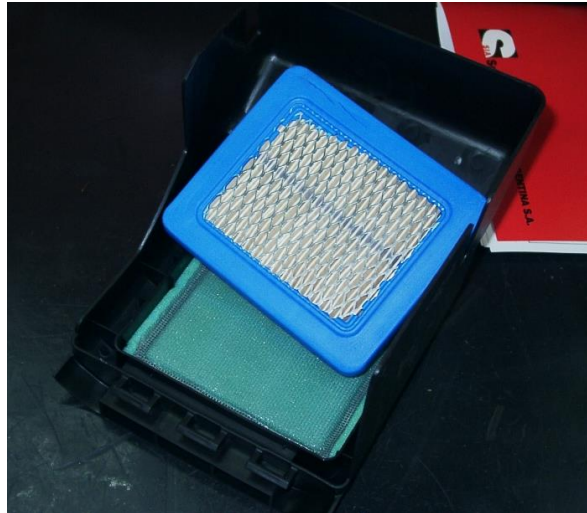


Figura 2

El reglamento permite reubicar el tanque de nafta teniendo en cuenta las precauciones de seguridad necesarias.

En la figura 2 se ve el filtro de aire. Se trata de un filtro seco de doble elemento y su reemplazo es bastante sencillo.

Luego se procede a desmontar el tanque de nafta, ubicado encima del motor. El mismo tiene una capacidad de 3.785 litros. Las figuras 3 y 4 muestran sus partes superior e inferior. Puede verse una llave de paso y cuatro agujeros para atornillar el tanque a su soporte. Dentro del tanque se encuentra un filtro de nafta de 150 micrones.



Figura 3



Figura 4

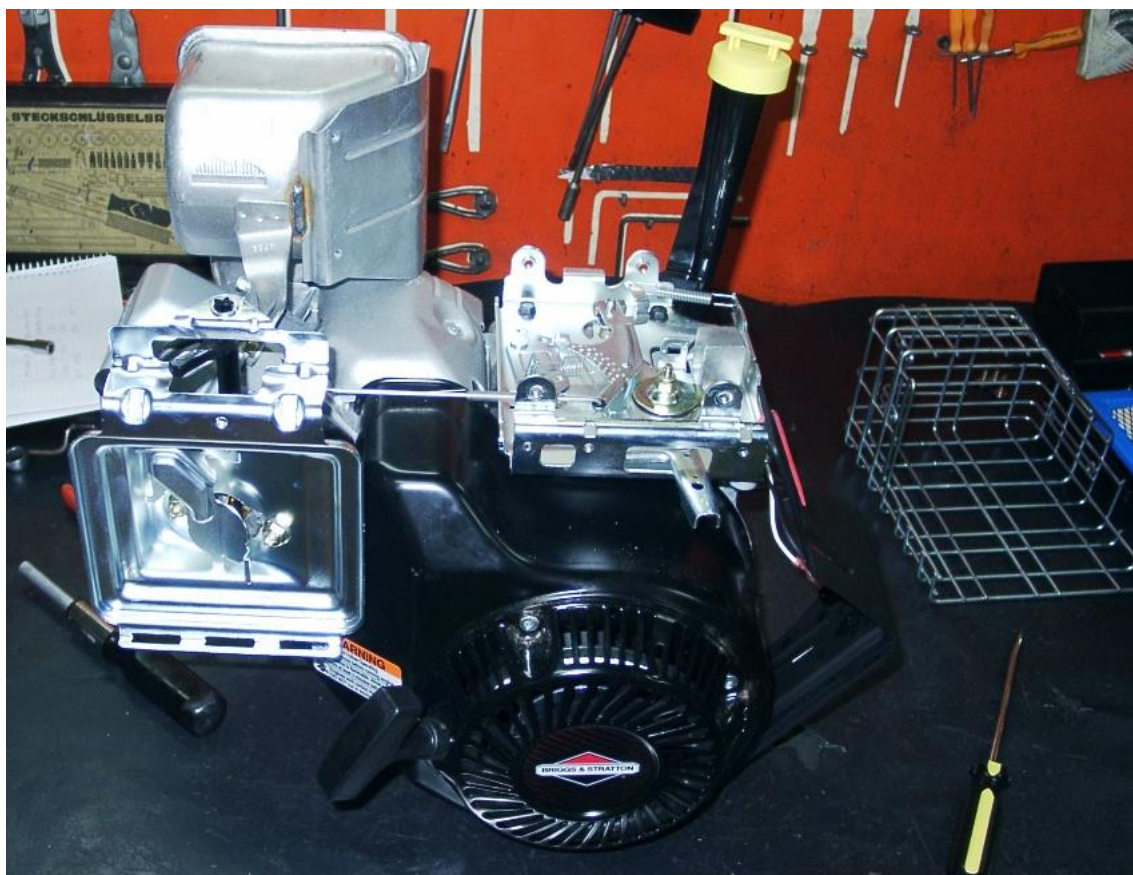


Figura 5

Se quita la rejilla protectora del silenciador como se observa en la figura 5.

Figura 6

En la figura 6 pueden observarse dos cosas. Primero, dos de los bulones que fijan el silenciador al motor tienen una chapa de seguridad, para evitar que se aflojen por la vibración. Segundo, en la zona del eje de salida del motor, pueden verse varios orificios roscados en el block. Estos orificios sirven para acoplar un reductor de velocidad. Deberán tenerse en cuenta el número, disposición y diámetro de estos agujeros para la selección de la transmisión. También deberán tenerse en cuenta las dimensiones del eje, el chavetero del eje, y las posibles interferencias con otras partes del motor.



Esta es la parte posterior del panel. Las conexiones que se ven son para el interruptor ON/OFF del motor, el cable negro proviene del interruptor de nivel de aceite.



Figura 7

En la figura 8 se observa en detalle el sistema de acelerador. La barra H esta fija al eje S. Este eje se introduce en el motor hasta la zona del cigüeñal. En ese extremo inferior tiene una veleta que es accionada por un perno E solidario con un sistema centrífugo o mariposa. Es decir, cuando el motor aumenta su número de revoluciones, el sistema centrífugo hace que el perno E avance en forma axial, empujando la veleta, haciendo girar por último, la barra H en sentido antihorario. De esta forma, la varilla C se desplaza hacia la izquierda en la figura, cerrando la mariposa del carburador.

Por otro lado, el resorte R impondrá a la barra H una fuerza antagónica a la ejercida por el perno E. A mayor tensión del resorte R, la barra H tenderá a girar en sentido horario. Y por medio de la varilla C abrir la mariposa del carburador.

Es decir, regulando la tensión en el resorte R, se establece un equilibrio con la tensión impuesta por el perno E, que responde al sistema centrífugo. Este sistema de mariposa aporta una fuerza proporcional al número de revoluciones del motor.

Se logra así un control estricto del número de vueltas del motor. Este complicado sistema de aceleración es especialmente útil para motores que abastecen a grupos electrógenos. Para el caso del Mini Baja, NO pueden hacerse modificaciones a las piezas del mismo.

La fuerza ejercida por el resorte R se regula mediante el sistema de barras A, B y D. Dado que este varillaje es usado en motores estáticos que funcionan a régimen constante, la varilla A es bastante dura para el manejo. Para adaptar el sistema al Mini Baja, en el cual el comando de aceleración será a distancia, puede aflojarse la tuerca T y de esta forma lograr un control más dinámico de la aceleración.

Cabe aclarar que el resorte R y cada uno de los distintos agujeros para vincularlo a la barra H están perfectamente calibrados y no pueden alterarse. La velocidad máxima del motor esta configurada en 4200 r.p.m.

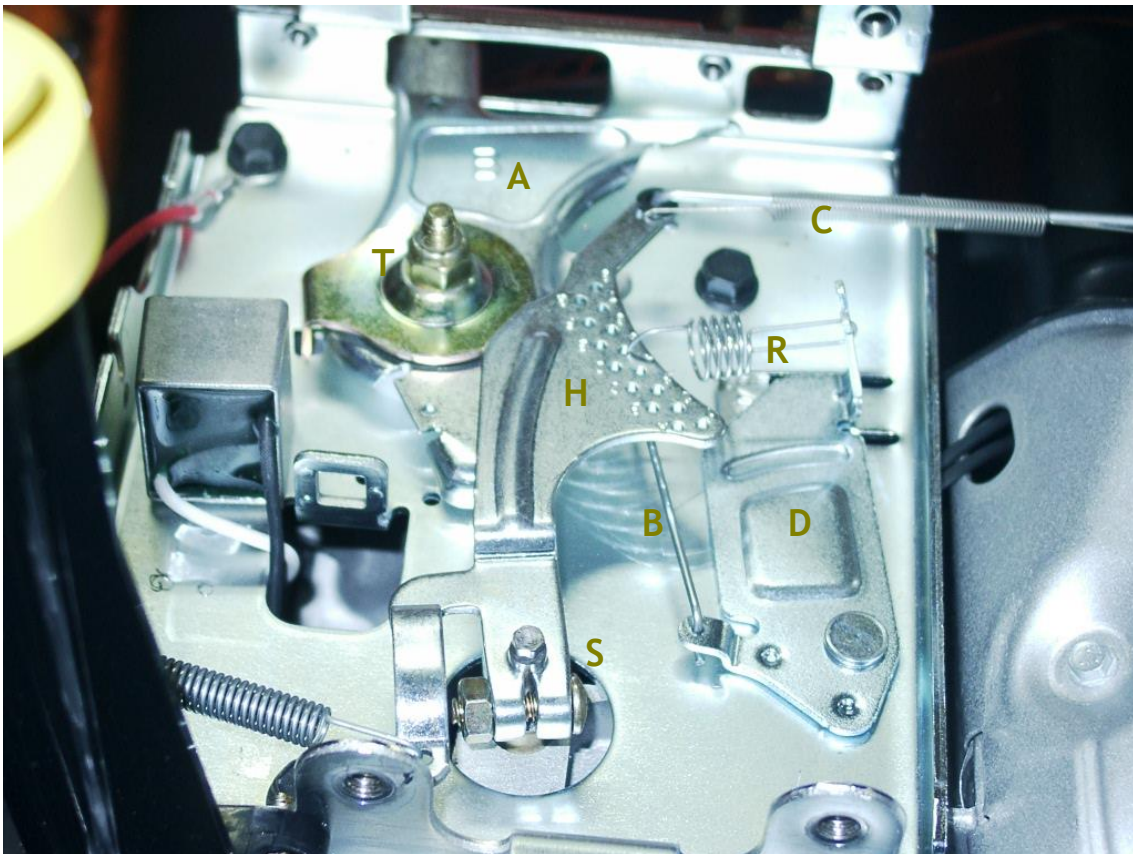


Figura 8

A continuación se quitaron el silenciador, la chapa aislante, la tapa de válvulas y el carburador.



Figura 9

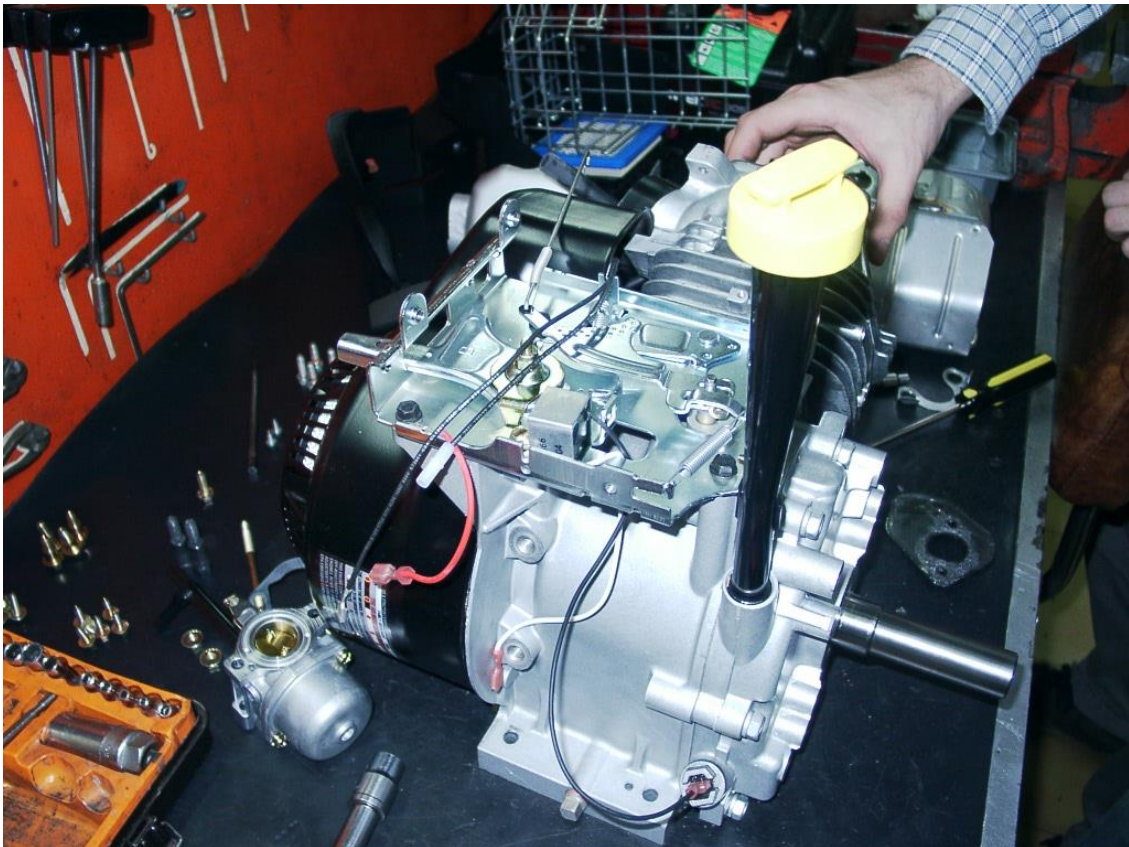


Figura 10

En la figura 10 puede verse el carburador de succión lateral, de  $\frac{3}{4}$ " (19 mm). Aquí se remueve el tubo medidor de aceite.

Luego se quita la carcasa, puede verse el ventilador abulonado al volante. En el lado opuesto estaría ubicada la bobina, montada junto al volante/magneto genera la energía eléctrica para el encendido.

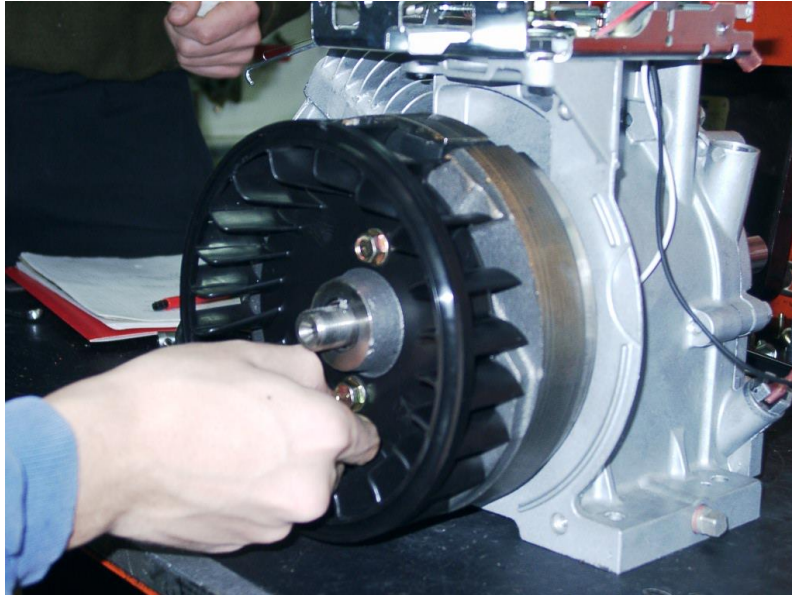


Figura 11

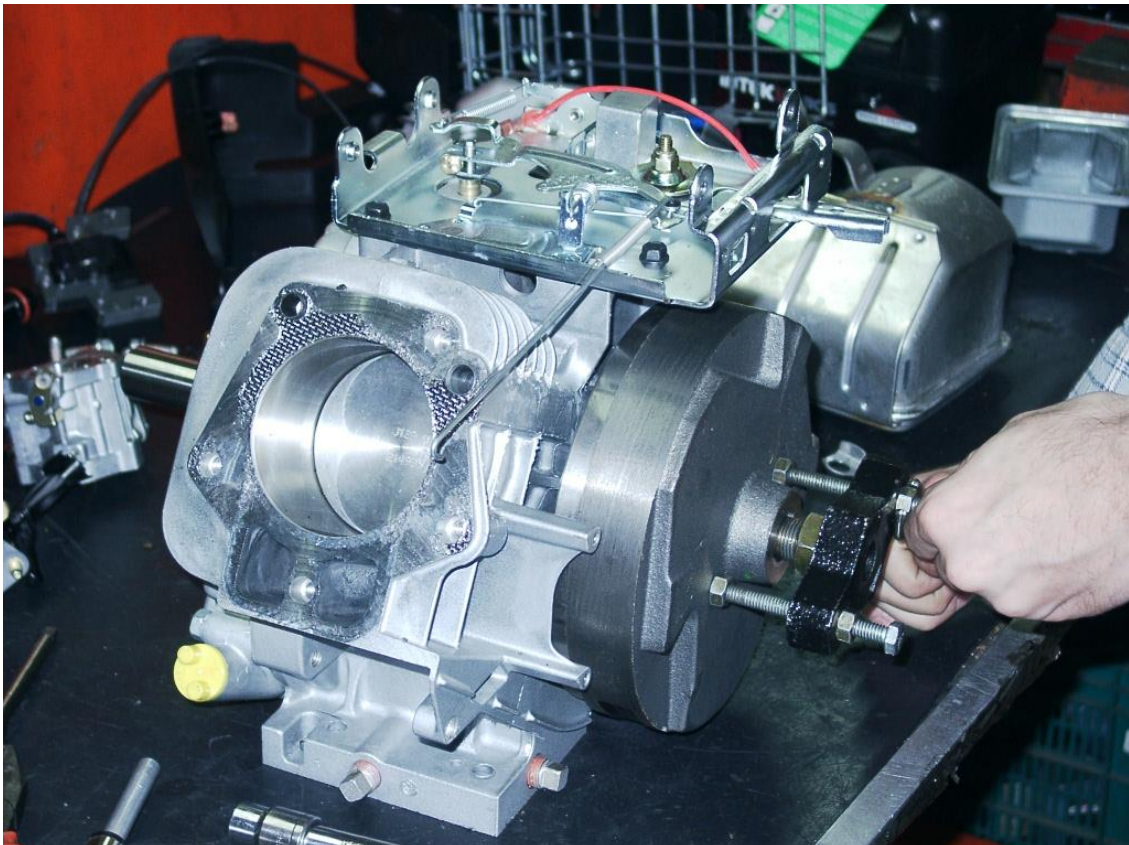


Figura 12

En la figura 12 se ha quitado la tapa de cilindro y se está desmontando el volante. Para ello es necesario una herramienta casera como la que se ve en la figura. Los dos bulones exteriores se enroscan en los agujeros donde iban los tornillos del ventilador. Luego se ajustan de a poco las tuercas a la derecha del bastidor

negro. La pieza roja central va ejerciendo presión sobre la punta del eje hasta que el volante se desprende.

En la figura siguiente se ve más en detalle este dispositivo, que será necesario fabricar.

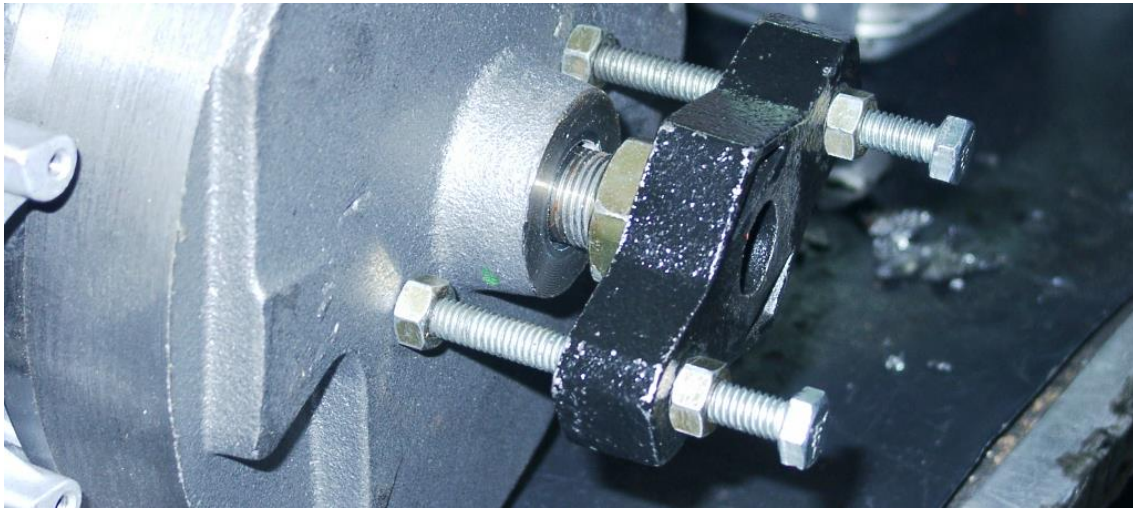


Figura 13

Esta foto es útil para ver la posición correcta del pistón en el momento del armado.

Tiene en su superficie superior un código y una flecha orientada hacia la derecha.

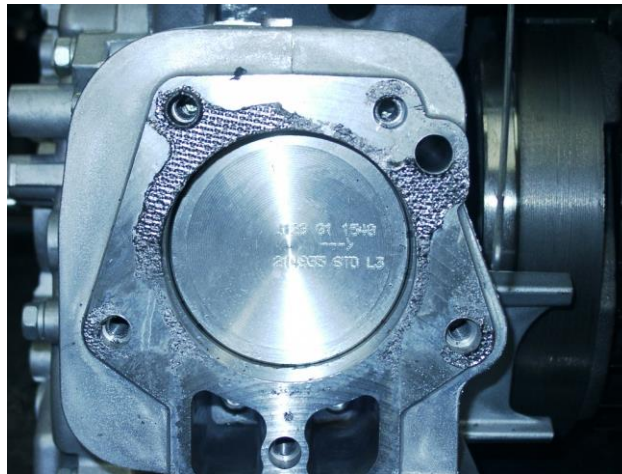


Figura 14

En la próxima figura ya puede verse el cigüeñal, la biela a medio desarmar, se ha quitado el árbol de levas. Arriba del eje puede verse el extremo inferior del eje S y su brazo de palanca, mencionados al explicar el funcionamiento del acelerador. A la derecha, sobre la tapa se observan dos engranajes. Estos son impulsados por el engranaje que esta solidario al eje del motor. De estos dos, el engranaje de color amarillento es el que posee el sistema centrífugo y el perno E que impulsan el brazo de palanca.

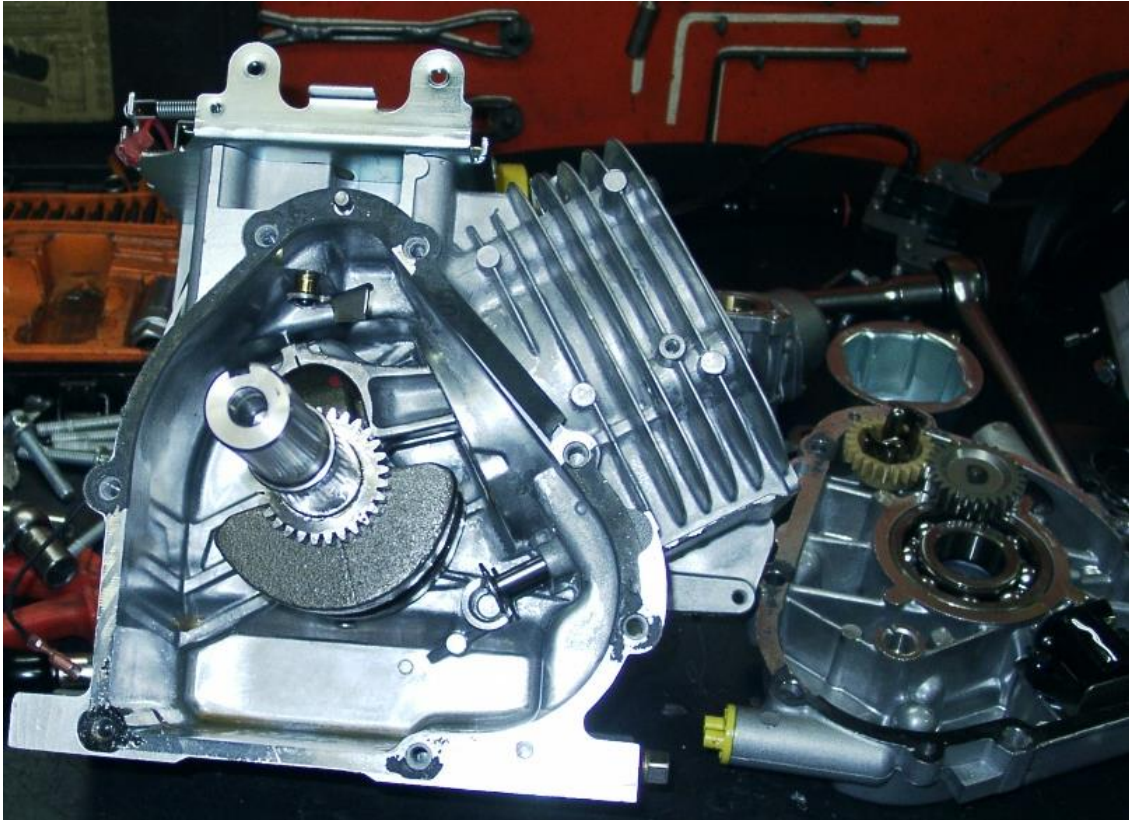


Figura 15

A continuación el árbol de levas del motor. El engranaje es accionado por el que se ve en la figura anterior, montado sobre el eje del cigüeñal. El punto está marcado en ambos, por lo que no deberían cometerse errores en el montaje.

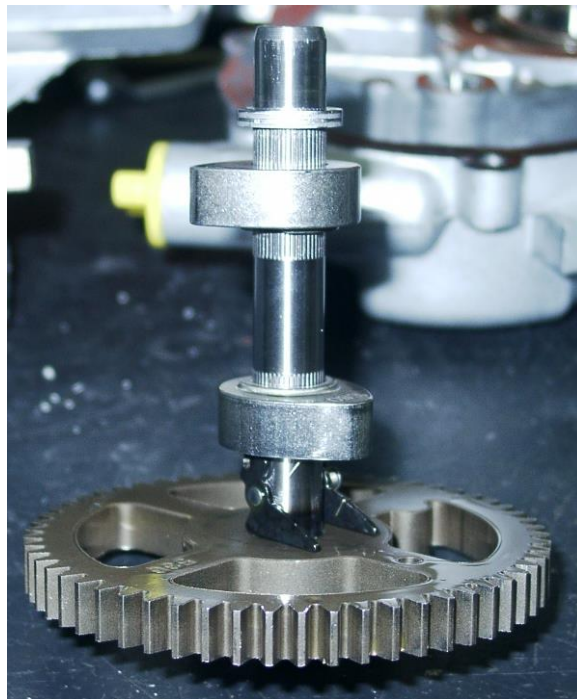


Figura 16

### 2.2.2 Armado y puesta a punto

El primer paso es la limpieza con espátula de los pedazos de junta que hayan quedado adheridos. Luego se limpia todo y se sopletea para que no quede ninguna basura que pueda causar un mal funcionamiento.

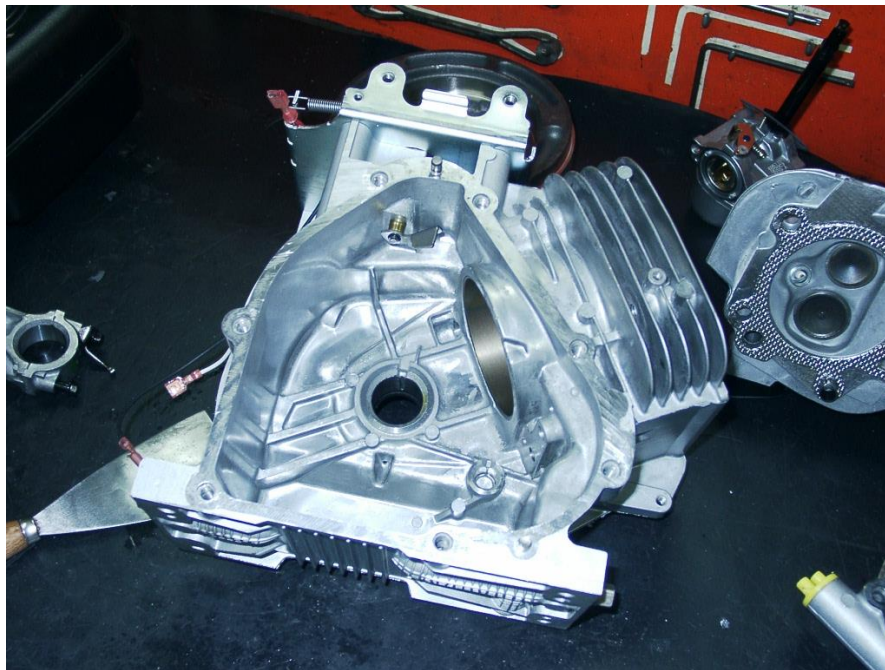


Figura 17

Estando las piezas limpias, se procede a armar el motor.

La secuencia de armado es sencilla, inversa a la de desarme, pero considerando la correcta ubicación del árbol de levas y la posición adecuada del pistón. El volante tiene una posición única definida por una chaveta, que debe colocarse una vez posicionado el mismo. Una recomendación surgida de la práctica es tener varios repuestos de estas chavetas en la competencia.

En esta imagen puede verse una varilla unida con un bulón a la biela. Sirve para levantar aceite del baño y así salpicar las partes móviles del motor.

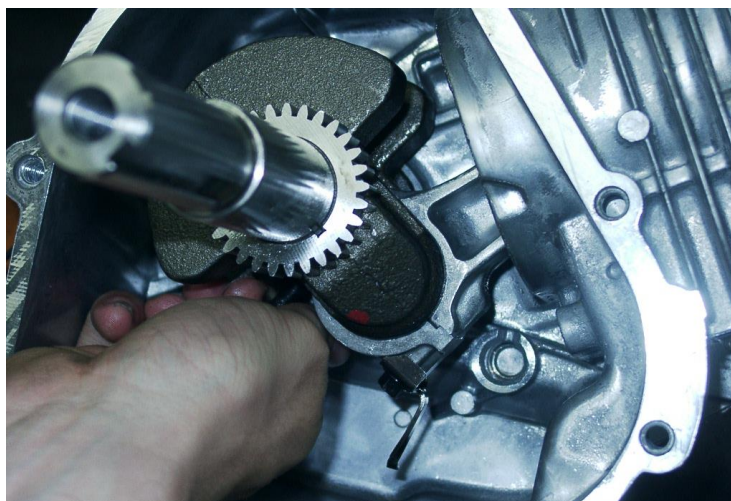


Figura 18

El torque a aplicar a los bulones de la biela es de 11 Nm. Se anexa tabla con dimensiones de cada tornillo y su correspondiente par de ajuste.

Ya se ha montado el árbol de levas y las varillas, el cigüeñal, la biela y el pistón. Se destaca en este motor que el block y el soporte de la camisa del cilindro son una única pieza hecha en aluminio inyectado y la camisa de acero está clavada.

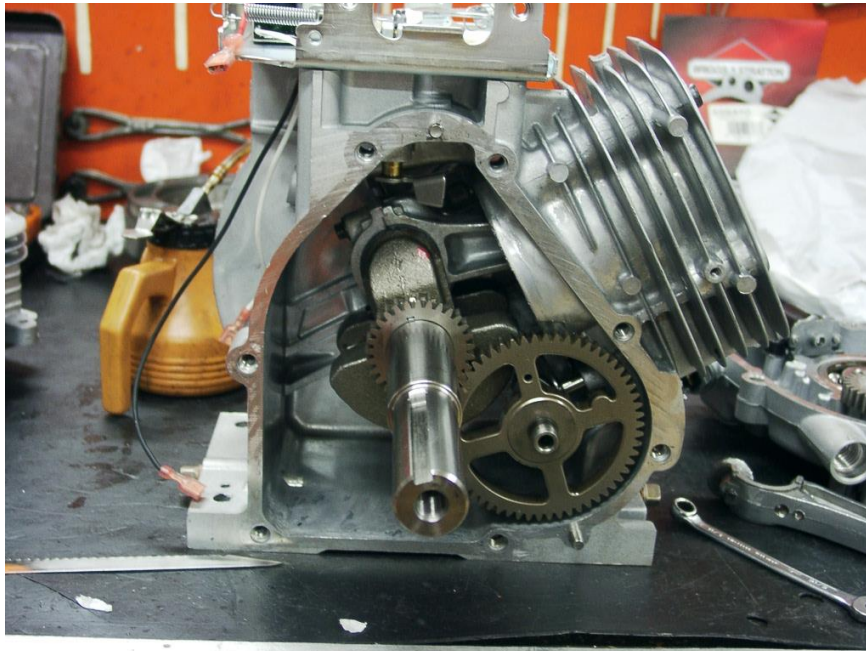


Figura 19

Se coloca la tapa del carter y luego la tapa de cilindros. Se montan las válvulas y se procede a su regulación. Para ello nos valemos de un juego de sondas como el de la figura. La tolerancia de las válvulas, en frío, tanto para la de admisión como para la de escape, estará entre 0,10 y 0,15 mm.



Figura 20

La tolerancia para la válvula de admisión debe ser medida colocando el pistón en el Punto Muerto Superior y girando el volante en sentido horario hasta que el pistón descienda 6 mm. Una forma práctica de medir estos 6 milímetros es introduciendo la coliza de un calibre pie de rey por el orificio de la bujía, o en su defecto un destornillador.

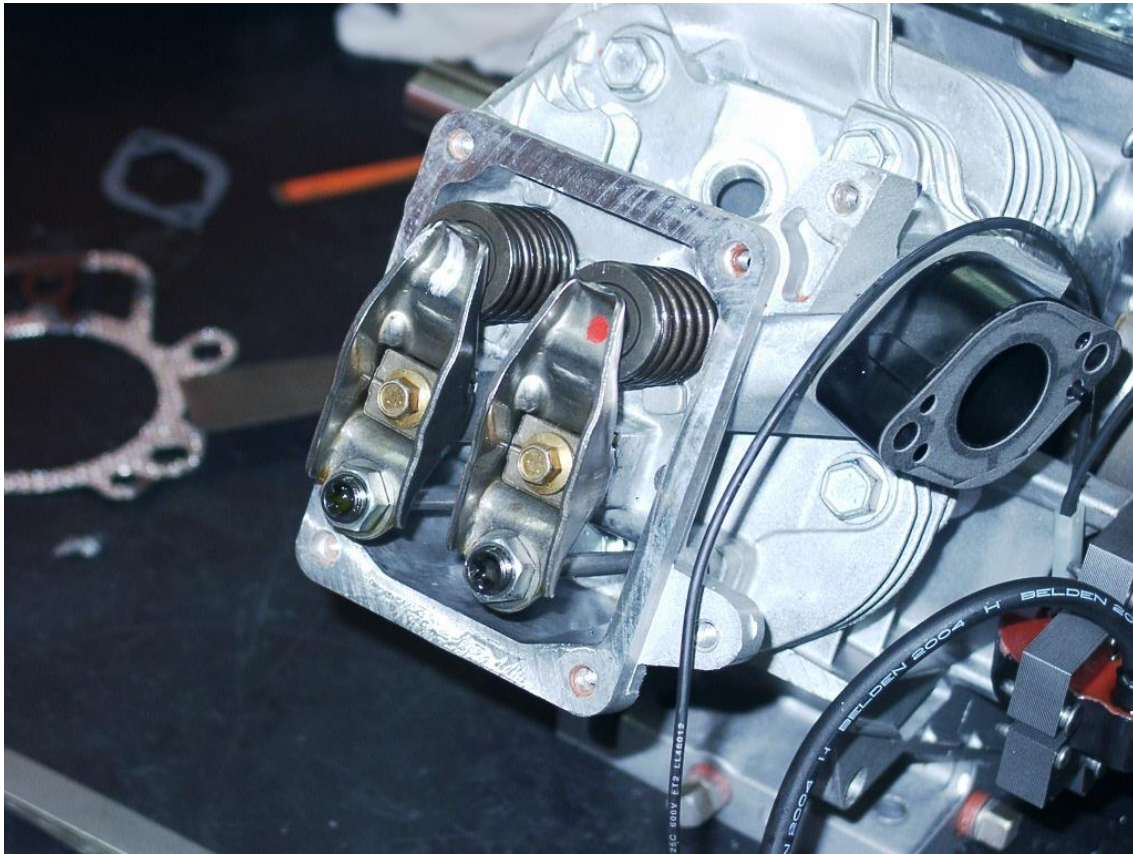


Figura 21

Abajo a la derecha en la figura puede verse la bobina. El entrehierro entre ésta y el volante debe estar entre 0,20 y 0,30 mm. Una forma sencilla de montar la bobina con adecuada separación es colocando un papel o cartón fino sobre el volante, atornillar la bobina y luego retirar el papel.

Por último, si se quisiera regular el centrífugo, en el punto de apertura máxima de la mariposa se debe hacer tope con la veleta y ajustar la tuerca de fijación al Eje S.

### 2.3 - CONCLUSIONES

El desarrollo de este informe deberá ser material de consulta para iniciarse en el uso del motor.

Dentro de las modificaciones permitidas se resumen:

- Reemplazar los remaches de la tapa del arranque por tuercas y tornillos.
- Reemplazar la cuerda del arranque por otra de mejor prestación.
- Cambiar la tapa del tanque de nafta por una que evite derrames.

Para la manipulación de las partes mecánicas será necesario el armado de una caja de herramientas que cuente al menos con lo siguiente:

- Llaves fijas y juegos de tubos de 5/32", 1/4", 5/16", 3/8", 7/16", 1/2" y 1 1/8".
- Llave tubo torqs para el carburador.
- Llave torquimétrica de rango 300 lbs.pulg (33 Nm)
- Probador de chispa.
- Juego de llaves Allen.
- Saca bujías.
- Prensa aros.
- Juego de Sondas.

## **3 - CÁLCULO DE EJE TRASERO**

### **3.1 - INTRODUCCIÓN**

El objetivo del siguiente capítulo es el estudio de los posibles estados de carga al cual estará sometido el eje trasero y sus componentes y su posterior diseño para la condición más crítica hallada.

El proyecto conceptual del eje trasero parte de la geometría de un cuatriciclo. Esto es un eje rígido soportado por un brazo/bastidor anclado al chasis y con un único amortiguador central.

Se consideró una trocha de 1 metro.

Los acoples de las componentes al eje se realizarán mediante chavetas en lugar del estriado utilizado en cuatriciclos, para disminuir costos.

El cálculo del eje comienza con un estudio en distintos escenarios en los cuales podrá desenvolverse el Mini Baja y teniendo en cuenta el diseño existente del chasis y la suspensión.

A continuación sigue el análisis estático para la condición de carga más comprometida. Luego el cálculo de diámetro del eje mediante código ASME y posteriormente una verificación del diámetro calculado mediante cálculo por elementos finitos. Para complementar se calculan los rodamientos y chavetas y se presentan planos de conjunto, despiece, cortes y eje.

## 3.2 - DESARROLLO

### 3.2.1 Estimación de estados de carga

Las fuerzas actuantes sobre el eje serán: Peso propio, esfuerzos por tracción y frenado y cargas dinámicas por caídas.

El efecto del peso y la tracción pueden ser determinados matemáticamente y su desarrollo se incluye más adelante. Se considera que el peso del auto se distribuye en mitades sobre la parte delantera y trasera. Y a su vez la mitad del peso, actuante sobre el eje trasero, se divide en partes iguales sobre cada rueda.

Las mismas consideraciones se tienen en cuenta para la tracción. Se toma que el torque transmitido desde el motor se distribuye en formas iguales en cada rueda.

Las cargas dinámicas por caídas son más difíciles de determinar, ya que son casi empíricas. Para su estimación nos basamos en diferentes situaciones a la cual el Mini Baja podrá estar sometido y también se tiene en cuenta el efecto de la suspensión, ya diseñada.

Las siguientes imágenes ilustran diferentes condiciones de uso del Mini Baja durante la competencia:

#### Arrastre de Carga.



Subida de pendiente.



Saltos.





### Suelo Irregular.



En los casos de arrastre de carga y subida de pendiente pronunciada la sollicitación será de máxima torsión. La misma dependerá del máximo torque que pueda entregar el motor a las ruedas y de la máxima fuerza de rozamiento entre las ruedas y el suelo. La condición más crítica es con las ruedas rodando sin resbalar y el motor desplegando el máximo torque.

De las curvas características del motor se extrae que el máximo torque se produce a 2600 rpm y tiene un valor de 19.66 Nm. En una etapa posterior se desarrollará el tren de reducción de velocidad, por el momento se adelanta que cuando el motor transmite un torque máximo como el anterior, el eje recibe aproximadamente 460 Nm.

Al producirse saltos, interesan aquellos que someten en mayor grado al eje trasero. Según el diseño del chasis el centro de gravedad (CG) está situado a mitad de la distancia entre ruedas delanteras y traseras. Por lo tanto al despegarse el Mini Baja de una rampa primero por sus ruedas delanteras, se producirá un giro tal que siempre caerán primero las ruedas delanteras. Atenuando de esta forma el impacto sobre la sección trasera.

Otro factor atenuante a tener en cuenta es la amortiguación producida por la suspensión.

De acuerdo a las imágenes observadas, se concluye que es válida la situación estimada para el cálculo de la suspensión realizado en el trabajo profesional número 042-11 "Proyecto Mini Baja - Chasis y suspensión".

- Masa del vehículo mas el conductor igual a 200 Kg.
- Salto desde una rampa de 0.5 metros de altura.
- Inclinación de 20 grados.
- Velocidad del vehículo igual a 10 m/s.

Esto produce una trayectoria que en su máxima altura encuentra al centro de gravedad a 1,032 metros del suelo.

En el momento de la caída, las ruedas traseras tendrán una velocidad de 7,55 m/s.

De acuerdo a la configuración del amortiguador, la fuerza máxima relativa (maxFrel) para esta irregularidad es de 3,788 N.

Entonces, la fuerza dinámica máxima aplicada sobre la masa es:

$$F_{max} = m \cdot g \cdot \text{maxFrel} = 3409 \text{ N}$$

Cada rueda soporta la mitad de esta fuerza:

$$\text{EsfuerzoCaídaSobreRuedaVert} = 1700 \text{ N}$$

Dado que la altura o velocidad del salto puede llegar a ser considerablemente superior, se utilizará en el cálculo un bajo porcentaje de la tensión de fluencia como factor de seguridad.

Para la situación del Mini Baja recorriendo terreno irregular, rocoso, poceado, etc., según el estudio de respuesta en frecuencia de la suspensión hecho en el trabajo profesional número 042-11 "Proyecto Mini Baja - Chasis y suspensión", la sollicitación es muy inferior al producido por una caída.

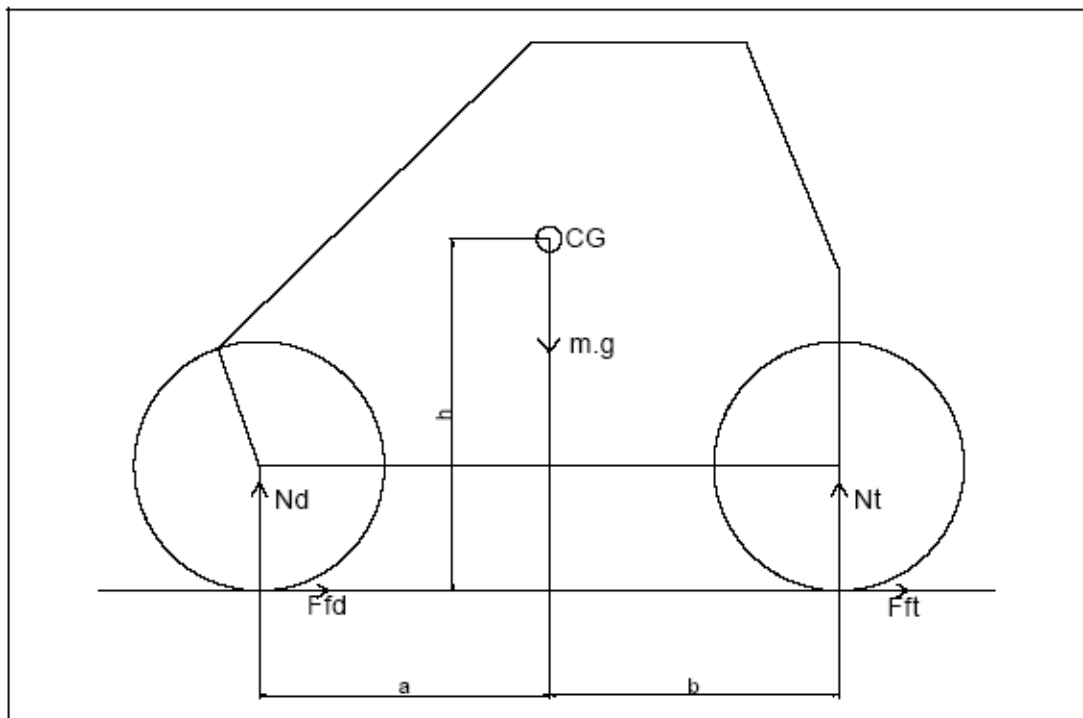
El cálculo del eje y componentes se realizará planteando una combinación de cargas por:

- Torque máximo entregado por el motor.
- Caída. Además del esfuerzo vertical producido en las ruedas se le agrega un esfuerzo horizontal tendiendo a torsionar el eje.
- Freno. Considerando que al caer el conductor pueda intentar bloquear los frenos. Se toma el esfuerzo de frenado calculado a continuación:

#### Fuerza de Frenado.

##### **Datos**

Masa total vehículo:	$m_{total} = 200 \text{ kg}$
Distancia entre ejes:	$w_b = 1,8 \text{ m}$
Coefficiente de rozamiento estático:	$\mu = 0,2$
Altura CG:	$h = 0,7 \text{ m}$
Proporción del peso en eje trasero:	$p_t = 0.5$
Proporción del peso en eje delantero.	$p_d = 1 - p_t$



### Ecuaciones de Equilibrio

$$Ffd + Fft = m \cdot a_{CG}$$

En el caso que la aceleración sea máxima:

$$\mu \cdot (N_d + N_t) = m_{total} \cdot a_{CG} \quad \text{ec.1}$$

$$N_d + N_t = m_{total} \cdot g \quad \text{ec.2}$$

Momentos con respecto a punto contacto rueda delantera - piso:

$$m_{total} \cdot a_{CG} \cdot h + N_t \cdot wb - m_{total} \cdot g \cdot (a) = 0 \quad \text{ec.3}$$

### Resolución

$$\text{ec 1} / \text{ec 2:} \quad a_{CG} = \mu \cdot g$$

Reemplazo en ec 2:

$$N_t = [m_{total} \cdot g \cdot (pt - wb) - m_{total} \cdot h \cdot \mu \cdot g] / wb$$

$$N_t = 828.117\text{N}$$

De ec 3:

$$N_d = m_{total} \cdot g - N_t$$

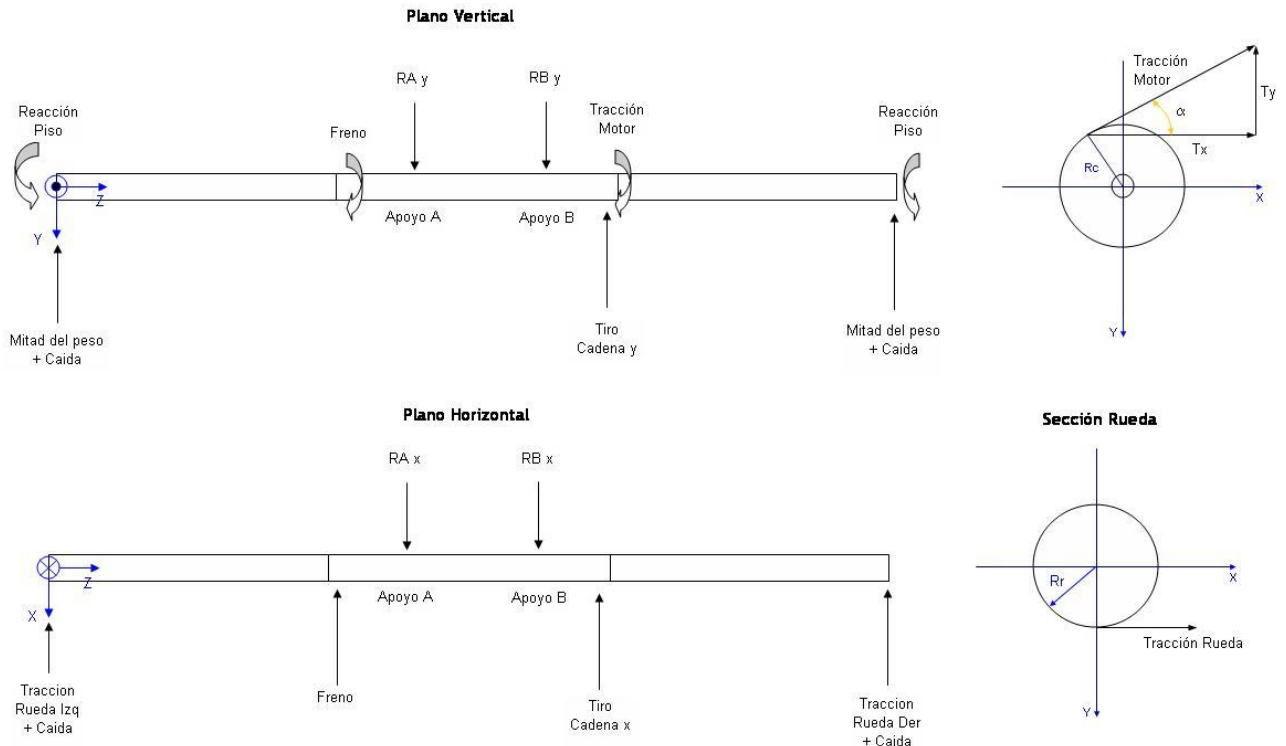
$$N_d = 1.133 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Fuerza max de frenada sobre eje delantero:  $Ffd = \mu N_d = 226,64 \text{ N}$

Fuerza max de frenada sobre eje trasero:  $Fft = \mu N_t = 165.62 \text{ N}$

### 3.2.2 Cálculo

#### 3.2.2.1 Eje



#### Dimensiones del Eje:

- L1 := 300 mm
- L2 := 350 mm
- L3 := 650 mm
- L4 := 700 mm
- L5 := 1000 mm

Corresponden a las distancias relativas al origen del eje z según el esquema.

#### Fuerzas Externas:

Se toma la mitad del peso del vehículo actuando sobre el eje trasero, a su vez este peso causará la mitad de la reacción en cada una de las ruedas:

$$\text{Peso} := 1000 \text{ N}$$

Según el escenario planteado y el cálculo realizado para la determinación de la suspensión, el esfuerzo vertical debido a una caída que puede soportar cada rueda trasera es:

$$\text{EsfuerzoCaídaSobreRuedaVert} := 1700 \text{ N}$$

Por lo tanto la fuerza vertical total sobre cada rueda es:

$$\text{EVRueda} := \frac{\text{Peso}}{2} + \text{EsfuerzoCaídaSobreRuedaVert}$$

Su sentido será hacia arriba.

En el próximo capítulo se desarrollará la reducción de transmisión desde la salida del convertidor al eje trasero. Cálculos preliminares permiten aproximar los siguientes valores:

La corona montada sobre el eje que recibirá la potencia del motor tendrá un radio:

$$\text{RadioCorona} := 100 \text{ mm}$$

El máximo torque que el motor producirá en esta corona:

$$\text{TorqueMotor} := 460 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Al reducir este torque al eje queda una Fuerza equivalente a:

$$\text{TraccionMotor} := \frac{\text{TorqueMotor}}{\text{RadioCorona}}$$

$$\text{TraccionMotor} = 4.6 \times 10^3 \text{ N}$$

De acuerdo a la orientación que tenga la reducción de transmisión, la descomposición de esta fuerza será:

$$\text{AnguloDeCadena} := 40$$

$$\alpha := \text{AnguloDeCadena} \cdot \frac{\pi}{180}$$

$$\alpha = 0.698$$

$$\text{Tx} := \cos(\alpha) \cdot \text{TraccionMotor}$$

$$\text{Tx} = 3.524 \times 10^3 \text{ N}$$

$$\text{Ty} := \sin(\alpha) \cdot \text{TraccionMotor}$$

$$\text{Ty} = 2.957 \times 10^3 \text{ N}$$

Según manual ATV Yamaha 450, el radio de trabajo de las ruedas traseras es:

$$\text{RadiodeTrabajoRueda} := 240 \text{ mm}$$

Y el motor transmite la mitad de su torque a cada rueda:

$$\text{TorqueRueda} := \frac{\text{TorqueMotor}}{2}$$

$$\text{TorqueRueda} = 230 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Por lo tanto la fuerza de tracción que ejercerá cada rueda es:

$$\text{TraccionRuedalq} := \frac{\text{TorqueRueda}}{\text{RadiodeTrabajoRueda}}$$

$$\text{TraccionRuedalq} = 958.333 \text{ N}$$

$$\text{TraccionRueda} := \frac{\text{TorqueRueda}}{\text{RadiodeTrabajoRueda}}$$

$$\text{TraccionRueda} = 958.333 \text{ N}$$

Se considera un esfuerzo horizontal en la rueda por una caída igual a:

$$\text{EsfuerzoCaídaSobreRuedaHor} := 50 \text{ N}$$

$$\text{TorquePorCaída} := \text{EsfuerzoCaídaSobreRuedaHor} \cdot \text{RadiodeTrabajoRueda}$$

Se toma la fuerza de frenado calculada en el ítem anterior:

$$\text{Freno} := 200 \text{ N}$$

Y un radio del disco de freno de:

$$\text{RadioDisco} := 100 \text{ mm}$$

Dado que:

$$\text{TorqueFreno} := \text{Freno} \cdot \text{RadioDisco}$$

Se producirá en la rueda una reacción igual a:

$$\text{FrenoenRueda} := \frac{\text{TorqueFreno}}{\text{RadiodeTrabajoRueda}}$$

El esfuerzo horizontal total sobre cada rueda será igual a:

$$\text{EHRueda} := \text{TraccionRueda} + \text{EsfuerzoCaídaSobreRuedaHor} - \text{FrenoenRueda}$$

$$\text{EHRueda} = 114.583 \text{ N}$$

Ecuaciones de equilibrio:

### Plano Horizontal

Fuerzas:

$$\text{Rax} + \text{Rbx} = \text{EHRueda} \cdot 2 - \text{Freno} + \text{Tx}$$

Momento Respecto de Apoyo A:

$$\text{EHRueda} \cdot \text{L2} + \text{Freno} \cdot (\text{L2} - \text{L1}) + \text{Rbx} \cdot (\text{L3} - \text{L2}) - \text{Tx} \cdot (\text{L4} - \text{L2}) - \text{EHRueda} \cdot (\text{L5} - \text{L2}) = 0$$

$$\text{Rbx} := \frac{[\text{Tx} \cdot (\text{L4} - \text{L2}) + \text{EHRueda} \cdot (\text{L5} - \text{L2} \cdot 2) - \text{Freno} \cdot (\text{L2} - \text{L1})]}{\text{L3} - \text{L2}}$$

$$\text{Rbx} = 715.79 \text{ N}$$

$$\text{Rax} := \text{EHRueda} \cdot 2 + \text{Freno} + \text{Tx} - \text{Rbx}$$

$$\text{Rax} = 571.033 \text{ N}$$

### Plano Vertical

Fuerzas:

$$\text{Ray} + \text{Rby} = \text{EVRueda} \cdot 2 + \text{Ty}$$

Momento Respecto de Apoyo A:

$$EVRueda \cdot L2 + Rby \cdot (L3 - L2) - Ty \cdot (L4 - L2) - EVRueda \cdot (L5 - L2) = 0$$

$$Rby := \frac{[ Ty \cdot (L4 - L2) + EVRueda \cdot (L5 - 2L2) ]}{L3 - L2}$$

$$Rby = 5.65 \times 10^3 \text{ N}$$

$$zb := L2, L2 + 1\text{mm} \dots L3$$

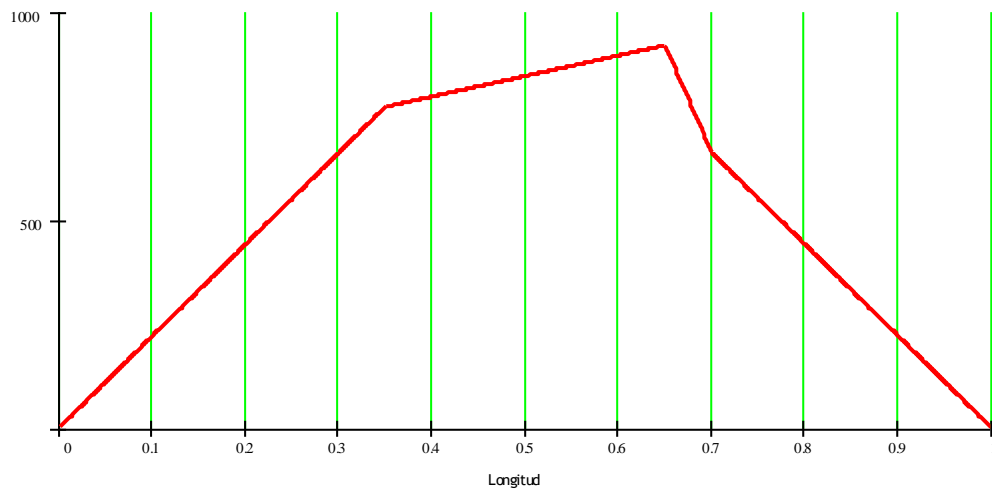
$$Ray := EVRueda \cdot 2 + Ty - Rby$$

$$Ray = 1.707 \times 10^3 \text{ N}$$

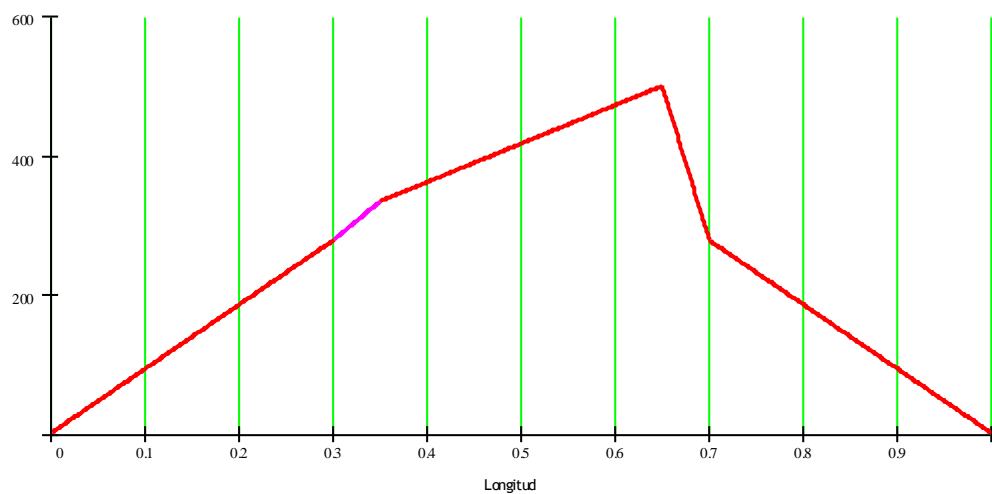
## Diagramas de Características:

### Momento flector

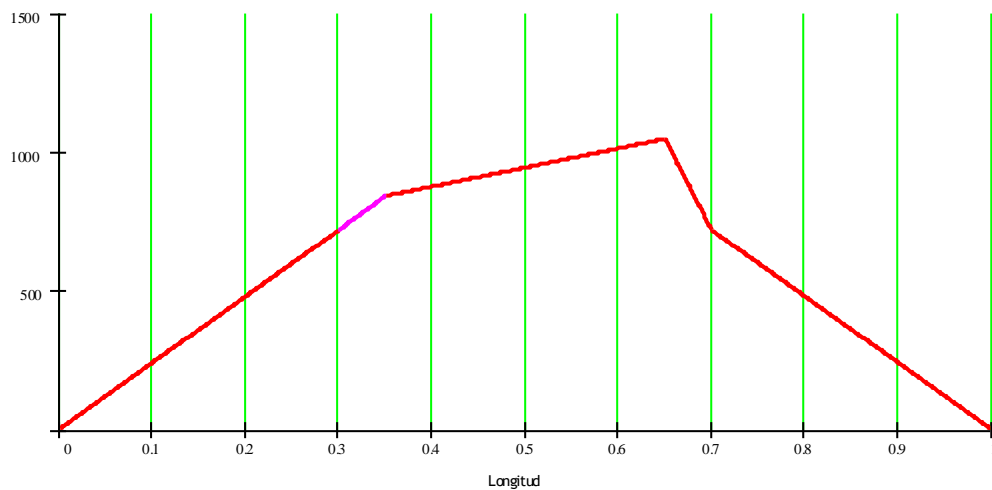
#### Plano Vertical



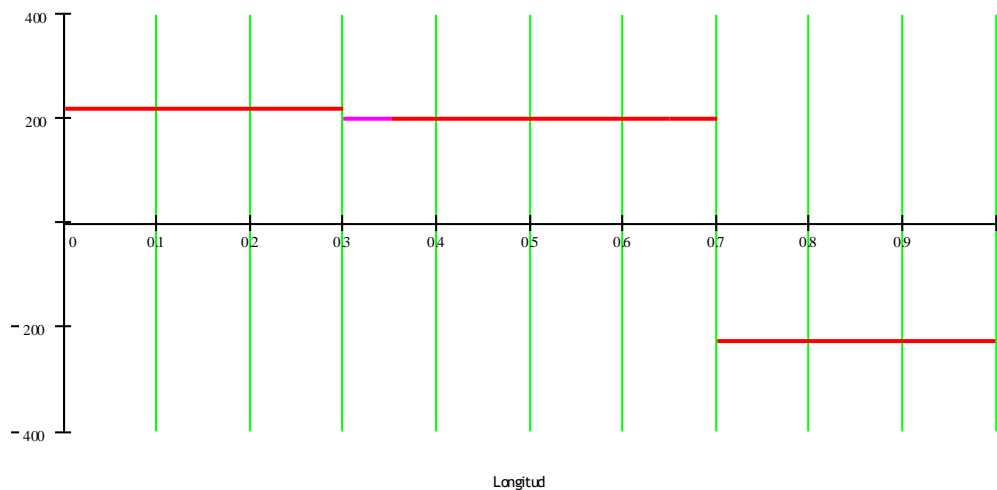
#### Plano Horizontal



### Momento Flector Combinado



### Momento Torsor



### Cálculo de diámetro según Código ASME

Se observa en los gráficos que la sección más comprometida es la correspondiente al apoyo B, para la misma:

$$Mf2 (650 \text{ mm}) = 1.045 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$Mt3 (650 \text{ mm}) = 198 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Los coeficientes combinados de choque y fatiga fueron tomados considerando carga repentina (choque fuerte):

$$K_b := 3$$

$$K_t := 3$$

Si para la construcción del eje se utilizará un caño comercial de acero de alta resistencia el límite de fluencia será como máximo:

$$\text{Fluencia} := 60000 \text{ psi}$$

$$\text{Fluencia} = 4.218 \times 10^3 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Como tensión admisible se tomará el 30% de la tensión de fluencia (según recomendación código ASME):

$$S_s := \text{Fluencia} \cdot 0.30$$

$$S_s = 1.241 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$S_s = 1.266 \times 10^3 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tomando como relación de diámetros el valor:

$$K := 0.837$$

Se calculan los diámetros exterior e interior:

$$d_o := \sqrt[3]{\frac{\sqrt{(K_b \cdot Mf2 (650 \cdot \text{mm}))^2 + (K_t \cdot Mt3 (650 \cdot \text{mm}))^2 \cdot 16}}{\pi \cdot S_s \cdot (1 - K^4)}}$$

$$d_o = 57.648 \text{ mm}$$

$$d_i := K \cdot d_o$$

$$d_i = 43.236 \text{ mm}$$

Y el espesor:

$$e := \frac{(d_o - d_i)}{2}$$

$$e = 7.206 \text{ mm}$$

Esto corresponde a un caño de diámetro nominal 2", Schedule 160. El diámetro exterior del caño resulta excesivo, encareciendo el costo de componentes como los rodamientos, mazas y soportes y aumentando el efecto nocivo de las excentricidades debidas a la calidad de fabricación de las piezas..

Como alternativa se opta por un eje macizo y para la construcción del mismo se utilizara un acero aleado, que luego sea sometido templado y revenido. El límite de fluencia de tal acero, por ejemplo un acero SAE/AISI 4340 será de al menos:

$$\text{Fluencia} := 900 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\text{Fluencia} = 9.177 \times 10^3 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Como tensión admisible se tomará el 30% de la tensión de fluencia:

$$S_s := \text{Fluencia} \cdot 0.3$$

$$S_s = 2.7 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$S_s = 2.753 \times 10^3 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$K := 0.0$$

$$do := \sqrt[3]{\frac{\sqrt{(Kb \cdot Mf2 (650 \cdot \text{mm}))^2 + (Kt \cdot Mt2 (650 \cdot \text{mm}))^2 \cdot 16}}{\pi \cdot Ss \cdot (1 - K^4)}}$$

$$do = 39.191 \text{ mm}$$

Esta solución resulta más satisfactoria. El diámetro del eje en la sección más comprometida, la de los apoyos, será de 40 mm.

Por cuestiones de montaje será necesario escalonar el eje a la altura de los soportes de Corona y Disco de Freno, a continuación se verifica el diámetro mínimo de diseño:

$$doc := \sqrt[3]{\frac{\sqrt{(Kb \cdot Mf3 (700 \cdot \text{mm}))^2 + (Kt \cdot Mt3 (700 \cdot \text{mm}))^2 \cdot 16}}{\pi \cdot Ss \cdot (1 - K^4)}}$$

$$doc = 34.77 \text{ mm}$$

$$dof := \sqrt[3]{\frac{\sqrt{(Kb \cdot Mf11 (300 \cdot \text{mm}))^2 + (Kt \cdot Mt11 (300 \cdot \text{mm}))^2 \cdot 16}}{\pi \cdot Ss \cdot (1 - K^4)}}$$

$$dof = 34.77 \text{ mm}$$

El diámetro en estas secciones no podrá ser inferior a 34,77 mm.

### 3.2.2.2 Cálculo del ancho de las chavetas

Tomando los valores de torque máximo y radio del eje:

$$T := 71 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$r := 19 \text{ mm}$$

Y una tensión admisible de corte igual a

$$s := 65000000 \text{ Pa}$$

Se calcula:

$$bl := \frac{T}{s \cdot r}$$

$$bl = 372.47 \text{ mm}^2$$

Si:

$$l := 40 \text{ mm}$$

$$b := \frac{bl}{l}$$

Entonces el ancho mínimo de las chavetas en la sección de mayor torsión será:

$$b = 9.312 \text{ mm}$$

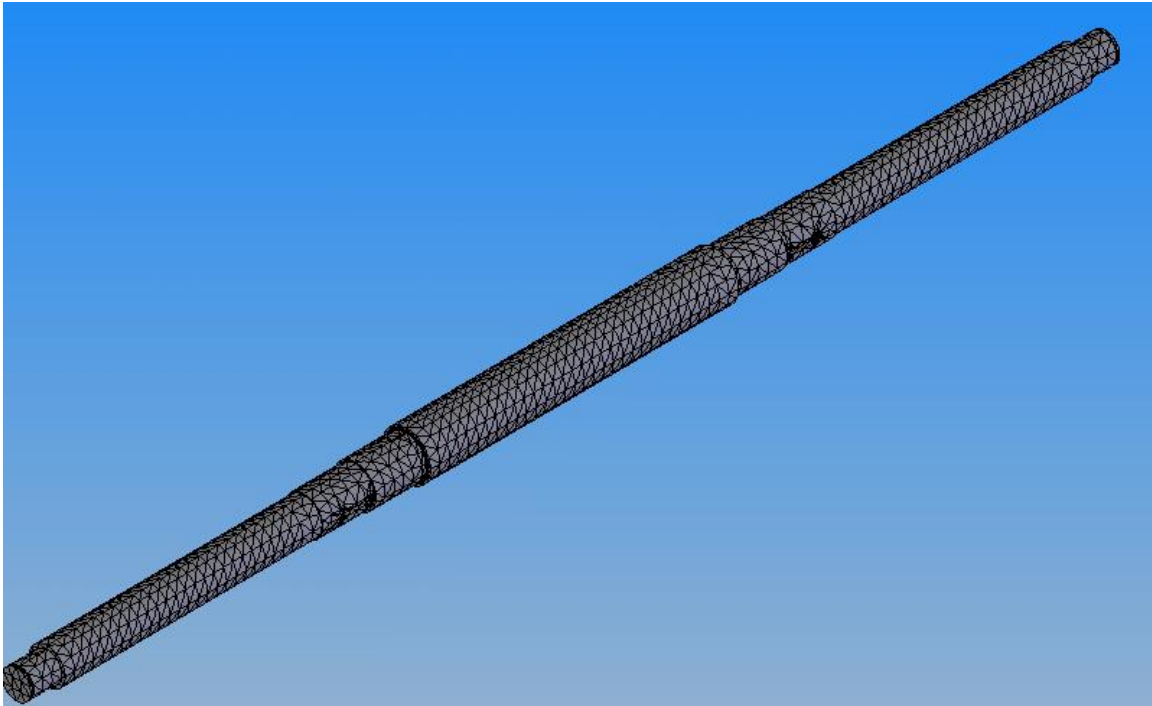
### 3.2.2.3 Verificación por FEA (Finit Element Analisis)

Se sometió el modelo del eje de la figura al siguiente estudio: Apoyos en los puntos de contacto de los rodamientos, movimiento axial impedido.

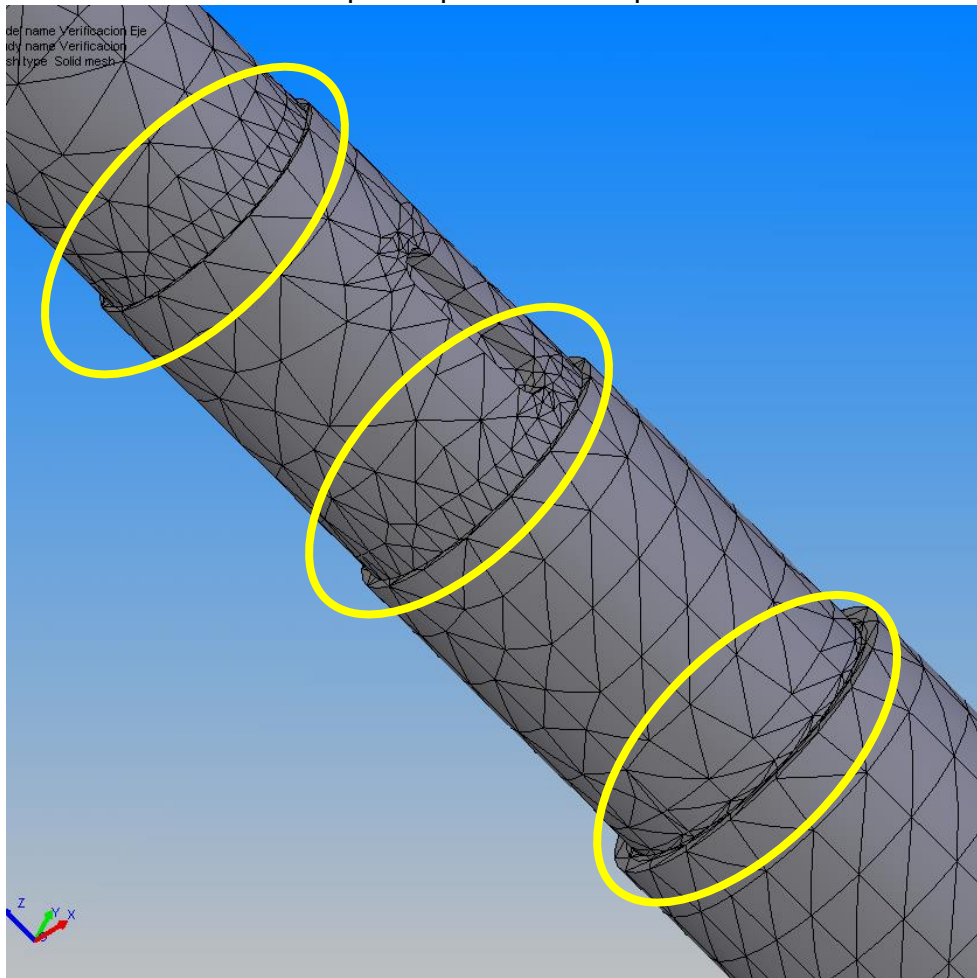
Se aplican las fuerzas tenidas en cuenta para el cálculo del eje.



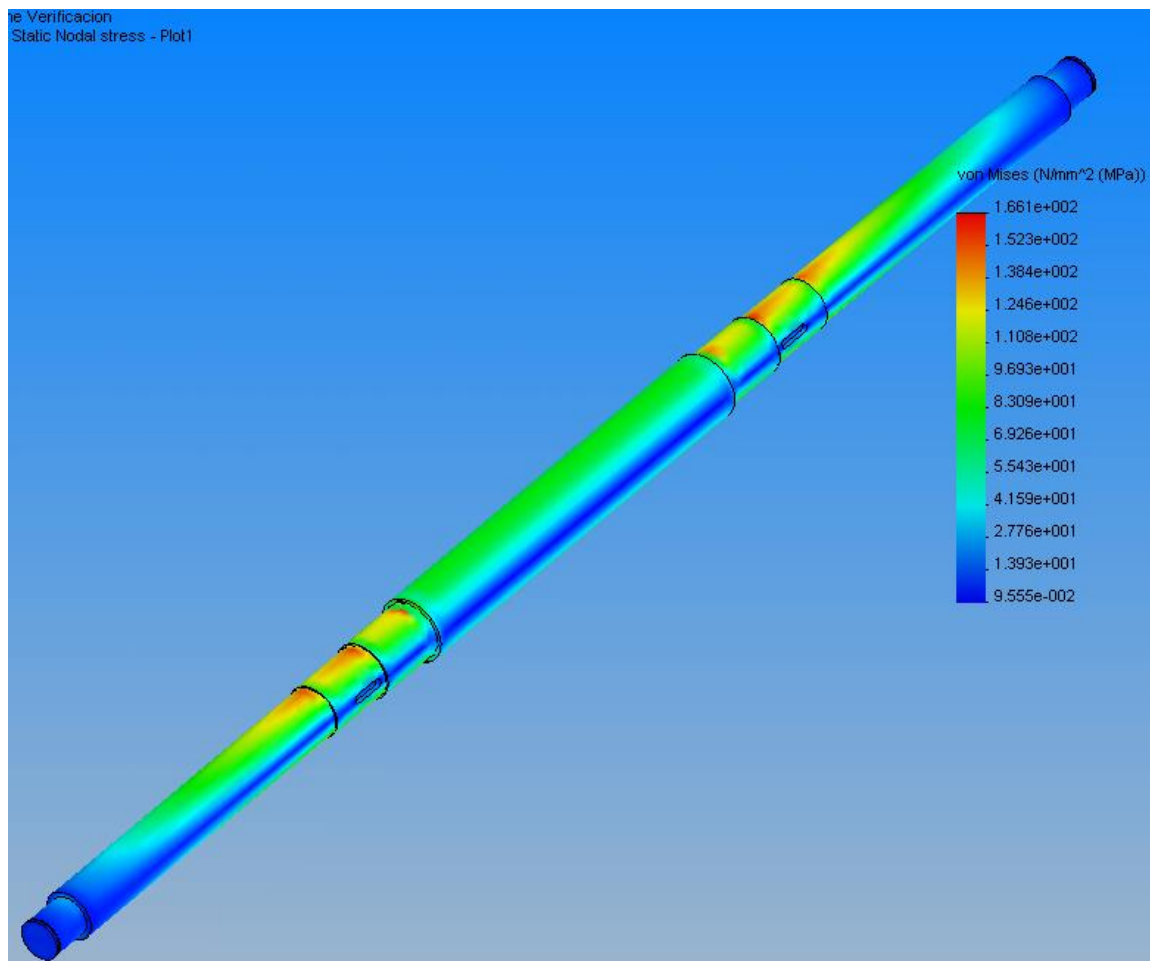
El mallado utilizado para el cálculo fue:



Se esperan singularidades en los saltos de diámetro. Para aproximar mejor los resultados en estas zonas se requiere que el mallado posea un tramado más fino:

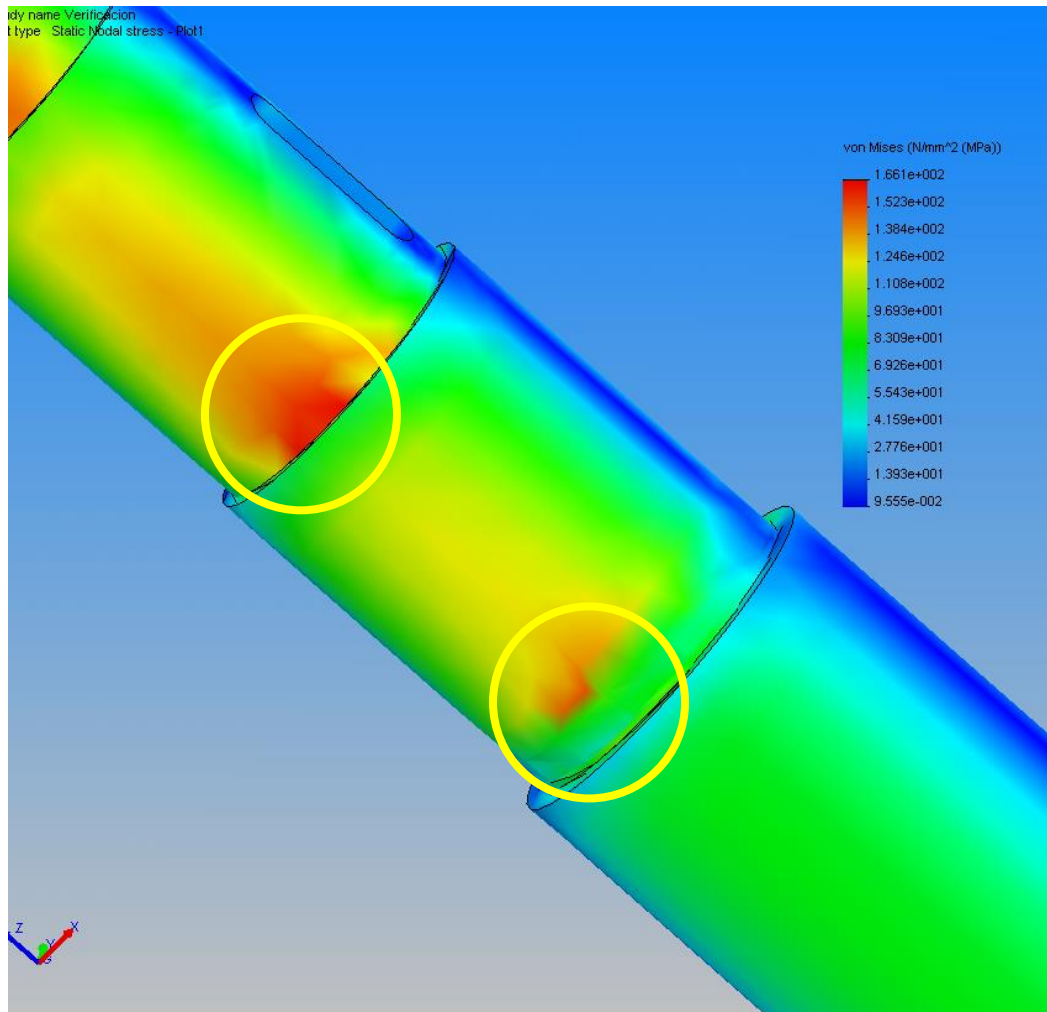


Los resultados obtenidos presentan resultados aceptables:



La mayor tensión de Von Misses registrada es de 166 Mpa y se da en la zona de concentración de tensiones producida en cada reducción de diámetro. Estas tensiones representan el 18,45% de la fluencia del acero elegido para el eje (4340 Templado y revenido).

Se debe tener en cuenta la concentración de tensiones causada, y tratar de reducirla aumentando los radios de empalme. El modelo usado para el cálculo no poseía radios de empalme, esta situación es más comprometida. En la realidad las tensiones serán menores.



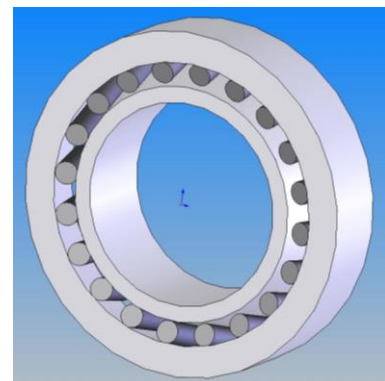
Fuera de las zonas de concentración de tensiones, el esfuerzo máximo alcanzado es de 136 MPa. Esto representa tan solo el 15% de la fluencia, se considera aceptable, por lo tanto el diseño es satisfactorio.

#### 3.2.2.4 Rodamientos

Se utilizarán dos rodamientos de rodillos cónicos de una hilera para anclar el eje al brazo permitiéndole la rotación. El diseño de estos rodamientos de rodillos cónicos los hace especialmente adecuados para soportar cargas combinadas (radiales y axiales).

El diámetro interno de los mismos será de 40 mm.

Tomando el modelo 32008 X/Q cuya especificación se anexa al final, verificamos las cargas que soporta:



Las cargas a las que los rodamientos estarán sometidos son:

En el apoyo A, carga radial:

$$R_{ax} = 571 \text{ N}$$

$$R_{ay} = 1707 \text{ N}$$

$$R_r = (R_{ax}^2 + R_{ay}^2)^{1/2} = (571^2 + 1707^2)^{1/2} = 1800 \text{ N}$$

Apoyo B, carga radial:

$$R_{bx} = 715,8 \text{ N}$$

$$R_{by} = 5650 \text{ N}$$

$$R_{br} = (R_{bx}^2 + R_{by}^2)^{1/2} = (715,8^2 + 5650^2)^{1/2} = 5695 \text{ N}$$

Se toma la mayor, en el apoyo B:

$$F_r = R_{br} = 5695 \text{ N}$$

El esfuerzo axial no se origina por las sollicitaciones normales de funcionamiento sino que puede surgir de algún impacto lateral sobre las ruedas, se estima:

$$F_a = 1000 \text{ N}$$

#### Carga estática equivalente

$$P_0 = 0,5 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

Cuando  $P_0 < F_r$ , se toma  $P_0 = F_r$ .

Para el modelo seleccionado:

$$Y_0 = 0,9$$

$$P_0 = 0,5 \cdot 5695 + 0,9 \cdot 1000 = 3747,5 \text{ N}$$

Cuando  $P_0 < F_r$ , se toma  $P_0 = F_r$ , Entonces:

$$P_0 = 5695 \text{ N} = 5,7 \text{ kN}$$

La carga estática máxima que soporta el rodamiento = 71 kN. Verifica.

#### Carga dinámica equivalente

$$P = F_r \quad \text{cuando } F_a/F_r \leq e$$

$$P = 0,4 \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{cuando } F_a/F_r > e$$

Para el modelo seleccionado:

$$e = 0,37$$

$$Y = 1,6$$

$$\text{En este caso } F_a/F_r = 1000 \text{ N} / 5695 \text{ N} = 0,176$$

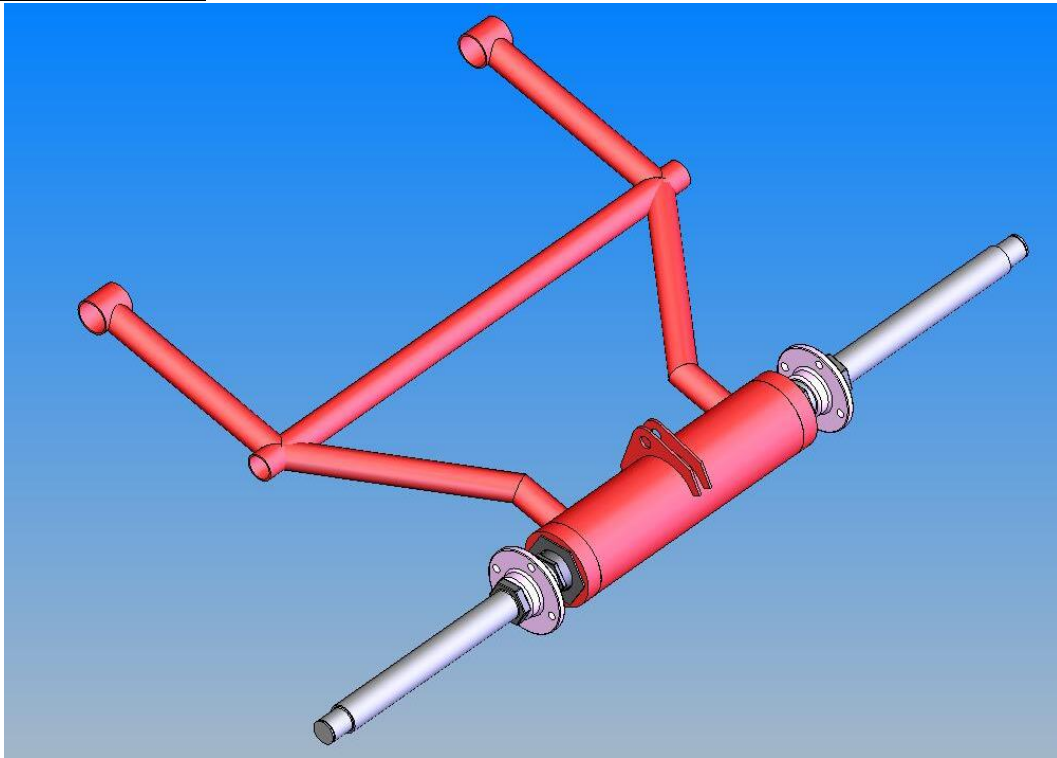
$$\text{Por lo tanto } P = F_r = 5695 \text{ N} = 5,7 \text{ kN}$$

$$Y_0 = 0,9$$

La carga dinámica máxima que soporta el rodamiento = 52.8 kN. Verifica.

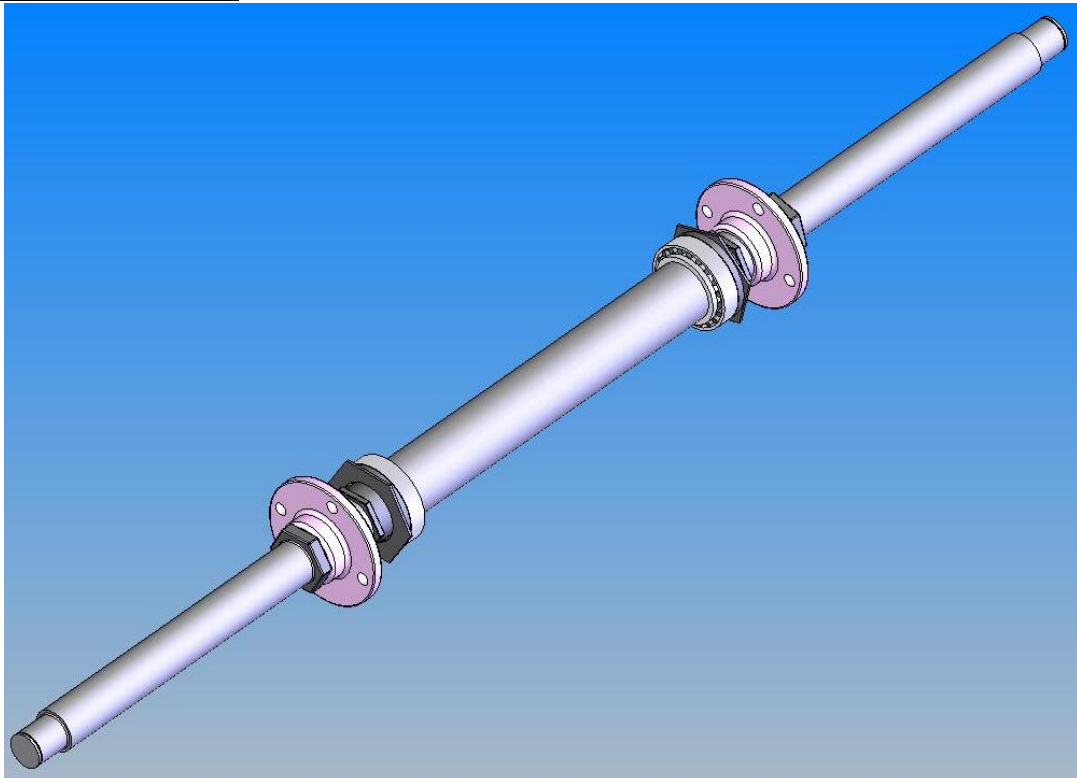
### 3.3- Planos, Despiece, Detalles

#### Conjunto Armado.

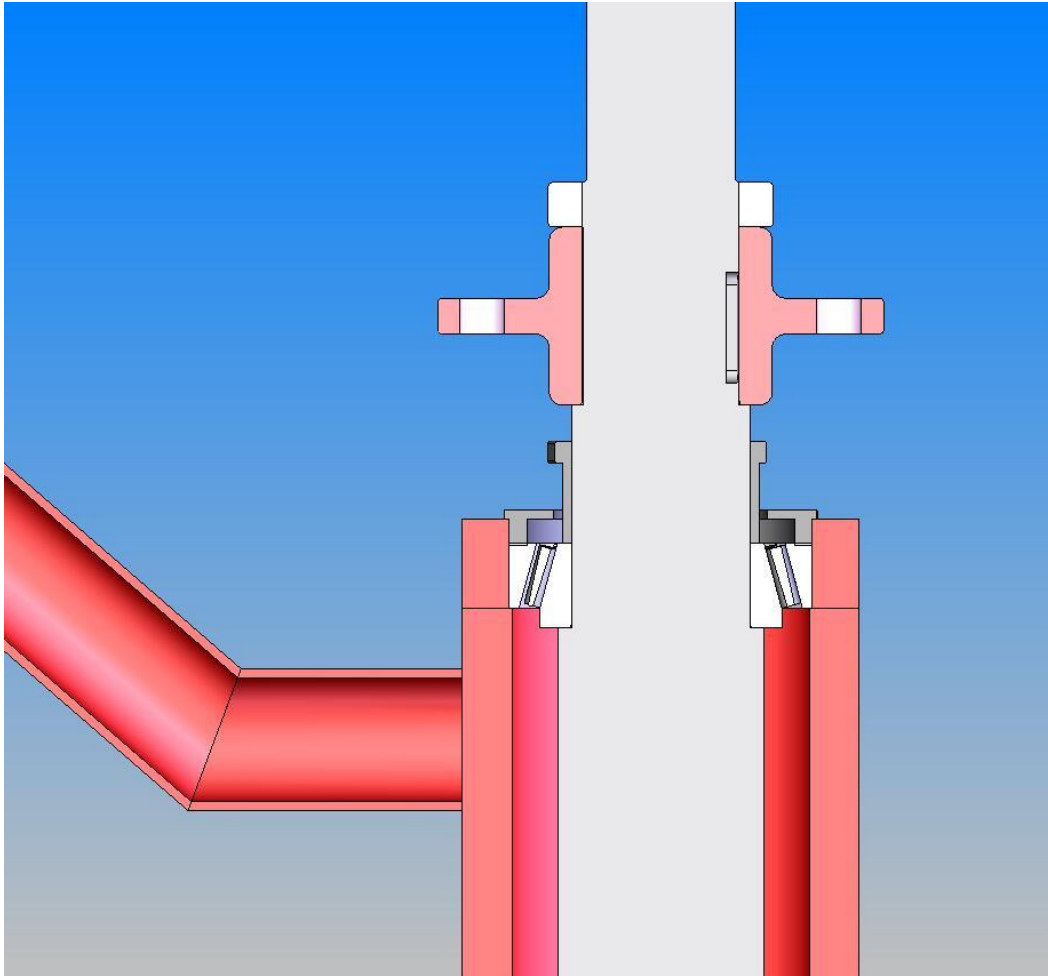


El brazo bastidor aquí presentado fue desarrollado en el TP 042-11 “Proyecto Mini Baja - Chasis y suspensión”. Solo fue modificado el soporte del eje para que sea apto a los rodamientos seleccionados.

#### Eje y Componentes.



Corte.





## **4 - CÁLCULO DE REDUCTOR DE VELOCIDAD**

### **4.1 - INTRODUCCIÓN**

El objetivo del siguiente capítulo es el cálculo de un reductor de velocidad como parte de la transmisión de potencia del motor al eje trasero.

El reductor será una transmisión a cadena por piñón y corona en dos etapas. La primera tomará potencia de la salida del convertidor de Torque (CVT) y la entregará a la segunda. La segunda etapa conectará al eje trasero del vehículo.

## 4.2 - DESARROLLO

### 4.2.1 Relaciones de transmisión

Para el arranque del vehículo es necesario que al acoplarse el CVT la velocidad de giro en las ruedas produzca una aceleración considerablemente suave. Esto evitaría grandes cargas que terminarían por bloquear el motor y movimientos bruscos que sobrecargarían ejes y demás componentes.

A su vez, en base a los requerimientos de la competencia, se estima que el vehículo necesitará una velocidad final de 60 Km/h. Esta apreciación coincide en gran medida con las características observadas en otros Mini Baja.

El CVT ofrece una relación de transmisión que varía entre 3,38 a 1 y 0,54 a 1 (multiplicación).

El radio de trabajo de las ruedas a utilizar, según manual ATV Yamaha, es de 240 mm. De manera que la condición de velocidad final 60 Km/h equivale a la rueda girando a 663,15 rpm.

Por reglamento, la máxima velocidad permitida del cigüeñal del motor es 3800 rpm. Dividiendo esto por 0,54, que es la relación de transmisión del CVT para máxima velocidad angular, da por resultado que la polea conducida del CVT estaría girando a 7037 rpm.

De aquí podemos concluir que la relación total de transmisión del reductor debe ser:

$$R_{t_{total}} = 7037 \text{ rpm} / 663,15 \text{ rpm} = 10,61$$

Utilizando esta relación, se verificará la velocidad de arranque:

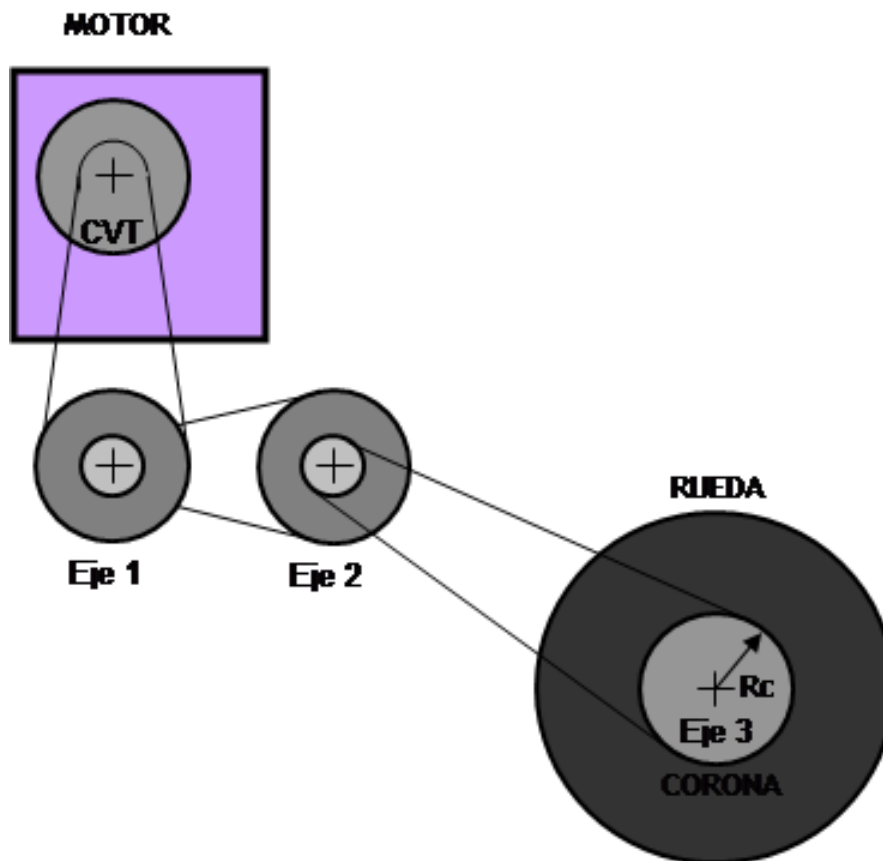
Velocidad cigüeñal = 1800 rpm (El acople del CVT puede variarse, se seleccionó esta velocidad para que el motor tenga suficiente potencia)

Velocidad CVT conducida = 1800 rpm / 3.38 (relación p/mínima velocidad) = 532 rpm.

Velocidad de giro en las ruedas = 532 rpm / 10,61 = 50,14 rpm

Esto equivale a una velocidad tangencial en el punto de contacto con el suelo de 4,53 Km/h. Se considera aceptable.

La siguiente figura esquematiza el tren de transmisión completo:



Se denomina relación de transmisión 1 al cociente entre los radios de la corona del eje 2 ( $R_{pc12}$ ) y el piñón del eje 1 ( $R_{pp12}$ ).

Se denomina relación de transmisión 2 al cociente entre los radios de la corona del eje 3 ( $R_{pc23}$ ) y el piñón del eje 2 ( $R_{pp23}$ ).

Serán utilizados los siguientes valores iniciales, que luego de los cálculos podrán ser ajustados:

Relación de Transmisión 1 = 3,4  
 $R_{pp12} = 25$  mm (Radio primitivo piñón 1-2)  
 $R_{pc12} = 85$  mm

Relación de Transmisión 2 = 3,05  
 $R_{pp23} = 34.4$  mm  
 $R_{pc23} = 105$  mm

Por lo tanto la relación de transmisión total, igual a la multiplicación de estas dos, será igual a 10,38. Este valor se aproxima bastante al valor planteado inicialmente.

### 4.2.2 Cálculo de Ejes

#### Eje 1

##### **Dimensiones:**

$$L1 := 95 \text{ mm}$$

$$L2 := 320 \text{ mm}$$

$$L3 := 420 \text{ mm}$$

Corresponden a las distancias relativas al origen del eje z según el esquema.

$$R_{pp} := 25 \text{ mm}$$

$$R_{pc} := 85 \text{ mm}$$

##### **Fuerzas Externas:**

Cuando el motor entrega su máximo torque, su eje gira a 2600 rpm. El torque es 19,6 Nm.

Asumiendo que la variación de radio de transmisión del CVT es lineal con la velocidad de giro, se puede calcular interpolando que al girar el motor a 2600 rpm la polea conducida del CVT lo hará a 1182 rpm.

A esta velocidad de giro, la Polea conducida del CVT le transmitirá al Eje 1 un torque igual a:

$$\text{Torquemotor} := 19.6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{TorqueCVT} := \text{Torquemotor} \cdot \frac{2600}{1182}$$

$$\text{TorqueCVT} = 43.113 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El radio de la polea conducida es:

$$\text{RadioCVT} := 92 \text{ mm}$$

Al reducir este torque al eje queda una Fuerza vertical equivalente a:

$$T_{cvt} := \frac{\text{TorqueCVT}}{\text{RadioCVT}}$$

$$T_{cvt} = 468.624 \text{ N}$$

El piñón transmitirá todo el torque recibido hacia el Eje 2. La cadena tendrá una tensión dependiente del radio del piñón:

$$T := \frac{\text{TorqueCVT}}{R_{pp}}$$

$$T = 1.725 \times 10^3 \text{ N}$$

El ángulo formado por la cadena dependerá del radio del piñón, el radio de la corona del eje 2 al cual conecta y la separación entre ambos.

$$\alpha := \operatorname{atan} \left[ \frac{(R_{pc} - R_{pp})}{195 \text{ mm}} \right]$$

$$\alpha = 0.298$$

$$T_{12x} := \cos(\alpha) \cdot T$$

$$T_{12x} = 1.648 \times 10^3 \text{ N}$$

$$T_{12y} := \sin(\alpha) \cdot T$$

$$T_{12y} = 507.161 \text{ N}$$

### Ecuaciones de equilibrio:

#### Plano Horizontal

Fuerzas:

$$E_{1ax} + E_{1bx} = T_{12x}$$

Momento Respecto de Apoyo A:

$$- T_{12x} \cdot (L1) + E_{1bx} \cdot (L3) = 0$$

$$E_{1bx} := \frac{T_{12x} \cdot L1}{L3}$$

$$E_{1bx} = 372.824 \text{ N}$$

$$E_{1ax} := T_{12x} - E_{1bx}$$

$$E_{1ax} = 1.275 \times 10^3 \text{ N}$$

#### Plano Vertical

Fuerzas:

$$E_{1ay} + E_{1by} = T_{12y} + T_{cvt}$$

Momento Respecto de Apoyo A:

$$-T_{12y} \cdot L1 - T_{cvt} \cdot (L2) + E_{1by} \cdot (L3) = 0$$

$$E_{1by} := \frac{[T_{12y} \cdot (L1) + T_{cvt} \cdot (L2)]}{L3}$$

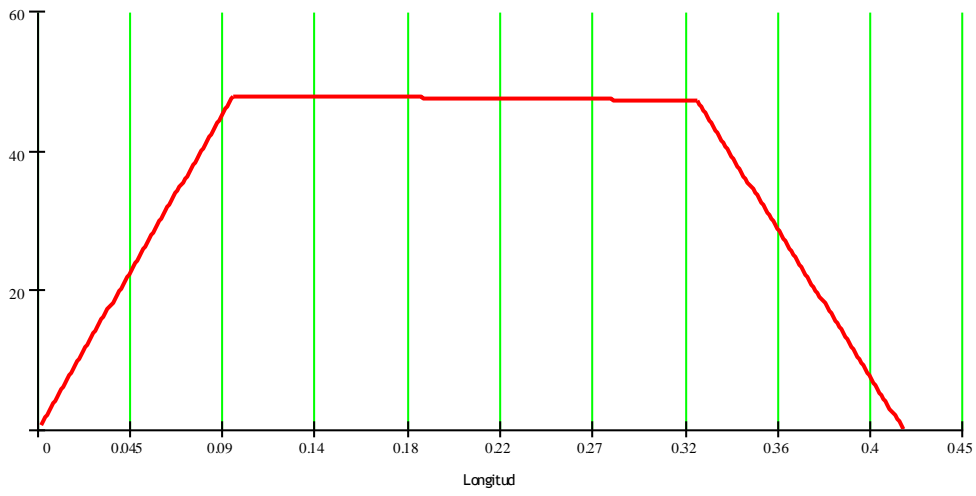
$$E_{1by} = 471.762 \text{ N}$$

$$E_{1ay} := T_{12y} + T_{cvt} - E_{1by}$$

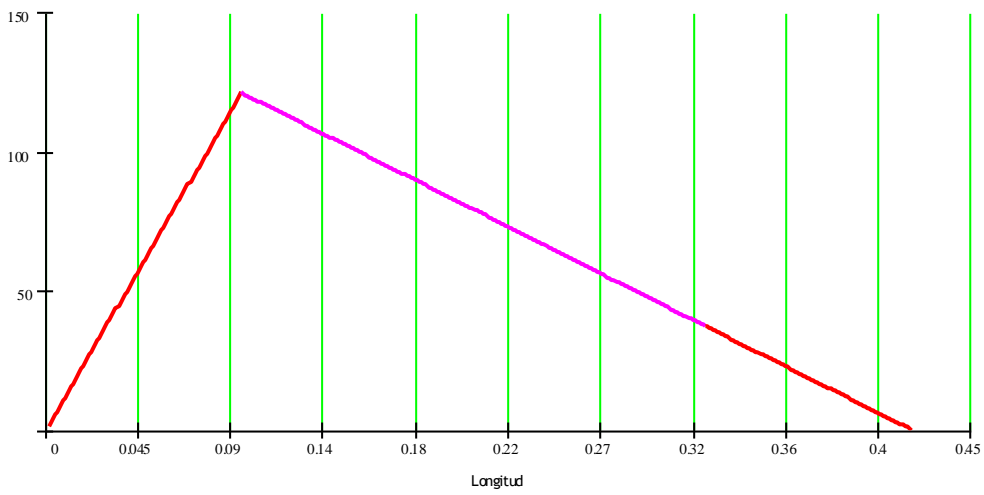
$$E_{1ay} = 504.023 \text{ N}$$

**Diagramas de Características:**

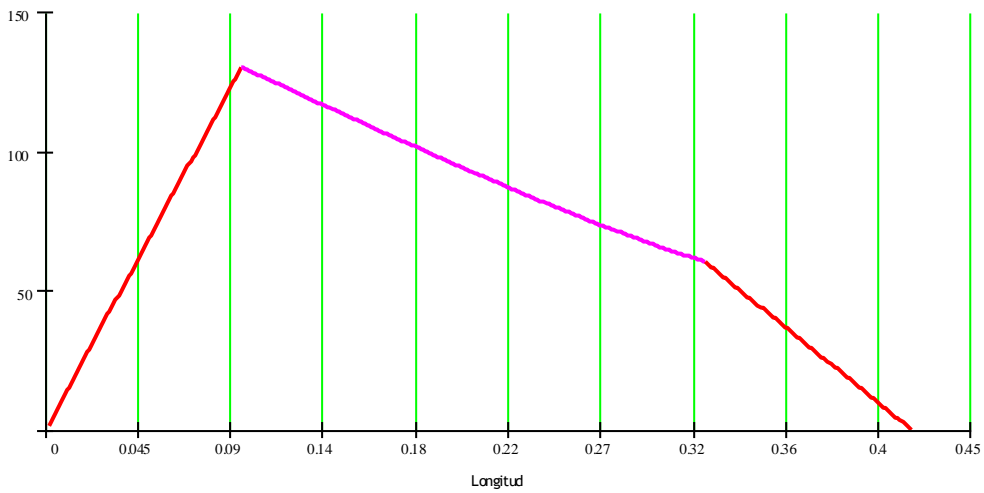
**Momento flector  
Plano Vertical**



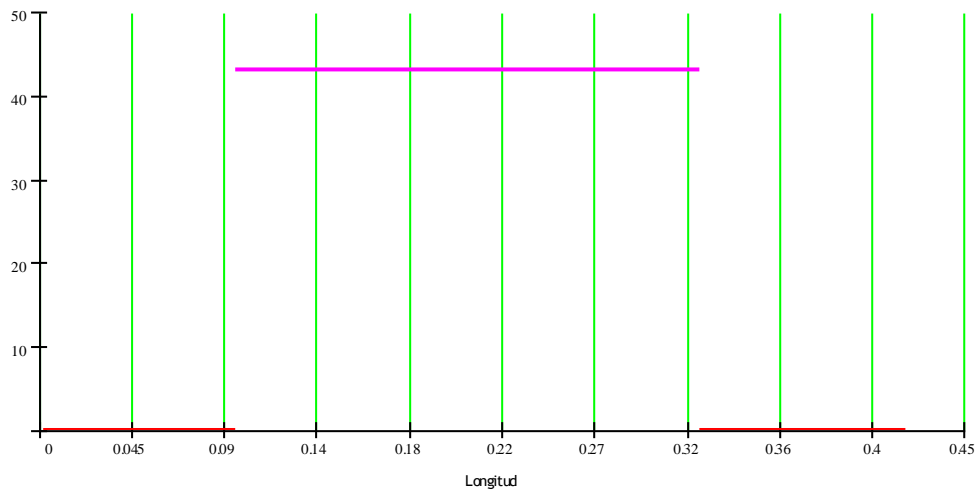
**Plano Horizontal**



**Momento Flector Combinado**



## Momento Torsor



## Cálculo de diámetro según Código ASME:

Se observa en los gráficos que la sección más comprometida es la correspondiente al piñón, para la misma:

$$Mf1 (95 \text{ mm}) = 130.286 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$Mt2 (95 \text{ mm}) = 43.113 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Los coeficientes combinados de choque y fatiga fueron tomados considerando carga repentina (choque fuerte):

$$K_b := 3$$

$$K_t := 3$$

Se opta por un eje macizo. Tomamos un acero aleado sin tratamiento térmico, el límite de fluencia de tal acero será de al menos:

$$\text{Fluencia} := 500 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\text{Fluencia} = 5.099 \times 10^3 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Como tensión admisible se tomará el 30% de la tensión de fluencia:

$$S_s := \text{Fluencia} \cdot 0.3$$

$$S_s = 1.5 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$S_s = 1.53 \times 10^3 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$K := 0.0$$

$$d_o := \sqrt[3]{\frac{\sqrt{(K_b \cdot Mf1 (95 \cdot \text{mm}))^2 + (K_t \cdot Mt2 (95 \cdot \text{mm}))^2} \cdot 16}{\pi \cdot S_s \cdot (1 - K^4)}}$$

$$d_o = 24.089 \text{ mm}$$

Dado que a este eje se conecta la polea conducida del CVT, el diámetro del mismo deberá ser 1" (25.4 mm) para acoplarla apropiadamente. Según los cálculos, este diámetro es suficiente.

## Eje 2

### Dimensiones del Eje:

$$L1 := 50 \text{ mm}$$

$$L2 := 95 \text{ mm}$$

$$L3 := 170 \text{ mm}$$

Corresponden a las distancias relativas al origen del eje z según el esquema.

$$R_{pp23} := 35 \text{ mm}$$

$$R_{pc23} := 105 \text{ mm}$$

$$R_{pc12} := 85 \text{ mm}$$

$$R_{pp12} := 25 \text{ mm}$$

### Fuerzas Externas:

El eje recibe en la corona 1-2 la potencia del eje 1 y la entrega en el piñón 2-3.

$$T_{12} := 1725 \text{ N}$$

$$\alpha := \text{atan} \left[ \frac{(R_{pc12} - R_{pp12})}{195 \text{ mm}} \right]$$

$$\alpha = 0.298$$

$$T_{12x} := \cos(\alpha) \cdot T_{12}$$

$$T_{12x} = 1.649 \times 10^3 \text{ N}$$

$$T_{12y} := \sin(\alpha) \cdot T_{12}$$

$$T_{12y} = 507.298 \text{ N}$$

El torque en el eje 2 estará dado por:

$$\text{Torqueeje2} := T_{12} \cdot R_{pc12}$$

$$\text{Torqueeje2} = 146.625 \text{ N} \cdot \text{m}$$

La tensión en la cadena 2-3 será:

$$T_{23} := \frac{\text{Torqueeje2}}{R_{pp23}}$$

$$T_{23} = 4.189 \times 10^3 \text{ N}$$

El ángulo formado por la cadena dependerá del radio del piñón 2-3, el radio de la corona 2-3 del eje 3 al cual conecta y la separación entre ambos.

$$\beta := \operatorname{atan} \left[ \frac{(R_{pc23} - R_{pp23})}{580 \text{ mm}} \right]$$

$$\beta = 0.12$$

$$T_{23x} := \cos(\beta) \cdot T_{23}$$

$$T_{23x} = 4.159 \times 10^3 \text{ N}$$

$$T_{23y} := \sin(\beta) \cdot T_{23}$$

$$T_{23y} = 501.961 \text{ N}$$

### Ecuaciones de equilibrio:

#### Plano Horizontal

Fuerzas:

$$E_{2ax} + E_{2bx} = T_{23x} - T_{12x}$$

Momento Respecto de Apoyo A:

$$- T_{23x} \cdot L_1 + T_{12x} \cdot L_2 + E_{2bx} \cdot (L_3) = 0$$

$$E_{2bx} := \frac{T_{23x} \cdot L_1 - T_{12x} \cdot L_2}{L_3}$$

$$E_{2bx} = 301.923 \text{ N}$$

$$E_{2ax} := T_{23x} - T_{12x} - E_{2bx}$$

$$E_{2ax} = 2.208 \times 10^3 \text{ N}$$

#### Plano Vertical

Fuerzas:

$$E_{2ay} + E_{2by} = T_{12y} + T_{23y}$$

Momento Respecto de Apoyo A:

$$T_{12y} \cdot L_2 - T_{23y} \cdot L_1 - E_{2by} \cdot L_3 = 0$$

$$E_{2by} := \frac{[T_{23y} \cdot (L_1) + T_{12y} \cdot (L_2)]}{L_3}$$

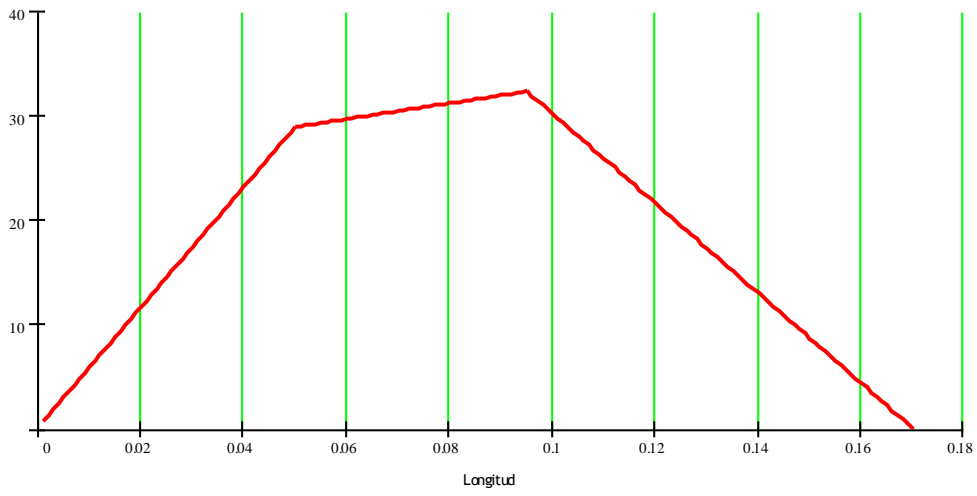
$$E_{2by} = 431.126 \text{ N}$$

$$E_{2ay} := T_{23y} + T_{12y} - E_{2by}$$

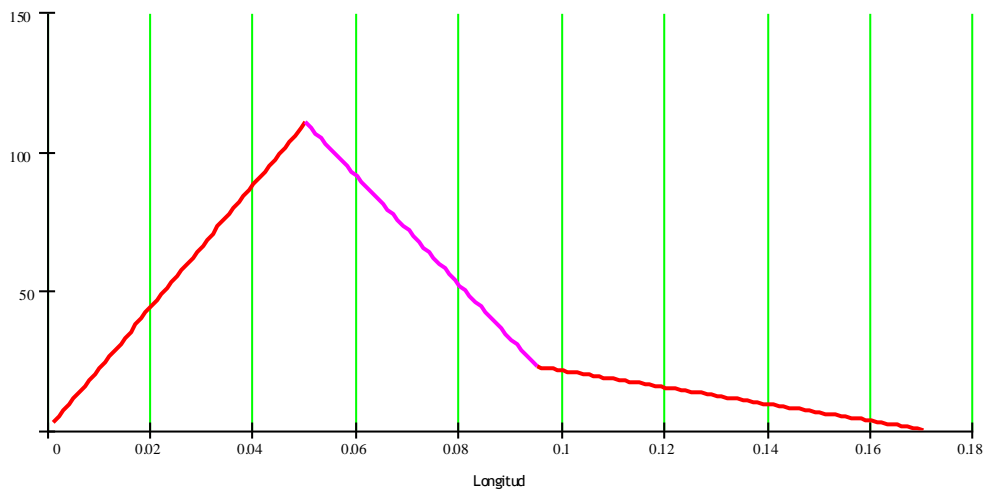
$$E_{2ay} = 578.133 \text{ N}$$

**Diagramas de Características:**

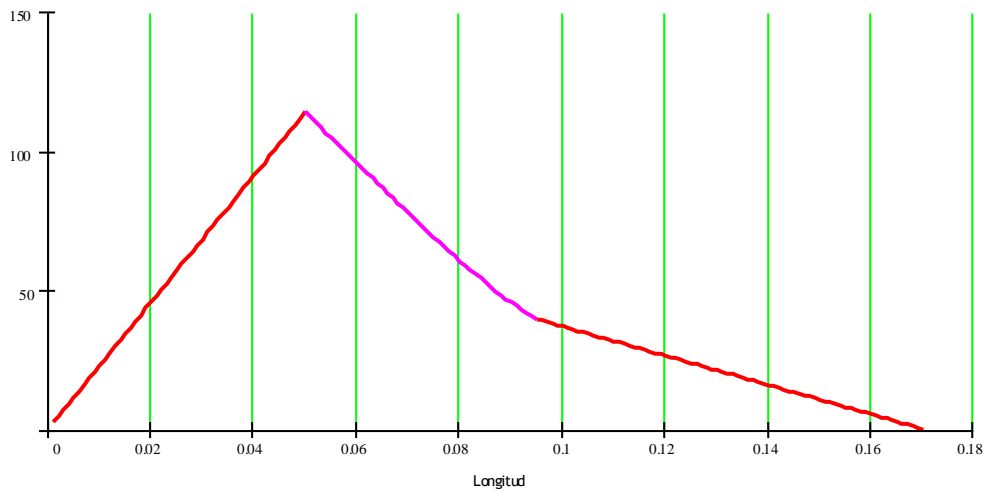
**Momento flector  
Plano Vertical**



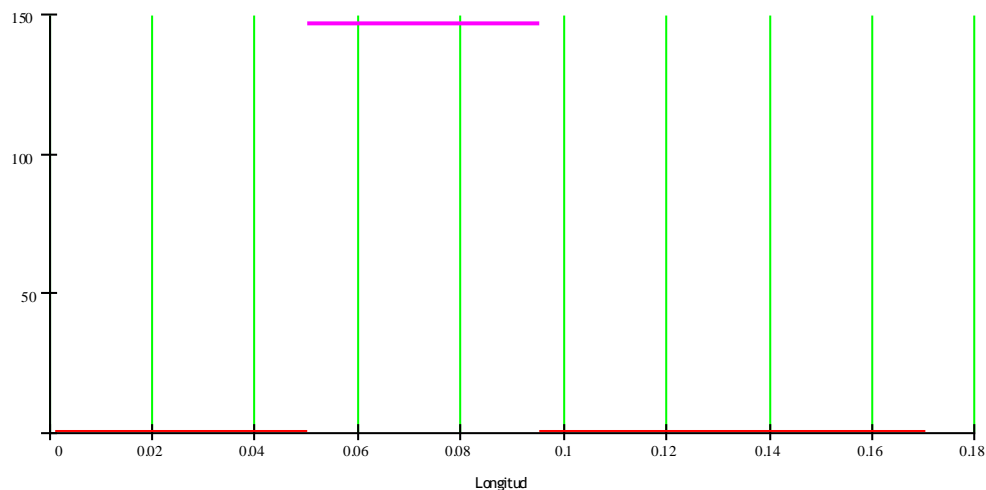
**Plano Horizontal**



**Momento Flector Combinado**



## Momento Torsor



## Cálculo de diámetro según Código ASME:

Se observa en los gráficos que la sección más comprometida es la correspondiente al piñón 2-3, para la misma:

$$Mf1 (50 \text{ mm}) = 114.144 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$Mt2 (50 \text{ mm}) = 146.625 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Los coeficientes combinados de choque y fatiga fueron tomados considerando carga repentina (choque fuerte):

$$K_b := 3$$

$$K_t := 3$$

Se opta por un eje macizo. El límite de fluencia de tal acero será de al menos:

$$\text{Fluencia} := 500 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\text{Fluencia} = 5.099 \times 10^3 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Como tensión admisible se tomará el 30% de la tensión de fluencia:

$$S_s := \text{Fluencia} \cdot 0.3$$

$$S_s = 1.5 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$S_s = 1.53 \times 10^3 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$K := 0.0$$

$$d_o := \sqrt[3]{\frac{\sqrt{(K_b \cdot Mf1 (50 \cdot \text{mm}))^2 + (K_t \cdot Mt2 (50 \cdot \text{mm}))^2 \cdot 16}}{\pi \cdot S_s \cdot (1 - K^4)}}$$

$$d_o = 26.65 \text{ mm}$$

El diámetro del eje 2 será como mínimo 1 1/8" (28,58 mm).

#### 4.2.3 Rodamientos y Soportes

Los rodamientos seleccionados tanto para el eje 1 como para el 2 son del tipo "Y-bearing plummer block units". Los mismos consisten en un conjunto que incluye rodamiento y soporte. Para el eje 1 se seleccionó uno con Øi 1" y para el eje dos uno con Øi 1 1/8")

En el **eje 1**, las cargas a las que los rodamientos estarán sometidos son:

En el apoyo A, carga radial:

$$R_{ax} = 1275 \text{ N}$$

$$R_{ay} = 504 \text{ N}$$

$$R_{ar} = (R_{ax}^2 + R_{ay}^2)^{1/2} = (1275^2 + 504^2)^{1/2} = 1371 \text{ N}$$

Apoyo B, carga radial:

$$R_{bx} = 373 \text{ N}$$

$$R_{by} = 471 \text{ N}$$

$$R_{br} = (R_{bx}^2 + R_{by}^2)^{1/2} = (373^2 + 471^2)^{1/2} = 601 \text{ N}$$

Se toma la mayor, en el apoyo B:

$$F_r = R_{br} = 1371 \text{ N}$$

En este caso no existe esfuerzo axial.

$$F_a = 0 \text{ N}$$

Carga estática equivalente

$$P_0 = F_r = 1371 \text{ N}$$

La carga estática máxima que soporta el rodamiento = 7800 N. Verifica.

Dado que la componente axial es nula, la carga dinámica equivalente es:

$$P = F_r = 1371 \text{ N}$$

La carga dinámica máxima que soporta el rodamiento = 14000 N. Verifica.

En el **eje 2**, las cargas a las que los rodamientos estarán sometidos son:

En el apoyo A, carga radial:

$$R_{ax} = 2208 \text{ N}$$

$$R_{ay} = 578 \text{ N}$$

$$R_{ar} = (R_{ax}^2 + R_{ay}^2)^{1/2} = (2208^2 + 578^2)^{1/2} = 2282 \text{ N}$$

Apoyo B, carga radial:

$$R_{bx} = 302 \text{ N}$$

$$R_{by} = 431 \text{ N}$$

$$R_{br} = (R_{bx}^2 + R_{by}^2)^{1/2} = (302^2 + 431^2)^{1/2} = 526 \text{ N}$$

Se toma la mayor, en el apoyo B:

$$F_r = R_{br} = 2282 \text{ N}$$

En este caso no existe esfuerzo axial.

$$F_a = 0 \text{ N}$$

Carga estática equivalente

$$P_0 = F_r = 2282 \text{ N}$$

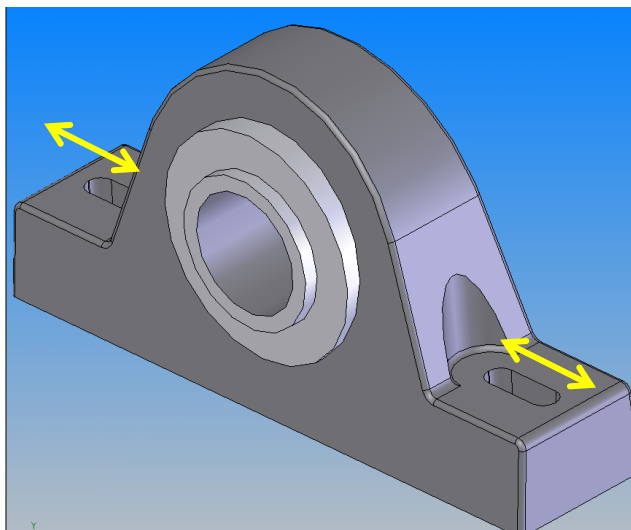
La carga estática máxima que soporta el rodamiento = 11200 N. Verifica.

Dado que la componente axial es nula, la carga dinámica equivalente es:

$$P = F_r = 2282 \text{ N}$$

La carga dinámica máxima que soporta el rodamiento = 19500 N. Verifica.

En la especificación de los soportes, que se anexa, puede observarse que los agujeros pasantes para fijar el soporte a su base son alargados, esto es para permitir centrar y alinear los ejes y poder tensar las cadenas.



#### 4.2.4 Piñones, Coronas y Cadenas

A continuación se realiza una verificación de la potencia a transmitir y una selección de componentes estándar.

Se utilizarán piñones y cadenas número ANSI 35, o sea de paso 3/8" (0.952 cm).

Las cadenas, según tabla adjunta de fabricante, para número 35 soportan un esfuerzo de hasta 8900 N.

En nuestro caso la máxima tensión en la cadena será 4189 N, teniendo en cuenta un factor de servicio de 1,6 esta tensión alcanza el valor de 6702. Queda un margen de seguridad por el eventual caso de una caída del vehículo que cause esfuerzos superiores a los tenidos en cuenta.

Los piñones y Coronas, según tabla adjunta del fabricante:

Rpp12: 18 dientes (radio externo 30 mm)

Rpc12: 60 dientes (radio externo 94 mm)

Relación de transmisión 1 = 3,3333

Para la segunda reducción vemos en la tabla del fabricante que no es posible contar con un piñón del diámetro externo necesario (xx mm) que a la vez tenga un diámetro interno suficiente de al menos 1 1/8".

Nos vemos obligados a aumentar el diámetro estimado inicialmente para el piñón y por consiguiente aumentar el diámetro de la corona y así mantener la relación de transmisión:

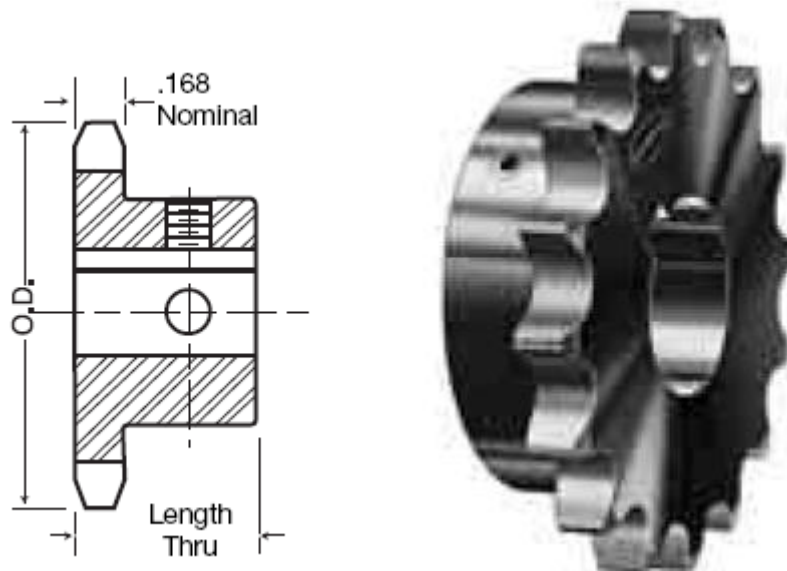
Rpp23: 26 dientes (radio externo 42 mm)

Rpc23: 84 dientes (radio externo 130 mm)

Relación de transmisión 2 = 3,2308

Relación de transmisión total reductor = **10,77**

Los piñones y coronas seleccionados son del tipo que se ve en la figura, llevan chaveta y tornillo de fijación, con lo cual pueden alinearse en la dirección axial que sea necesario dentro de cierto rango:

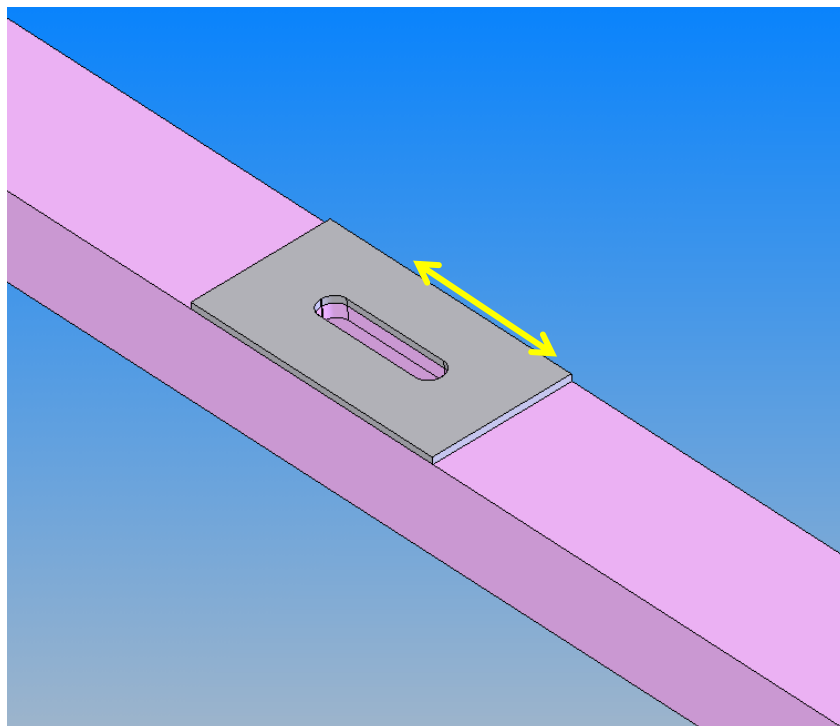


#### 4.2.5 Alineación de ejes y tensores de cadenas

Como se dijo anteriormente, la posición axial de piñones y coronas podrá regularse dentro de cierto intervalo y se fijará por medio de un tornillo montado sobre la base de los mismos.

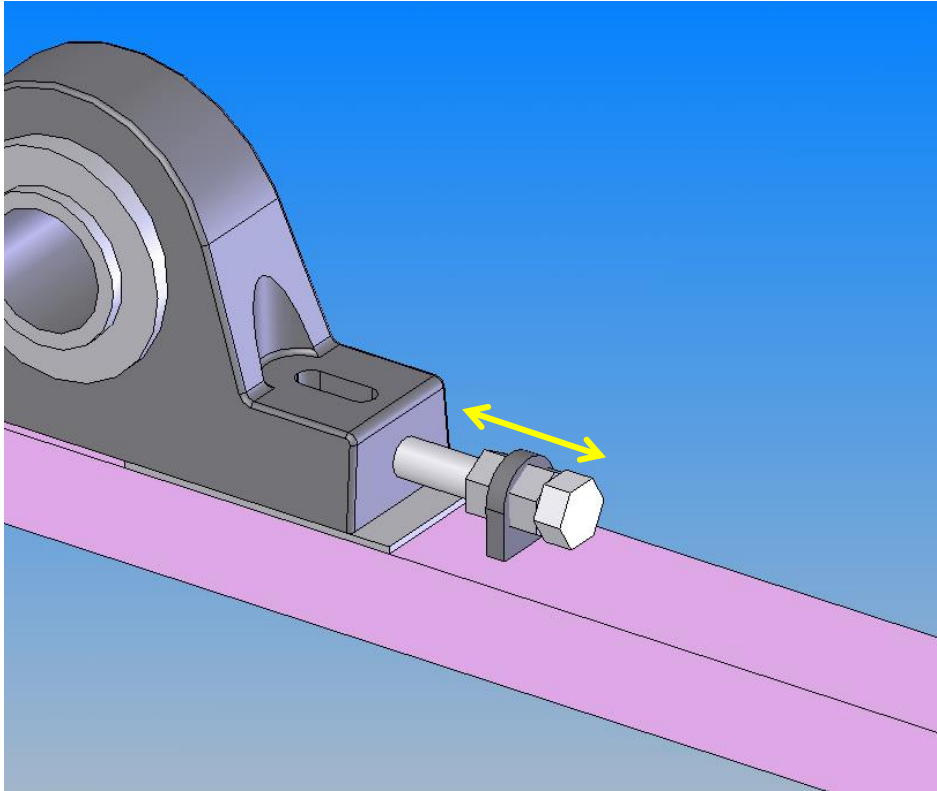
Para corregir la alineación de los ejes del reductor se cuenta con los soportes seleccionados, cuyos agujeros pasante dan la posibilidad de acomodar el eje según sea necesario, esto fue visto en el ítem de selección de rodamientos.

Sin embargo, estos soportes ofrecen un rango de no más de 14 mm para corregir la posición. Esto es suficiente para la alineación pero quizás no lo sea para tensar la correa del CVT ni las cadenas del reductor. Es por eso que se prevé que el montaje de los soportes sobre las vigas se realice de la siguiente manera:



El pasador tiene 30 mm de largo. Sobre la viga se soldará una chapa con la finalidad de reforzar la debilitación provocada por el agujero.

Adicionalmente, para que la posición final de cada soporte no varíe por la vibración o tensiones extraordinarias generados por golpes, se colocará un dispositivo formado por una chapa soldada a la viga a la cual se le soldará una tuerca. Sobre la tuerca se ajustará un bulón. Por último habrá una contratuerca que trabará al bulón en la posición seleccionada.



La alineación en el sentido axial puede hacerse gracias al sistema de bloqueo seleccionado del rodamiento. Como se ve en la figura siguiente el eje es fijado por un tornillo enroscado a la pista interior del rodamiento:



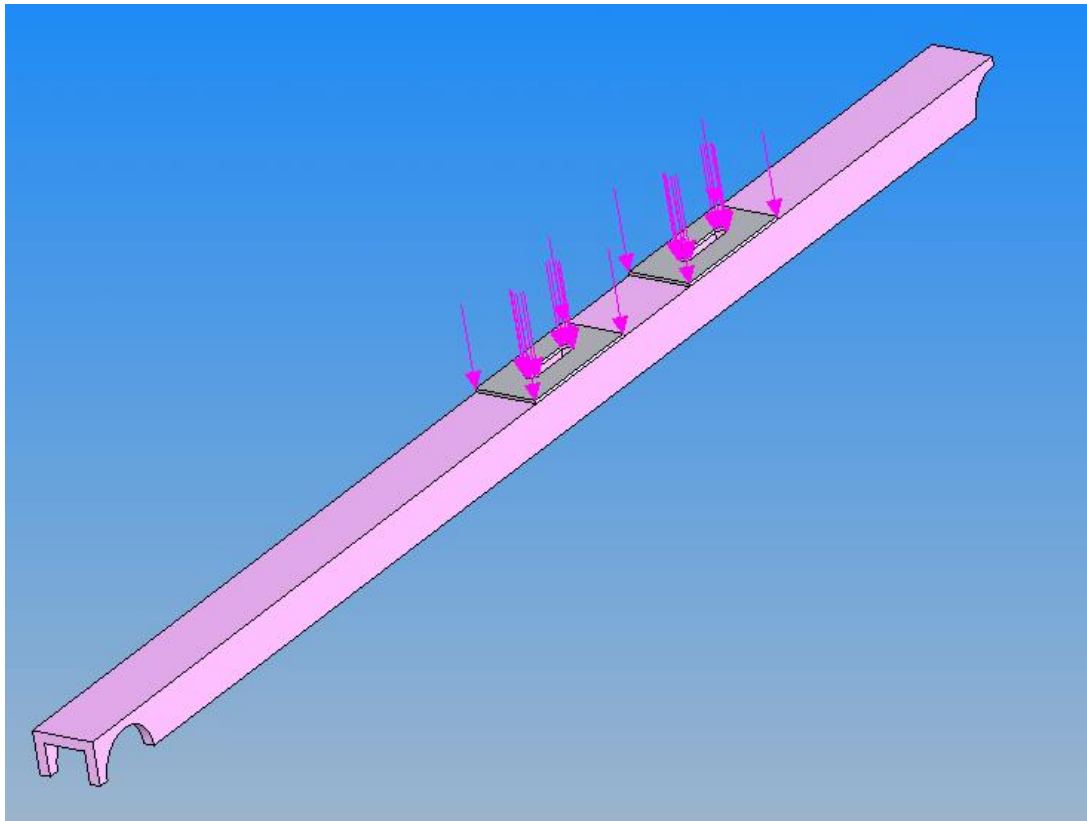
#### **4.2.6 Verificación de perfiles**

Para seleccionar los perfiles necesarios para las vigas soportes del reductor, se realizará un análisis por elementos finitos. El objetivo es poder prevenir que la flecha máxima pueda causar el afloje momentáneo de cadenas y correa, y evitar que una esbeltez excesiva cause una oscilación del sistema que pueda dañar los componentes.

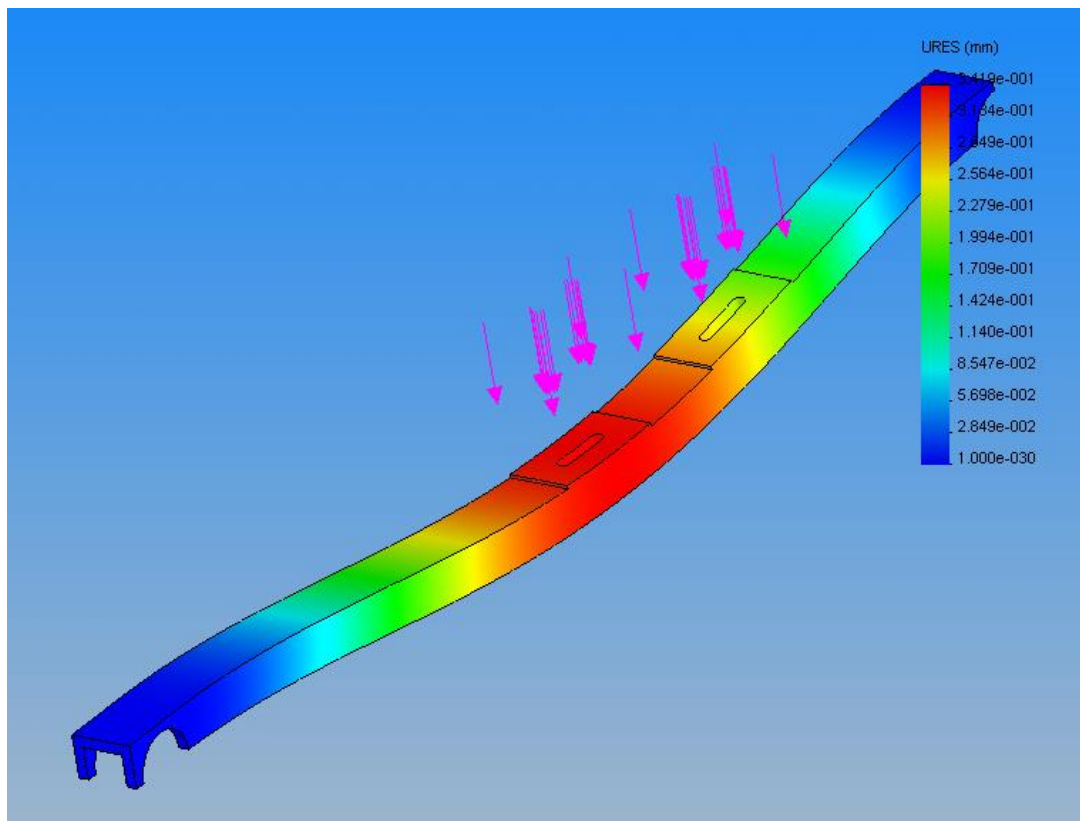
Este estudio se hace también para evitar sobredimensionar las vigas, lo cual agregaría peso innecesario al vehículo.

Se parte de un perfil UPN 30, laminado, su espesor aproximado es de 5 mm. Consideramos la fuerza que podría generar un salto o el recorrido por suelo irregular. Se estima una fuerza igual a 1000 N.

El modelo de estudio es el siguiente:



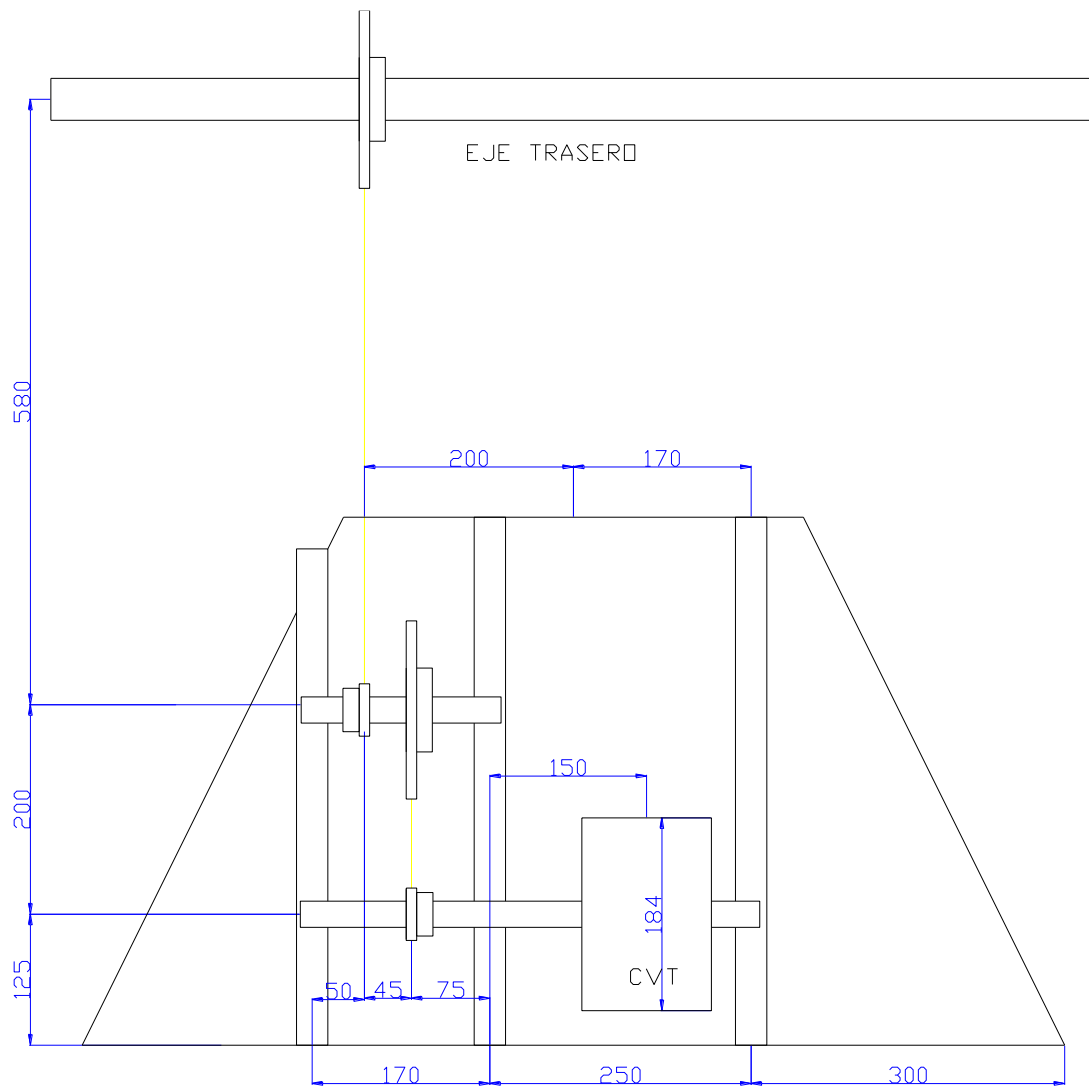
Los desplazamientos obtenidos son los siguientes:



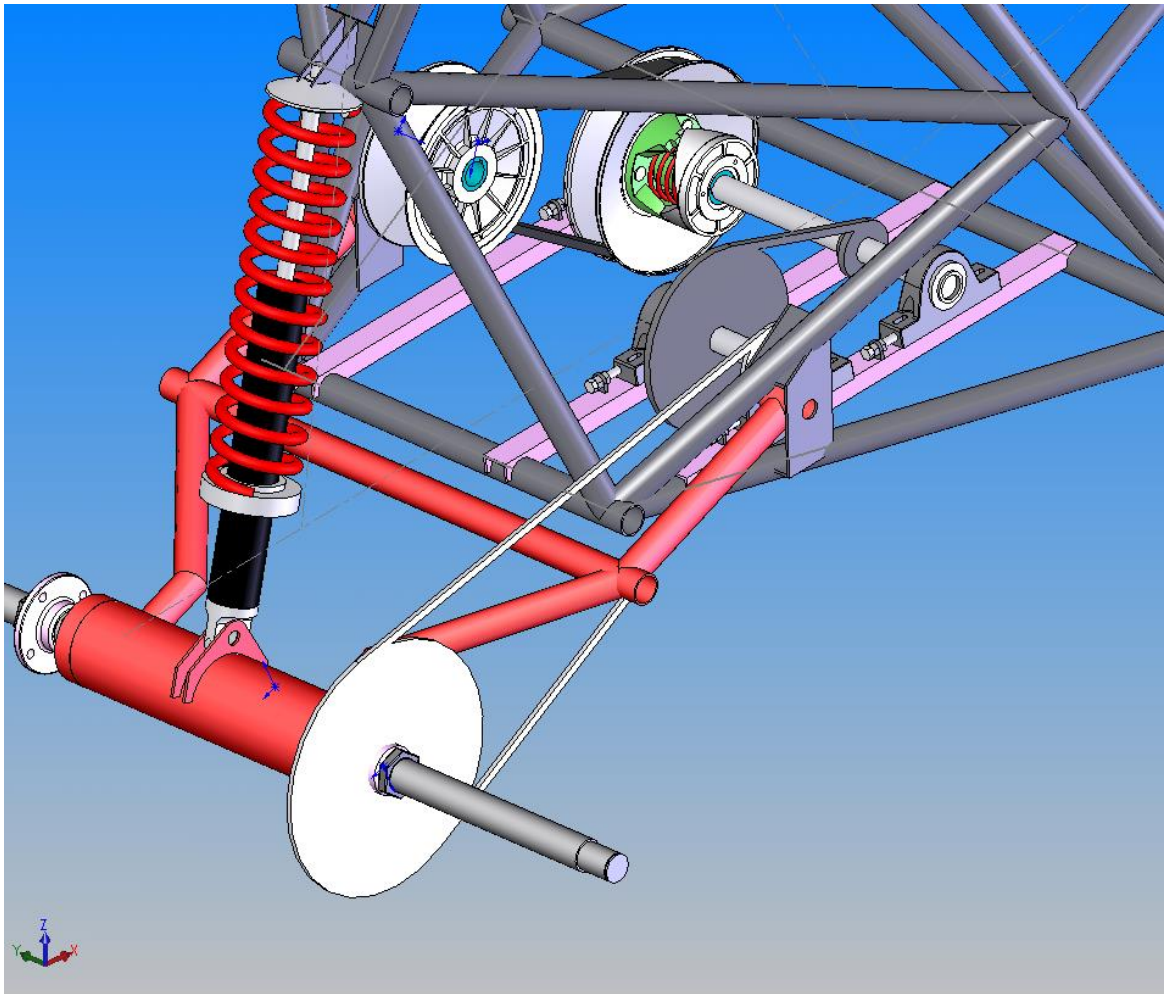
La flecha máxima es de 0,34 mm. Se considera aceptable.

### 4.3 - CONJUNTOS, PLANOS, DETALLES

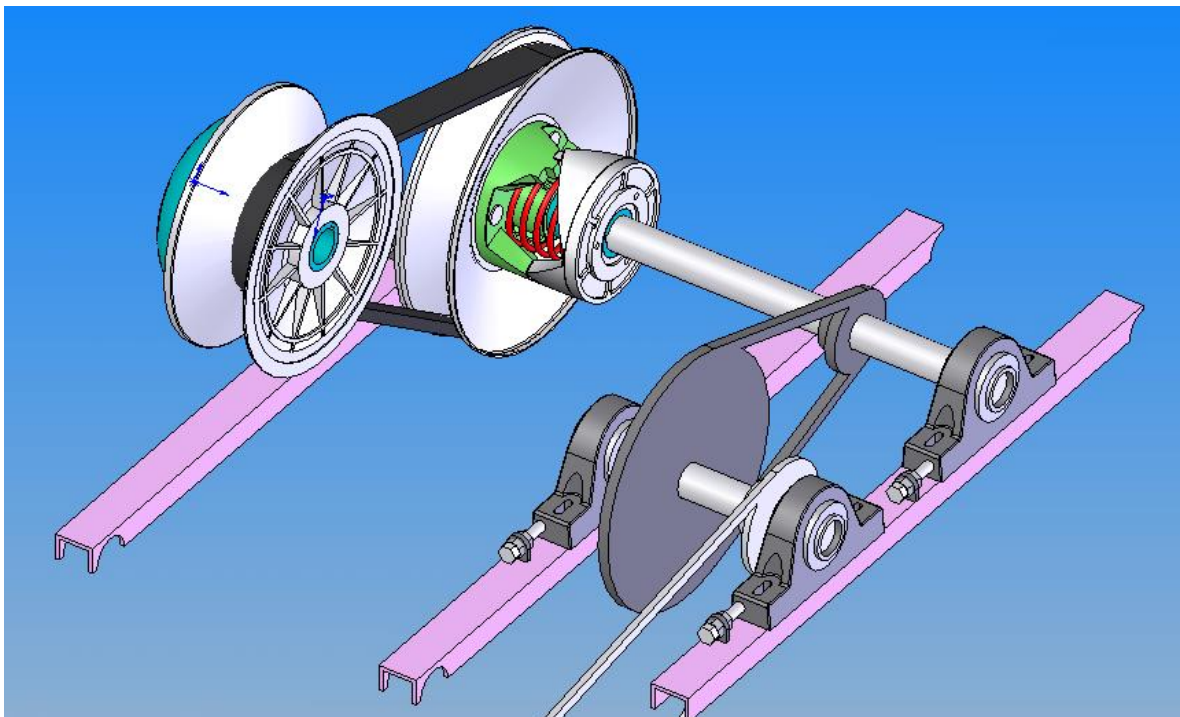
Esquema y dimensiones generales del conjunto reductor montado sobre el marco inferior trasero del chasis:

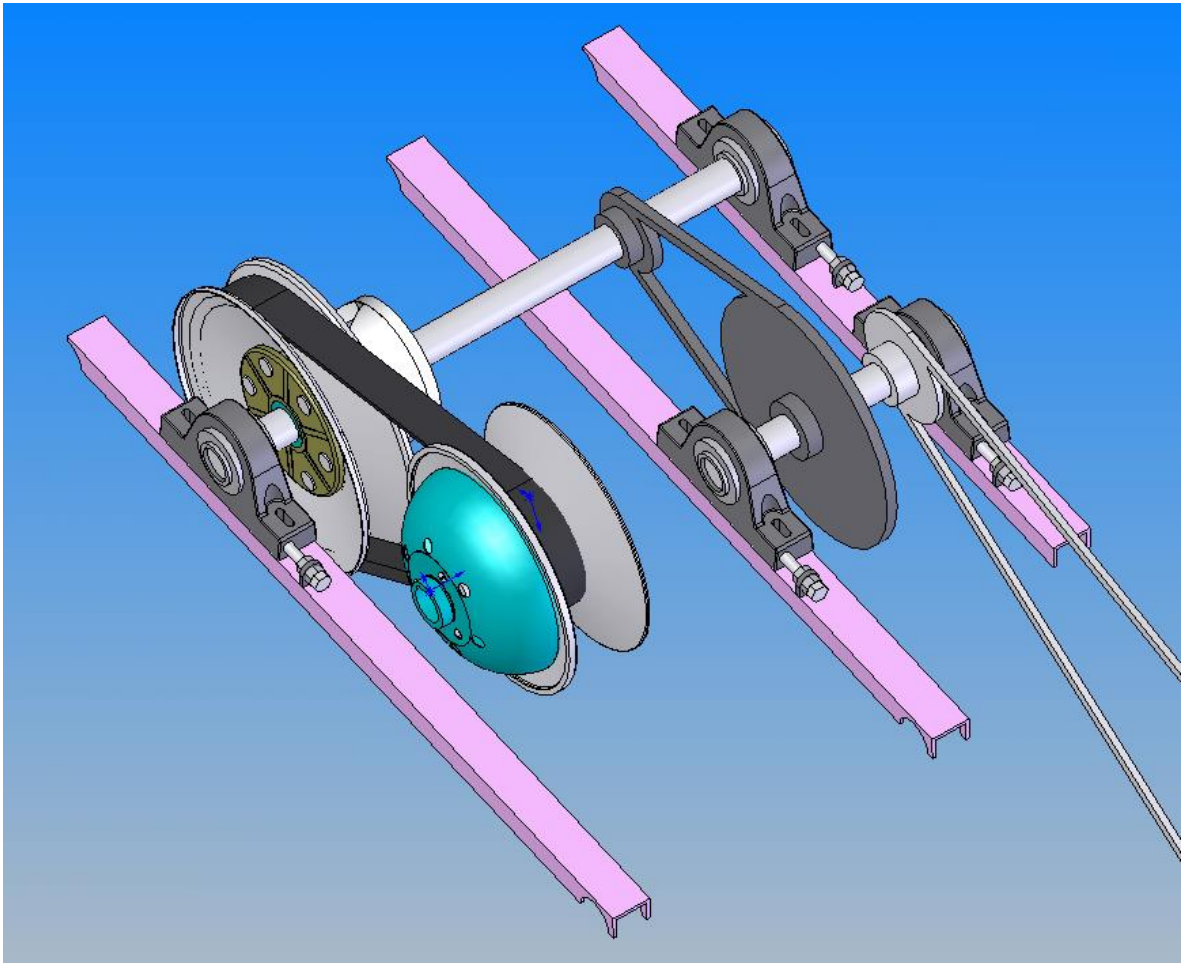


Dibujo del Conjunto Reductor Montado en el chasis:



Detalle:





## **5 - ESTUDIO DE REDUCTOR VARIABLE**

### **5.1 - INTRODUCCIÓN**

El objetivo del siguiente capítulo realizar un análisis y comparación de los diferentes sistemas de variación de la relación de transmisión.

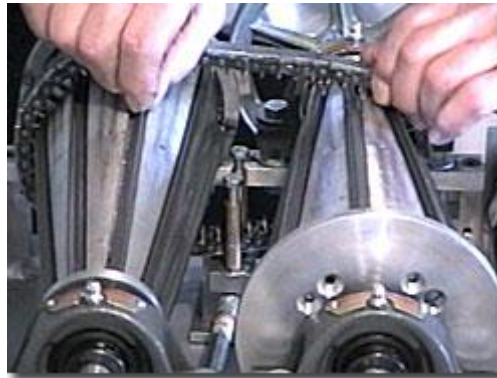
De acuerdo a lo detallado en capítulos precedentes, el tren de transmisión contará con una reducción fija en dos etapas de piñones y cadena. En forma complementaria para cumplir con los requerimientos de prestación del vehículo, arranque suave y velocidad final de 60 Km/h, será necesaria otra reducción de radio variable.

A continuación se presentan diversas posibilidades que han sido estudiadas y para la selección final se tendrán en cuenta factores determinantes como costo, eficiencia, peso, aptitud para puesta en práctica, etc.

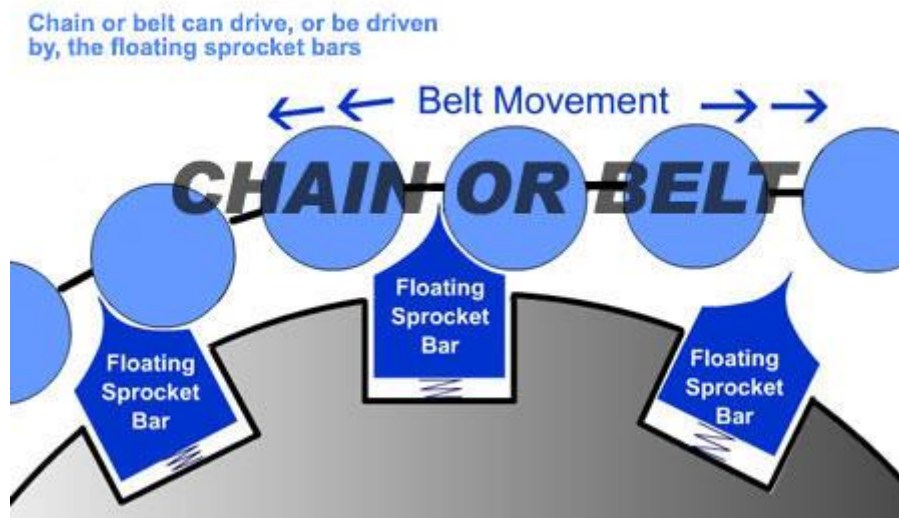
## 5.2 - DESARROLLO

### 5.2.1 Anderson A+CVT

#### 5.2.1.1 De conos



El A+CVT es una variante del principio de dos conos paralelos posicionados con el extremo más ancho de uno junto con el extremo más angosto del otro. Lo innovador de este sistema es el componente que llaman piñones de barras flotantes.



Existen ciertos problemas al utilizar cadenas en estos sistemas. Uno de ellos es la diferencia progresiva de distancia entre las barras a medida que divergen desde el diámetro menor al diámetro mayor de cada cono. Una cadena convencional requiere uniones y dientes espaciados uniformemente. Adicionalmente, la cadena apoya constantemente sobre superficies alabeadas unas respecto de otras lo cual somete la sección de la cadena a torsión.

Estas barras están montadas en canales sobre la superficie de cada cono. Una cadena especialmente diseñada (que apoya de forma que genera un único radio de trabajo) gira alrededor de los conos, moviéndose longitudinalmente de acuerdo a lo necesario para mantener la relación de transmisión deseada. Las barras pivotean levemente, compensando por el cambio de distancia entre ellas en diferentes posiciones a lo largo de los conos. Esto permite que se acomode la cadena, cuyos segmentos están uniformemente espaciados.

En los modelos presentados de este sistema se ve que la variación de la posición de la cadena se comanda mediante una manivela. Esto requiere cierta adaptación al Mini Baja, por ejemplo por comando a pedal. También sería necesario intercalar un embrague ya que este sistema no tiene una posición neutral.

Aquí no se tiene la desventaja que con las correas de la pérdida inherente de potencia, aparte de la relativamente corta vida útil debida al desgaste.

Las ventajas de este sistema son:

- Alta eficiencia
- Diseño simple, menos componentes.
- Poco tamaño y peso.
- Fácilmente adaptable a cada tipo de vehículo.

Como desventajas:

- Este producto se comercializa en Estados Unidos, por el hecho de tener que importarla el producto se encarece demasiado.
- En comparación con el CVT de poleas, la relación total de transmisión en menor.

#### 5.2.1.2 De poleas

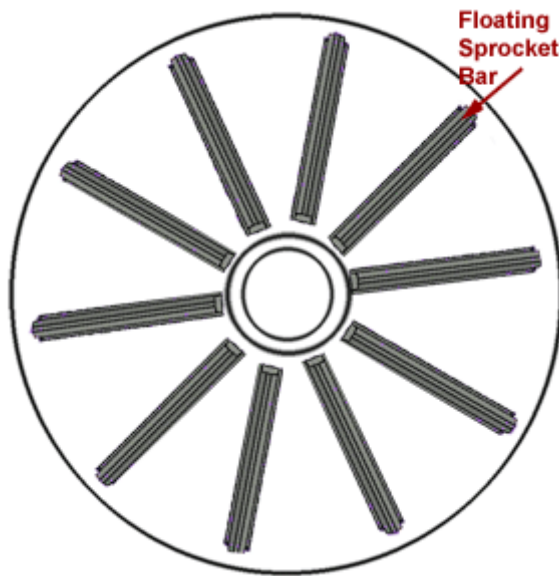
Los piñones de barras flotantes podrían superar a los sistemas de transmisión de poleas de diámetro variable ya que no son dependientes de la fricción.

En los sistemas de poleas de diámetro variable que hay actualmente en el mercado, una cadena o correa gira entorno a dos poleas. En cada polea las mitades o "bridas" se mueven lateralmente alejándose y, alternadamente, acercándose unas o a otras. A medida que las bridas se separan una de otra, paralelamente al eje, la sección en forma de V entre ellas se ensancha, permitiendo a la cadena deslizarse más cerca del eje. Cuando las bridas se acercan, achican el espacio en forma de V, así la cadena o correa es forzada hacia al diámetro exterior de la polea. El cambio de posición de la cadena o polea resulta en relaciones de transmisión variables.

Algunos pocos fabricantes de automóviles, incluyendo a Audi, Nissan, Toyota y Saturn usan actualmente transmisiones continuas variables en algunos modelos de vehículos. Estos sistemas dependen de la fricción, lo cual a lo largo del tiempo conlleva al desgaste acortando la vida útil de la transmisión y comprometiendo su autonomía.

La cadena o correa utilizada en los sistemas existentes no puede ser lubricada, ya que esto reduciría la fricción tanto que no podrían funcionar.

El sistema A+CVT se sobrepone a este problema adaptando el sistema de piñones de barras flotantes como en la figura:



Las barras flotantes se montarían radialmente en el lado interior de las bridas de cada polea. Una cadena especialmente diseñada o una correa plana con proyecciones a los lados giraría entre las poleas, entrando en contacto con las barras en un punto, con la mínima superficie de contacto. Este concepto hace que el sistema sea de desplazamiento positivo, al contrario del resto de los sistemas dependientes de la fricción. Ya que este sistema no dependería de la lubricación, puede ser lubricado, esto reduciría el desgaste prolongando la vida de servicio de la unidad. A diferencia de los CVT existentes, este diseño podría ser hecho a escala

apropiada para vehículos pesados.



Otra ventaja de aplicar esta tecnología a los sistemas de poleas existentes es la simplicidad. Mecánicamente, el A+CVT es mucho más simple y menos costoso de

producir que las transmisiones existentes.

Las ventajas de este sistema son:

- Alta eficiencia
- Diseño simple, menos componentes.
- Poco tamaño y peso.
- Fácilmente adaptable a cada tipo de vehículo.

Como desventaja:

- Este producto no ha sido desarrollado sino que es un prototipo conceptual. Hay una gran variación de la distancia relativa entre las barras al moverse entre el diámetro mayor y el menor. Esto complica mucho el diseño de una cadena que pueda adaptarse a los dientes.

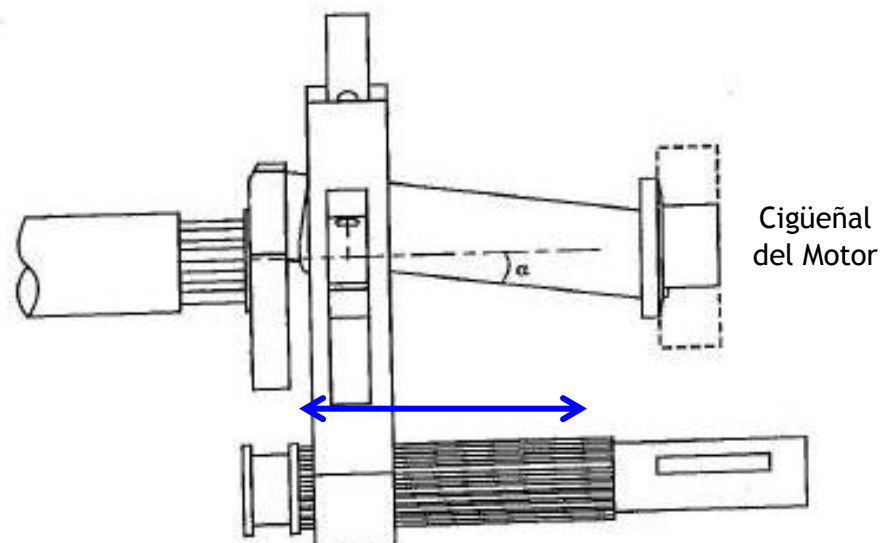
### 5.2.2 Gesselschaft CVT



Utiliza también el principio de los conos paralelos invertidos. Lo diferente en este caso es la vinculación entre ambos. Hay modelos de Mini Cooper que utilizan este sistema el cual es controlado en forma electrónica.

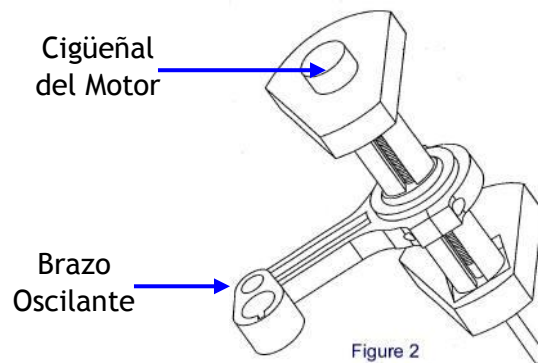
Si bien el principio es utilizable, necesita ser fabricado en el tamaño adecuado, ya que el peso de este modelo ronda los 60 Kg. Y el sistema electrónico encarecería demasiado el precio.

### 5.2.3 Transrevolution Inc. IVT



En este sistema, el extremo del cigüeñal tiene un ángulo respecto del eje de giro (alfa en la figura). A este extremo inclinado se conecta un brazo que traduce el movimiento rotatorio del cigüeñal en un movimiento oscilatorio en el eje inferior de la figura. El brazo puede desplazarse lateralmente a lo largo del eje inclinado, variando de esta forma el radio de giro. Esto significa en el eje inferior un movimiento oscilatorio de mayor o menor amplitud. Con una serie de mecanismos posteriores, se vuelve a transformar el movimiento oscilatorio en rotatorio de diferente velocidad de giro que el cigüeñal. El mecanismo que vuelva a transformar el movimiento de oscilatorio a rotativo deberá tener características similares a este

primero, es decir deberá poder adaptarse a las variaciones de intervalos de oscilación y de esta forma poder generar un movimiento rotativo uniforme y constante en el eje de salida.



En la figura, se ve el extremo del cigüeñal y el brazo. Por la vista adoptada no es clara la inclinación del cigüeñal respecto de su eje de giro. Se ve también como es la conexión del brazo con el eje inferior, para transmitirle el movimiento oscilatorio.

Este sistema carece de embrague, ya que el neutral se logra llevando el brazo a la posición en que la excentricidad del eje inclinado es nula. Entonces la amplitud de oscilación en el brazo sería iguala cero.

De utilizar este principio, sería necesaria su fabricación ya que los existentes de este tipo son de tamaño grande para vehículos pesados.

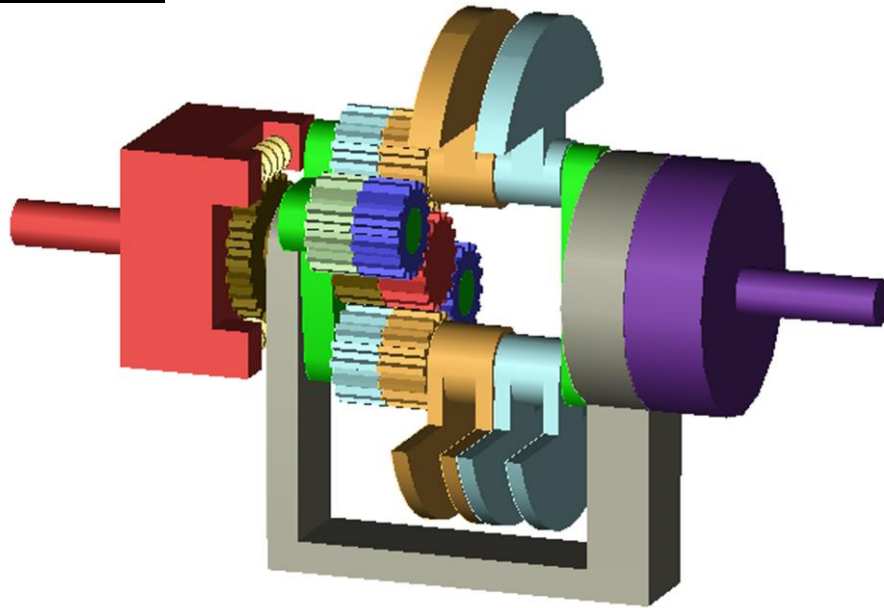
#### Ventajas:

- Eficiencia alta
- Diseño relativamente sencillo
- Poco peso

#### Desventajas:

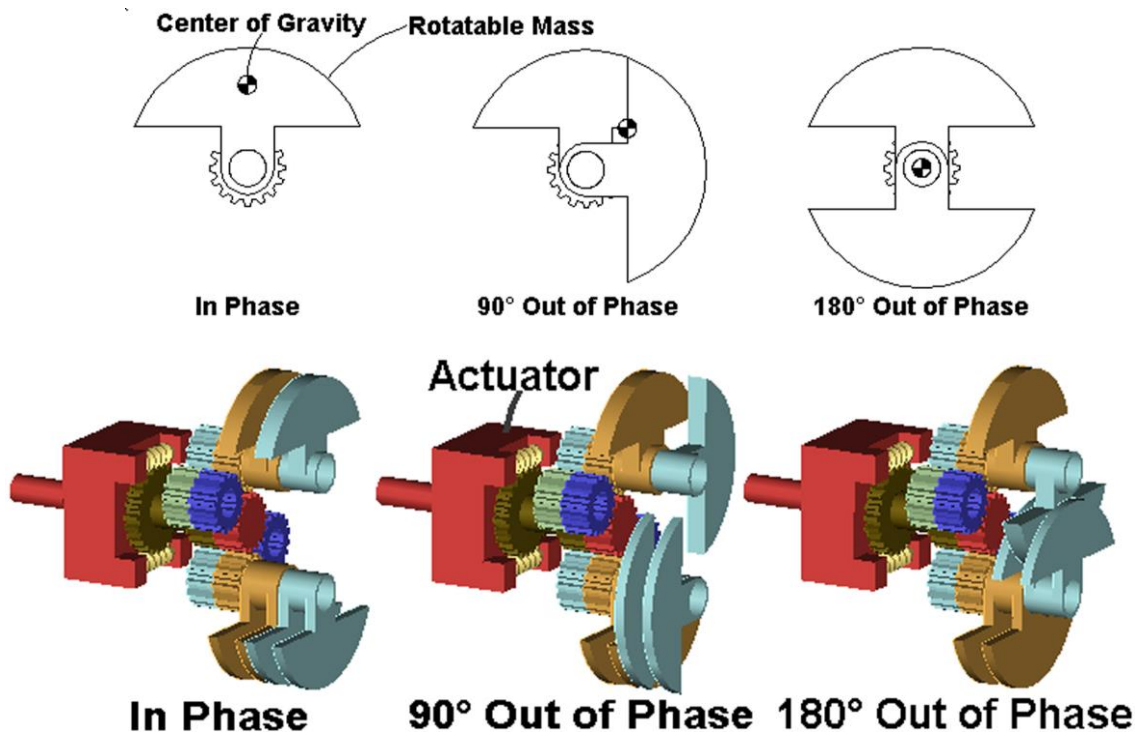
- Necesidad de fabricación
- Algunos componentes son costosos.

### 5.2.4 Masas excéntricas



Este CVT utiliza un torque oscilatorio para variar la potencia transmitida. Un marco con dos brazos gira, y en cada brazo hay un par de masas excéntricas también rotatorias. Cuando el eje conductor gira, por una serie de engranajes (que se ven en la figura), giran las masas excéntricas. Este movimiento induce una oscilación del marco. Esta oscilación es captada y nuevamente transformada en movimiento rotativo por una serie embragues de un sentido. La velocidad de oscilación del marco es lo que varía y cambia por ende la velocidad de rotación a la salida.

La forma de variar la relación de transmisión es cambiando la fase del par de masas excéntricas como muestra la figura siguiente. Esto se logra mediante un actuador computarizado.



El poco número de componentes maximiza la eficiencia de esta transmisión. Sin embargo, la eficiencia se ve afectada por pequeñas pérdidas de energía en los engranajes, los apoyos y los embragues de un sentido.

Este sistema está patentado por LesTran Engineering. Sin embargo en algunos casos han permitido el uso de la patente a universidades.

Ventajas:

- Eficiencia alta (95%).

Desventajas:

- Sistema patentado
- Necesidad de fabricación.

### 5.2.5 Transmisión manual con embrague

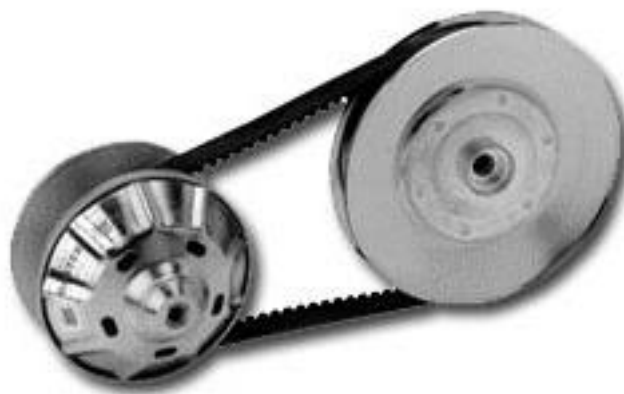
Se trata de una caja de cambios con engranajes similar a la de una moto. Los reductores de engranajes son los más utilizados en vehículos, por lo que se sabe que es una tecnología probada.

Para el Mini Baja sería necesaria la transmisión de un motor de 250 cc - 300 cc. Para que pueda soportar la potencia provista. El mayor inconveniente es que la transmisión de estos motores viene montada en el mismo bloque del motor. Por lo tanto para utilizar este sistema como transmisión, se tendría que desarrollar y construir un soporte que contenga a los componentes y sea estanco para permitir la lubricación por baño de aceite. Esto también implicaría la compra por separado de todos los componentes de la transmisión: Engranajes, ejes, resortes, horquillas, embragues, etc.

### 5.2.6 Comet CVT

El principio de funcionamiento es el mismo que el explicado anteriormente de poleas. La diferencia en este caso es que la vinculación es mediante correa, o sea que es dependiente de la fricción.

El control de apertura y cierre de las bridas de las poleas lo comanda un sistema de masas centrífugas ubicado en el conjunto conductor. La parte conducida responde de acuerdo a la tensión en la correa y a la fuerza de un resorte antagónico. Este último sirve, junto con las masas del sistema centrífugo, para configurar el punto de acople y la respuesta en velocidad de giro de la transmisión.



**Ventajas:**

- El sistema se comercializa listo para montar. Se fabrica en los Estados Unidos pero puede ser adquirido mediante la Sociedad Industrial Argentina, y obtenerlo a precio de costo.
- Es el dispositivo más utilizado en la categoría Mini Baja, sobre todo para los diseños iniciales, de bajo presupuesto y baja complejidad técnica.

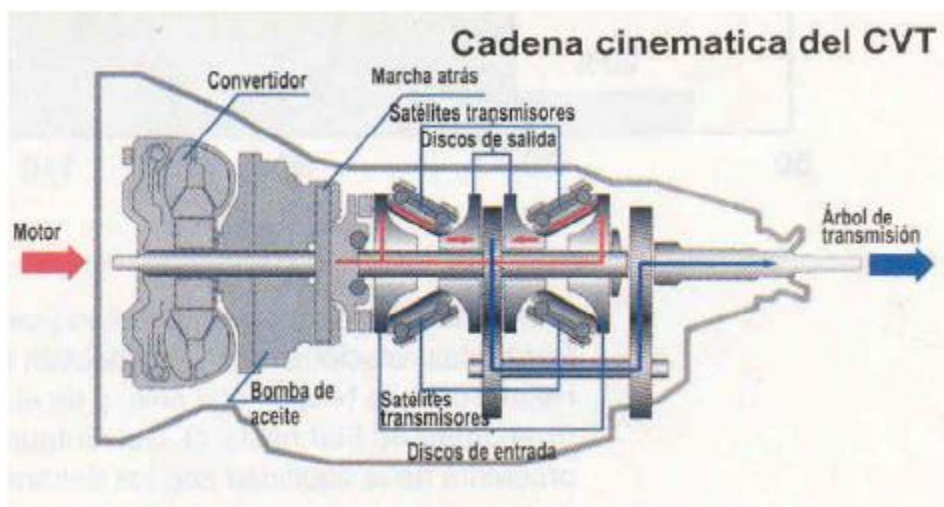
**Desventajas:**

- La eficiencia es baja por tratarse de una transmisión por correa.
- En condiciones de humedad produce resbalamiento, aunque esto puede evitarse construyendo una cubierta además de protectora, impermeable.

**5.2.7 Toroidal**

La alternativa más realista a las poleas y la correa (o cadena) se llama cambio toroidal. Nissan ya lo ha lanzado en Japón en sus modelos Cedric y Gloria con el nombre de EXTROID, y Mazda y Toyota ya tienen lista su versión para ser lanzada al mercado. Para conocer su funcionamiento, se va a describir el caso particular de Nissan.

Se trata de un cambio fabricado por el especialista en transmisiones Jatco, capaz de soportar pares de hasta 400 Nm. Al igual que el Multitronic (poleas), existe también la posibilidad de disponer de seis velocidades secuencialmente.



Los engranajes de la caja de cambios dejan paso a un conjunto similar a un diferencial (aunque sin dientes), con sus satélites y planetarios capaces de ser reorientados por el empuje de unos discos movidos por un sistema electrohídrico (Figura). Los satélites, con forma troncocónica, pueden desplazarse y variar la relación de transmisión. Basta con girar los satélites para obtener diferentes puntos de contacto entre estos y los discos planetarios para que, según la distancia que separe los puntos del eje, así se tenga una desmultiplicación. Las curvaturas de todas las piezas implicadas permiten no sólo que el paso de marchas pueda ser continuo, sino presumiblemente suave.

Para reorientar los satélites no hace falta aplicar una gran fuerza exterior, pues los propios discos girando a alta velocidad lo hacen con sólo desplazarlos ligeramente

y aplicando una mínima presión. Entre 0,1 y 1 mm es el desplazamiento necesario por parte del sistema hidráulico para su actuación.

Claro que, para obtener sincronía entre ambos satélites hace falta una hidráulica precisa, que recibe instrucciones adicionales de operación de una central electrónica.



Con objeto de aumentar los puntos de contacto y poder, por tanto, soportar más par, la caja de cambios EXTROID cuenta con una pareja de estos mecanismos satélites-planetarios trabajando en paralelo. La fuerza que maneja ronda los 30 kN y puede llegar a picos de 100 kN, para lo que se ha desarrollado un acero al carbono de alta calidad.

Dado que el contacto entre las partes metálicas debe ser mínimo o nulo, en realidad la transmisión se realiza a través de la capa molecular de aceite que existe entre disco y satélite. Por eso el aceite se ha desarrollado especialmente como una aplicación para tracción, de modo que, además de lubricar y refrigerar, sus moléculas se alineen formando cadenas que enganchen entre sí al ser sometidas a presión.

Las ventajas del EXTROID son:

- No necesita altas presiones para transmitir grandes cantidades de torque.
- Resulta más suave que la transmisión por cadena.
- Se garantizan mejoras de hasta un 20% en consumo frente a un cambio automático convencional.
- Capaz de soportar más de 400 Nm de par.
- Como los ejes de entrada y salida son coaxiales, la caja es más compacta con lo que se puede conectar transversalmente.

Desventajas:

- Lógicamente el inconveniente principal es el precio ya que aparte de la tecnología que incorporan, se trata de un producto que acaba de ver la luz.
- Necesidad de fabricación para el tamaño reducido del Mini Baja.
- Es necesario contar con el aceite especial que realiza la transmisión por fricción.
- El control de este sistema es caro.

### 5.2.8 Ratio Disc Corp PCT (Planetary Continuous Transmission)



El principio de funcionamiento es similar al de las transmisiones toroidales. Las piezas se vinculan por fricción, lo cual implica cierta pérdida de potencia. Una de las ruedas verticales es conducida por el motor y hace girar el disco horizontal a una velocidad que depende del punto de contacto a lo largo del radio. La rueda vertical conducida toma la potencia del plato horizontal y de acuerdo al punto de contacto define su velocidad de giro.

Como puede verse según la figura este sistema es apenas conceptual por lo que sería necesario desarrollarlo completamente y luego construirlo.

Las ventajas y desventajas son difíciles de analizar en este caso. Pueden tomarse como desventajas que existirá una pérdida de potencia por la fricción en puntos de contacto, dado que el radio de transmisión generado no sería puntual sino un intervalo o segmento. El hecho de tener que desarrollar todo el mecanismo no lo hace práctico para este proyecto de Mini Baja.

### 5.3 CONCLUSIONES

En base al análisis expuesto se concluye que algunos de los dispositivos se descartan rápidamente por el costo o por su carácter de sistema experimental. Estos son el de conos opuestos, el IVT de eje excéntrico, el toroidal y el Planetario.

Opciones aceptables son la caja de engranajes, el CVT Comet y el de masas excéntricas. Estos tres presentan características similares en cuanto a costo, tamaño y peso. Sin embargo por una cuestión de practicidad para este primer proyecto de Mini Baja, se optará por el Comet CVT, cuya única desventaja frente a los otros dos era su inferior eficiencia.

## **6 - ANÁLISIS DEL CVT**

### **6.1 - INTRODUCCIÓN**

El objetivo del siguiente capítulo es explicar el funcionamiento y realizar un análisis de la transmisión continua variable a utilizar en el Mini Baja.

Como se explicó anteriormente, la primer parte del tren de transmisión de potencia desde el motor a las ruedas será un variador de torque del tipo de poleas variables. El mismo es fabricado y comercializado por la firma Comet Industries, radicada en los Estados Unidos. El modelo elegido es uno de los más utilizados para la categoría Mini Baja. Es el 790.

A continuación se describe su funcionamiento y se estudia su rendimiento y posibles fallas.

## 6.2 - DESARROLLO

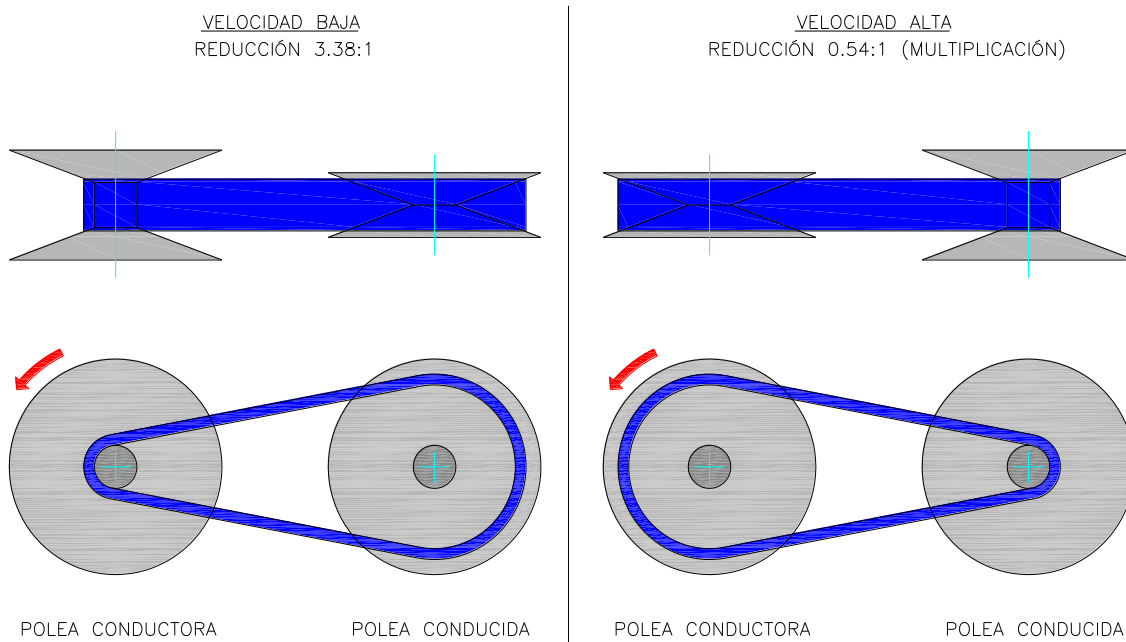
### 6.2.1 - Funcionamiento

El concepto de este reductor variable es que para distintas velocidades de giro del motor entrega diferentes relaciones de transmisión en su eje de salida.

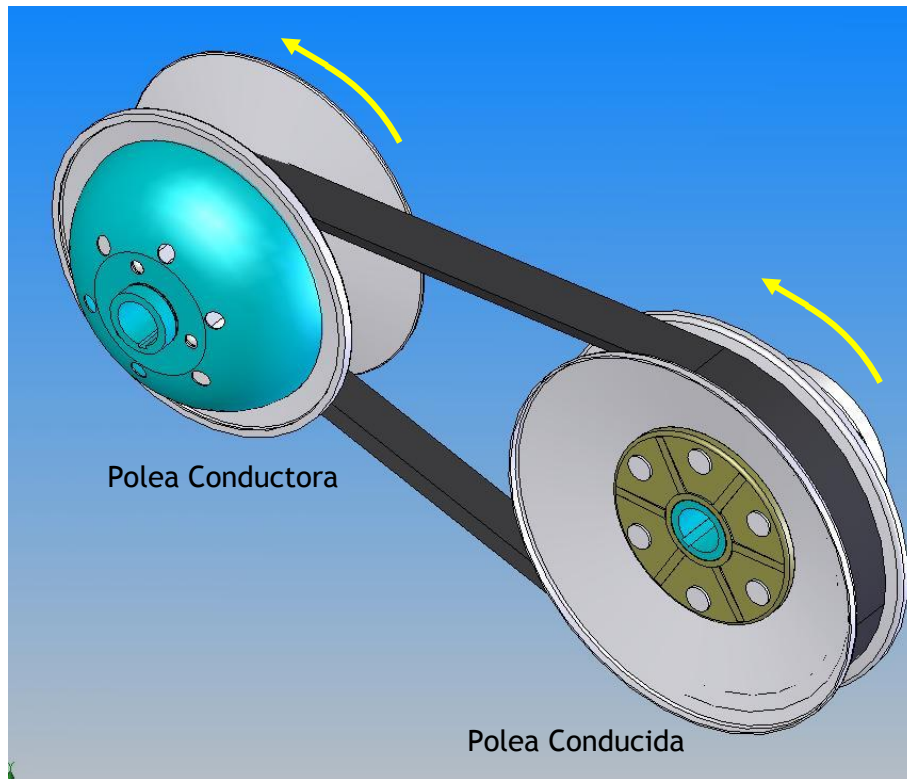
Visto esquemáticamente, el CVT seleccionado posee dos poleas, una conductora y una conducida, vinculadas por una correa. Ambas poleas tienen la capacidad de variar su radio de acción. De esta manera, a bajas velocidades la polea conductora actúa con un radio de trabajo pequeño y la conducida trabaja con un radio grande. Por lo tanto la velocidad de salida del motor es reducida. En la posición extrema, la relación de transmisión según hoja de datos adjunta es de 3,38:1. Esto es la relación entre el radio de la polea conducida y la conductora.

Para velocidades altas la polea conductora trabaja con radio grande y la conducida lo hace con radio chico. En la posición extrema, la relación de transmisión especificada es de 0,54:1. O sea que se tiene una multiplicación de velocidad.

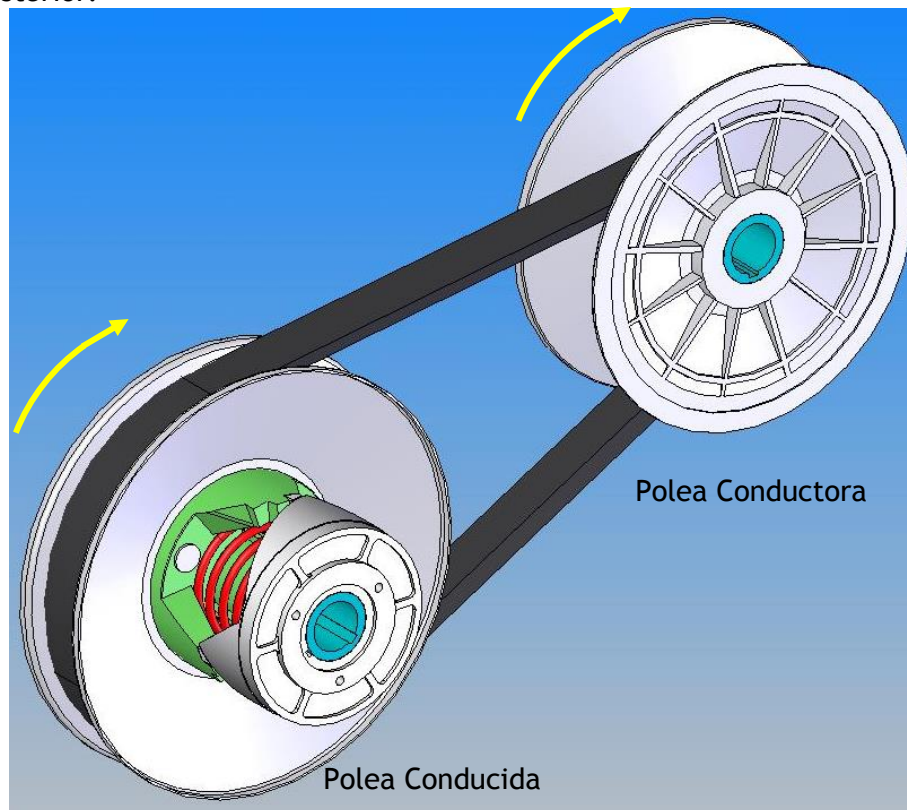
A continuación se ve un esquema del principio de funcionamiento del sistema:



Este sistema aun no fue adquirido para implementar en el proyecto. Sin embargo se tuvo acceso al modelo y pudieron relevarse las dimensiones del mismo, que junto a la información disponible del producto permitieron realizar una representación tridimensional con buena precisión. A continuación puede verse.



Vista posterior:



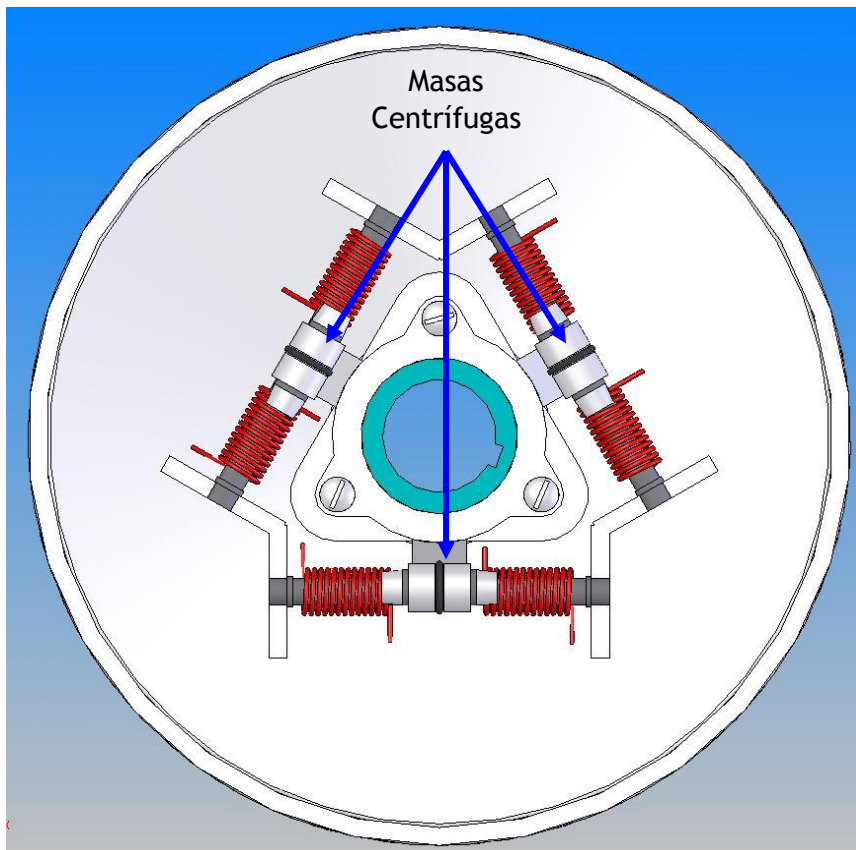
Cada polea esta formada por dos mitades o bridas. Tanto en el conjunto conductor como en el conducido, una de las bridas es fija al eje del conjunto y la otra tiene permitido, dentro de cierto rango, el movimiento en la dirección axial.

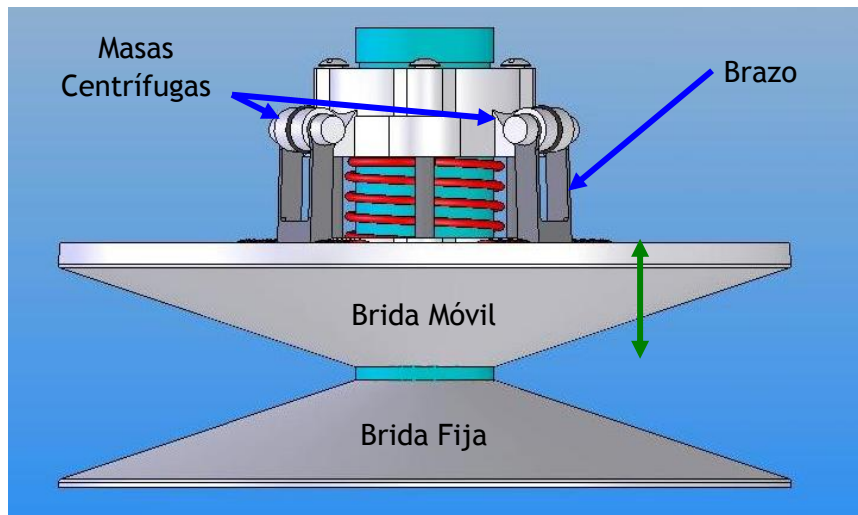
A medida que las bridas se separan una de otra, paralelamente al eje, la sección en forma de V entre ellas se ensancha, permitiendo a la correa deslizarse más cerca del eje. O sea que la correa pasa a trabajar en un radio cada vez menor.

Cuando las bridas se acercan, achican el espacio en forma de V, así la correa es forzada hacia al diámetro exterior de la polea.

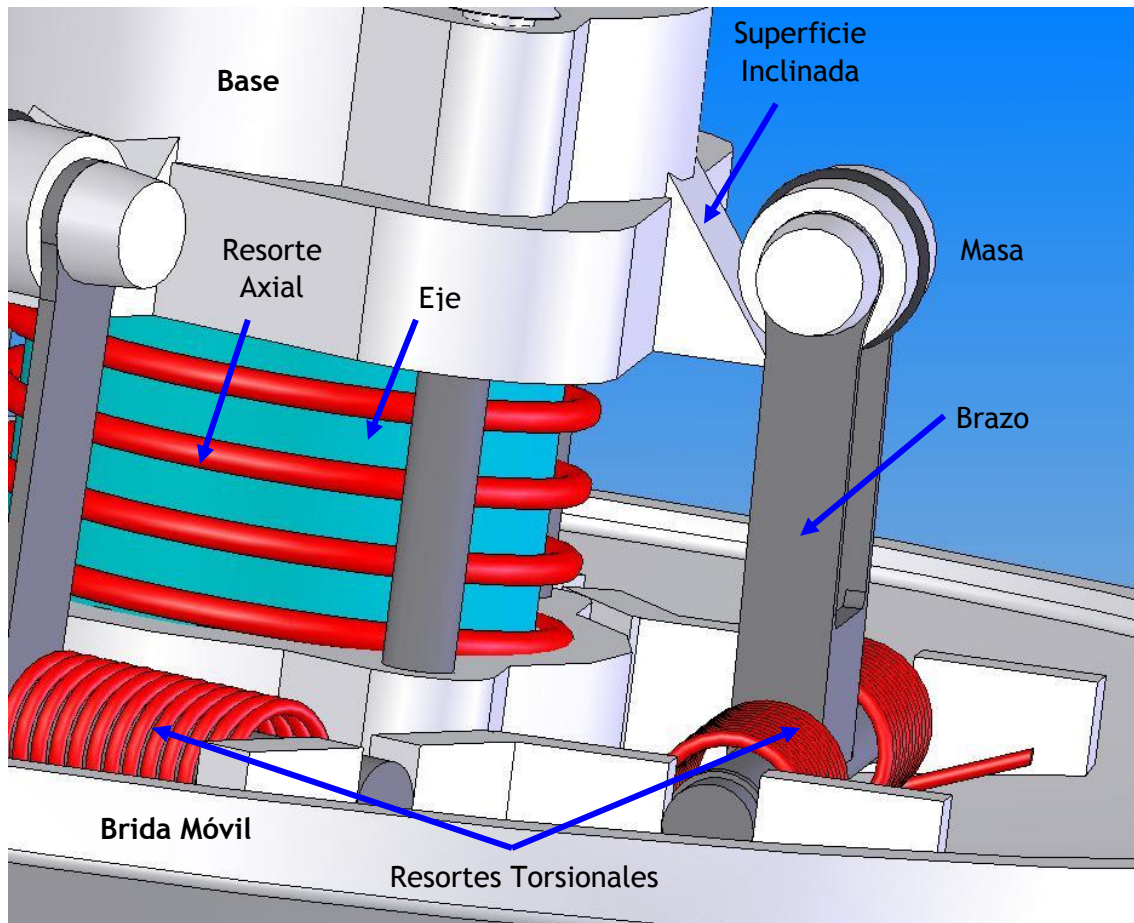
Del cambio de posición de la correa resultan relaciones de transmisión variables.

La relación de transmisión se regula modificando la apertura y cierre de las poleas. En este sistema en particular se realiza desde el conjunto conductor con un sistema de masas centrífugas, en las figuras siguientes puede verse el conjunto conductor únicamente y el nombrado mecanismo, sin la tapa.





Estas tres masas están montadas cada una sobre un brazo bastidor montado sobre la brida móvil. Las masas apoyan a la vez sobre una superficie inclinada de la base, la cual está fija al eje (figura).

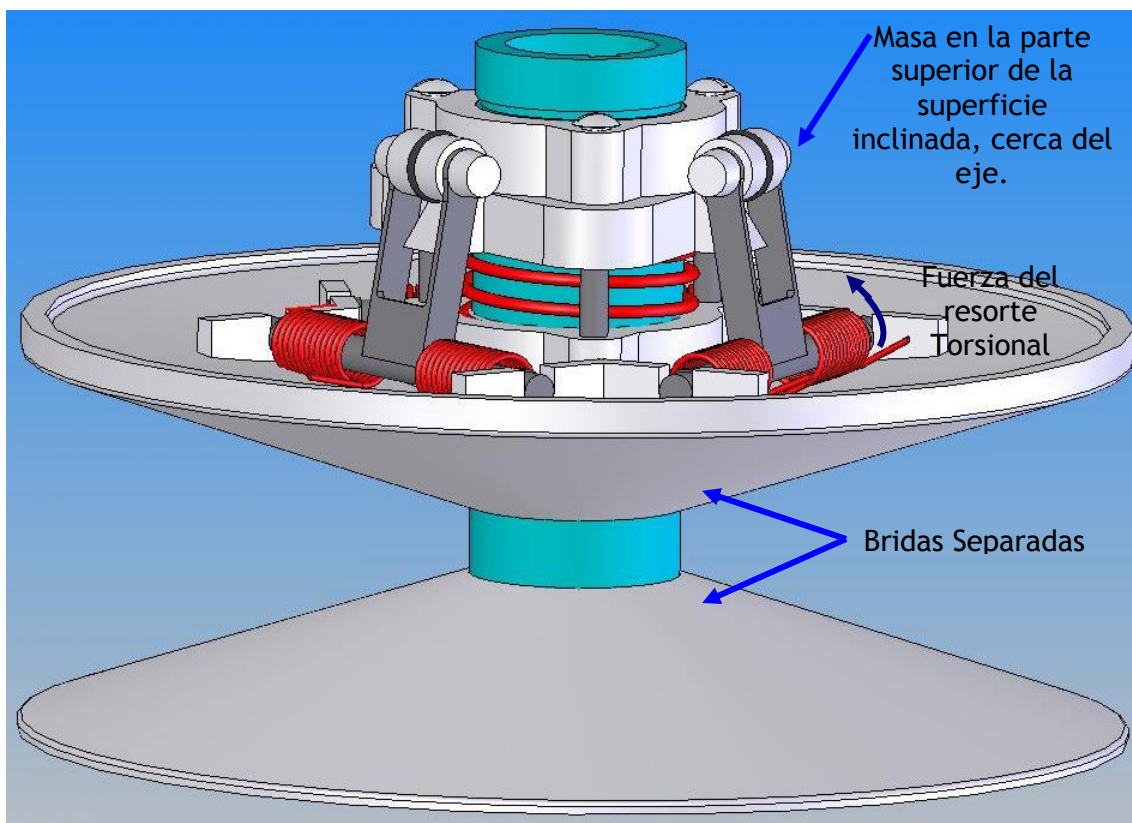


La fuerza de un resorte torsional situado en el apoyo de cada brazo bastidor obliga a las masas a acercarse al eje. De esta forma la brida móvil se mantiene arriba en las figuras anteriores. O sea en la posición más alejada de la brida fija. A bajas velocidades, gobierna la fuerza de estos resortes torsionales, por lo tanto ambas bridas estarán separadas y la correa actuará sobre el radio mínimo.

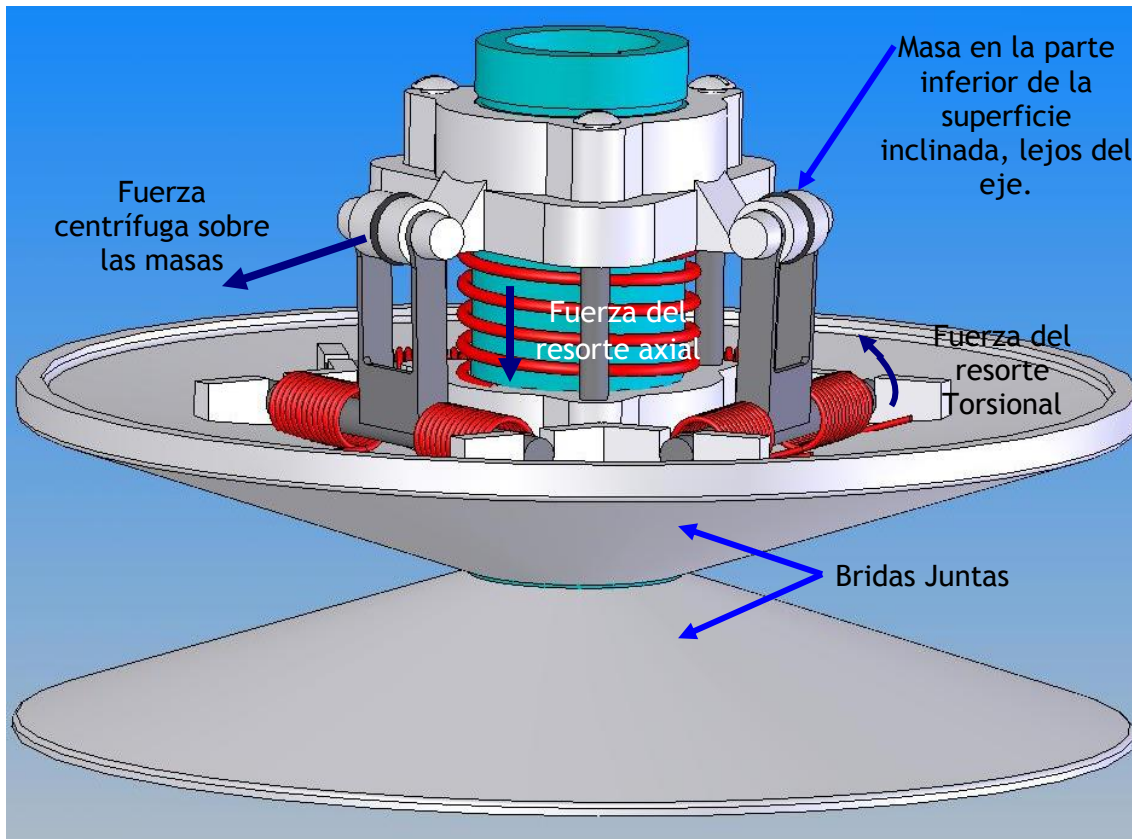
Al aumentar la velocidad angular, la fuerza centrífuga se opone a la acción de los resortes torsionales y logra que las masas se aparten. Gracias a la acción del resorte axial las masas ruedan sobre las superficies inclinadas y la brida móvil de la polea se acerca a la fija, forzando a la correa a trabajar en un radio mayor.

En las siguientes figuras se muestran las dos posiciones relativas de las bridas de las poleas. Puede observarse en el mecanismo como cambia el punto de apoyo de las masas sobre los planos inclinados para ambas configuraciones.

Sistema girando a baja velocidad (bridas separadas):



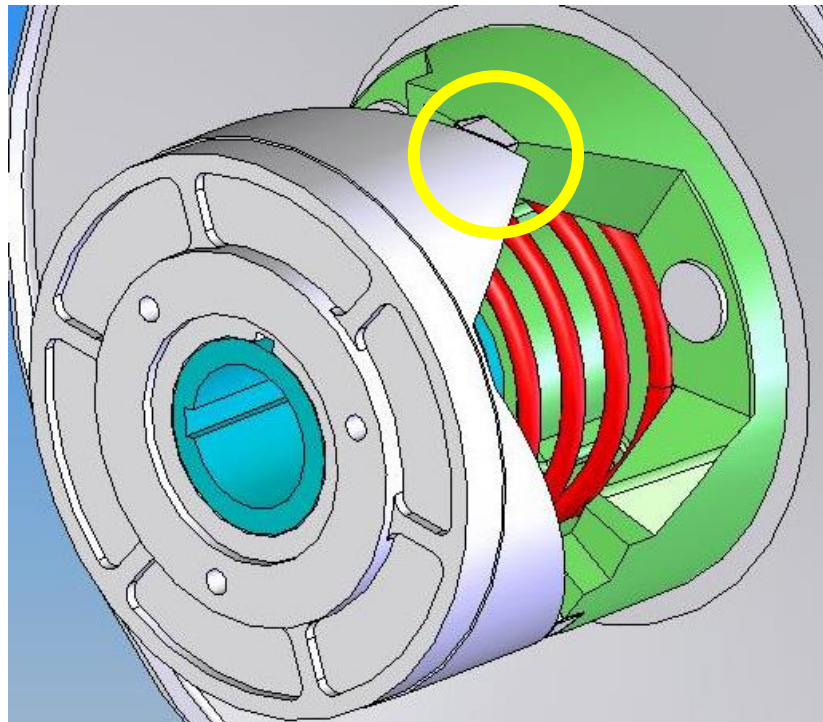
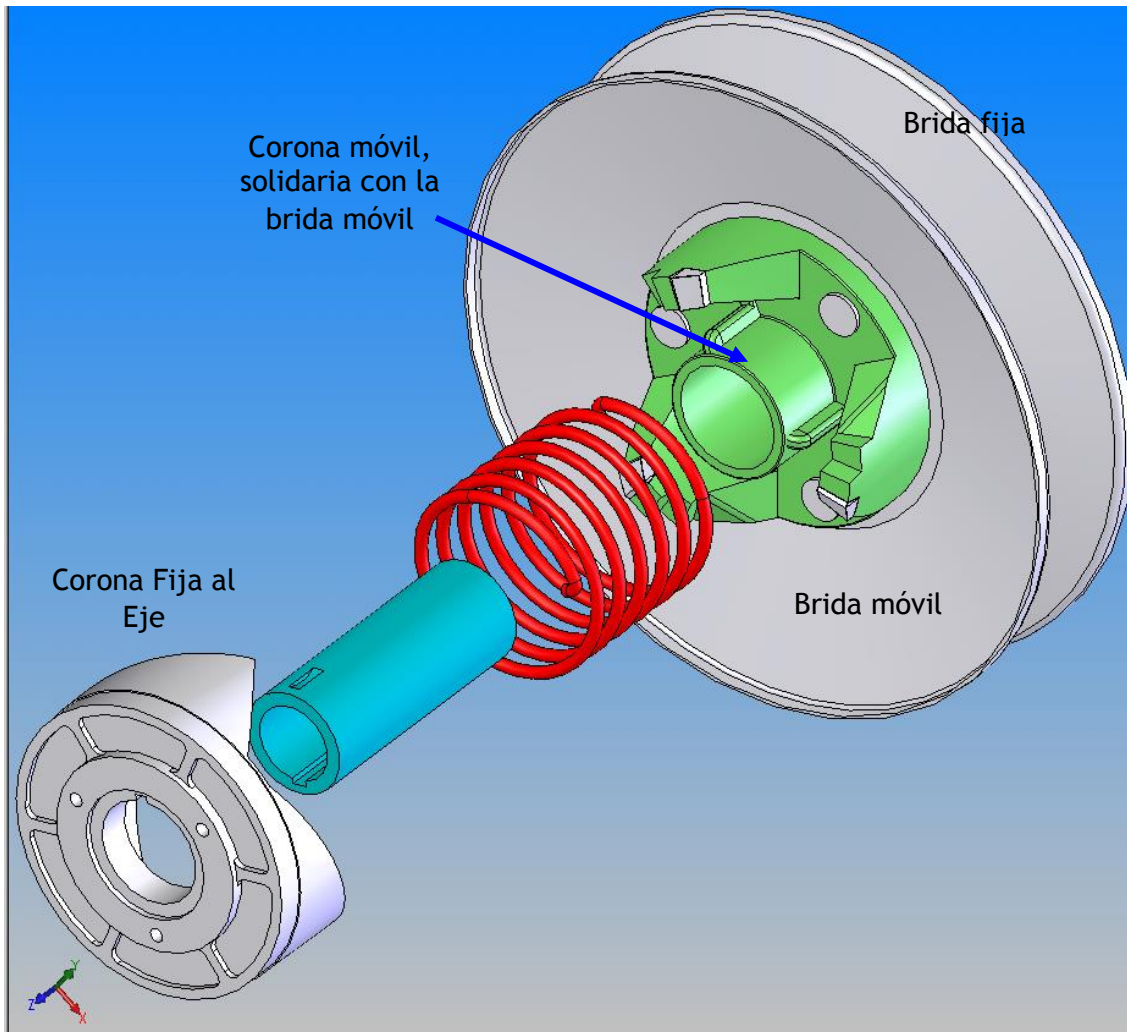
Sistema girando a velocidad alta (bridas juntas):



En el conjunto conducido la separación entre poleas la regula la tensión de la correa y la fuerza antagónica de un resorte. La tensión en la correa aumenta cuando en el conjunto conductor aumenta el radio de trabajo. Entonces la correa vence la fuerza del resorte y separa las poleas.

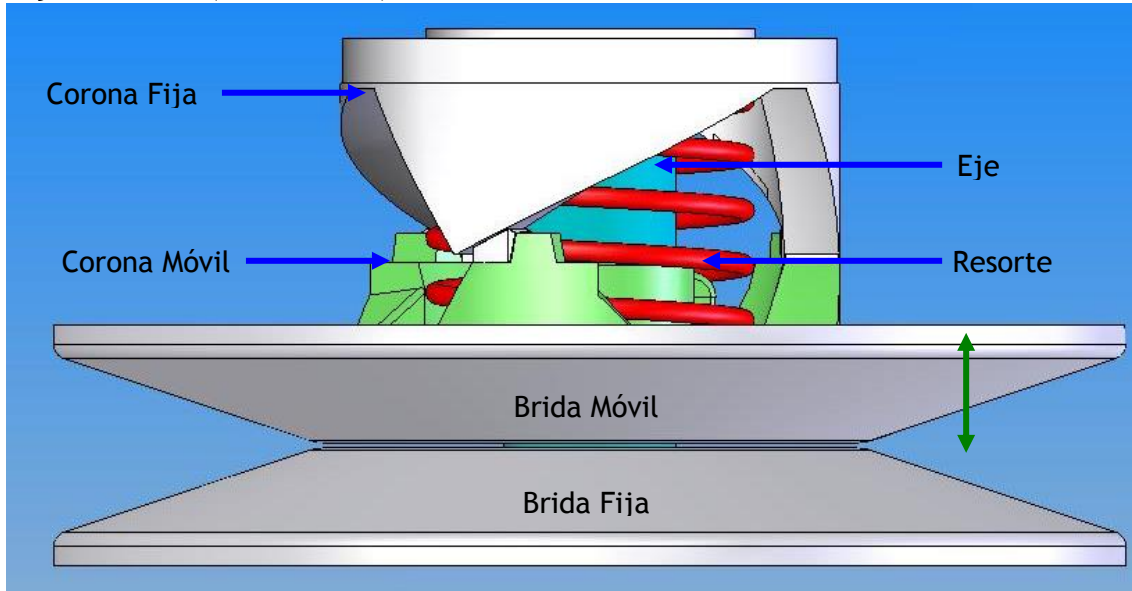
El conjunto conducido posee dos piezas en forma de corona con 3 puntas. Las superficies de contacto entre ambas coronas siguen un perfil de leva helicoidal. Este contacto garantiza la transmisión de movimiento de la corona que está fija a la brida móvil a la corona que esta fija al eje del conjunto, y esto para todas las posiciones relativas entre ambas coronas.

A continuación se ven las piezas mencionadas en perspectiva explotada:

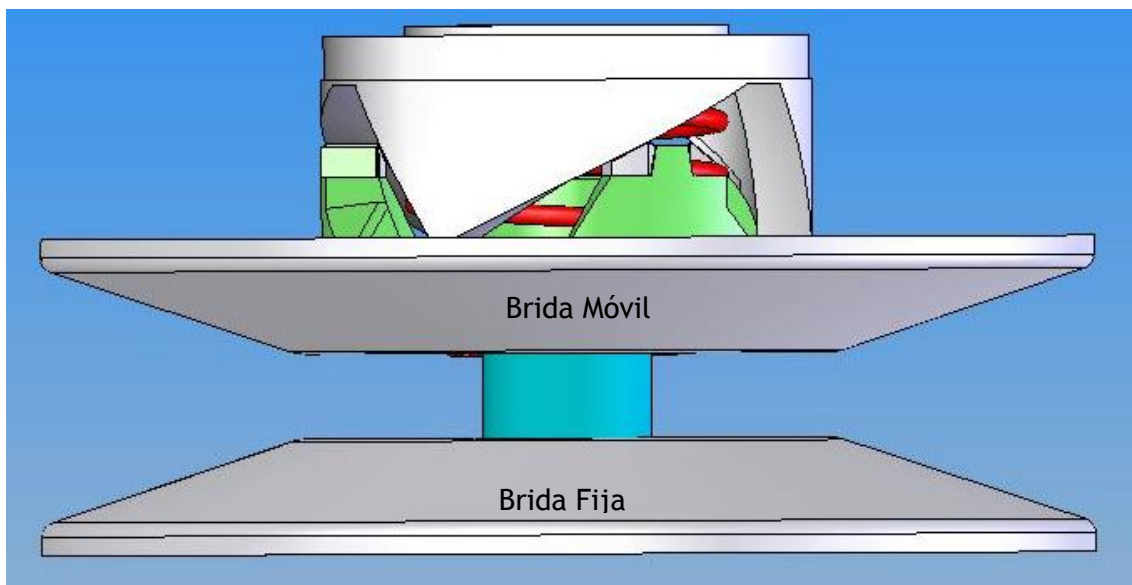


Se muestran a continuación las posiciones relativas extremas de cada brida. Tener en cuenta que el conjunto conducido funciona a la inversa que el conductor; para bajas velocidades el radio de trabajo es grande, por lo tanto ambas bridas estarán una próxima a la otra.

Baja velocidad (bridas cerca):



Velocidad alta (bridas alejadas):



Modificando los resortes y las masas de ambos conjuntos puede configurarse el sistema para acoplar a diferentes velocidades y la variación para cada velocidad.

## **6.2.2- Verificación del sistema por FEA (Finit Element Analysis)**

### **6.2.2.1- Introducción**

Según el fabricante, este CVT está diseñado para una potencia de entrada de 16 HP. Lo cual satisface holgadamente los 10 HP máximos que puede entregar el motor. Sin embargo, como fue considerado en el caso del eje trasero, pueden existir cargas dinámicas por impactos: Caídas, frenadas bruscas, etc.

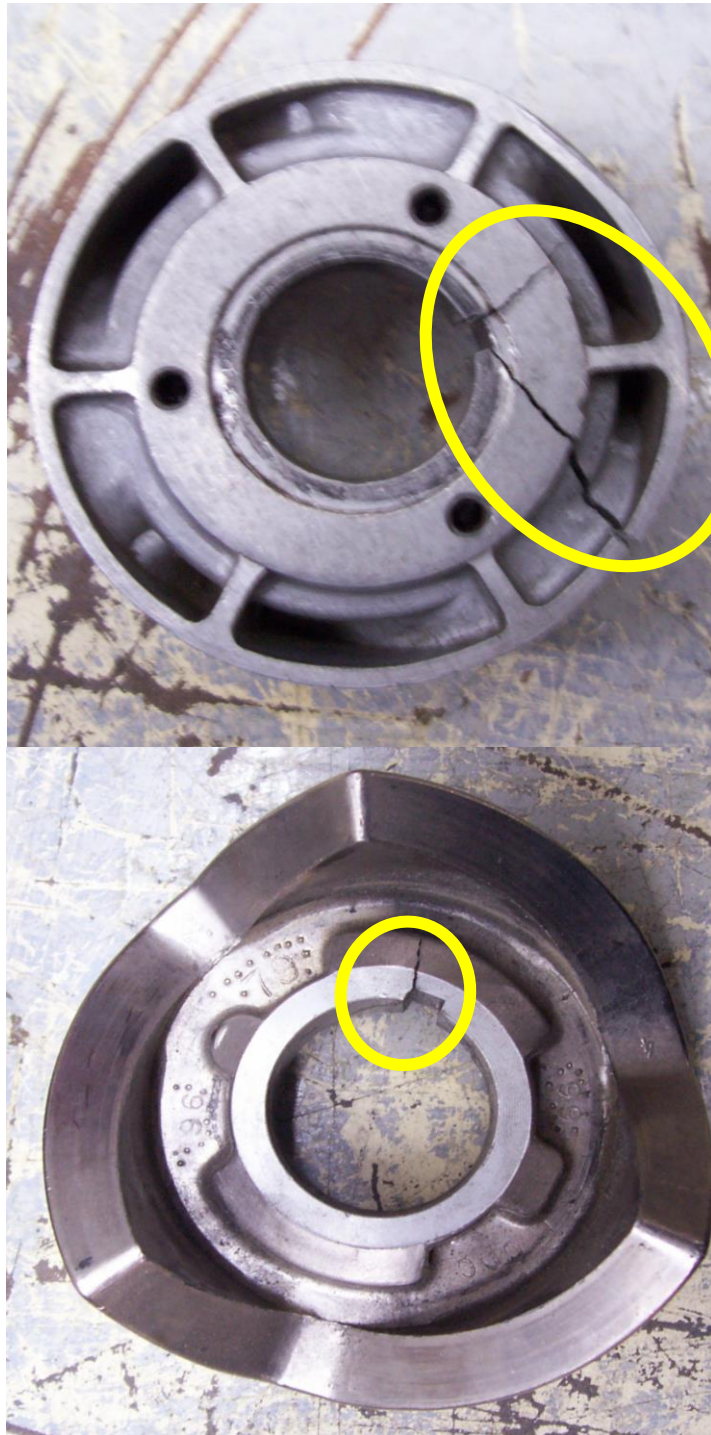
La magnitud de los esfuerzos provocados por estas cargas resulta difícil de estimar. Para el análisis del CVT es válido el que fue realizado para el eje trasero. Para el mismo se planteó un escenario combinado de caída con el freno bloqueado, el motor entregando torque máximo y una fuerza horizontal tangencial sobre las ruedas, debida a la velocidad horizontal en el momento de la caída.

De este escenario descrito, la única fuerza que se transmite del eje al CVT es la fuerza tangencial horizontal, la cual producirá un esfuerzo de torsión en sus piezas.

Dada la aplicación cuasi instantánea de las cargas, consideradas de impacto, se decidió modelar los estudios tomando cada pieza empotrada o fija en uno de los extremos, y aplicando la carga estimada en el otro extremo.

Se tuvo también en cuenta que los anclajes empotrados provocan singularidades irreales en las superficies o puntos en donde se aplican. Esto se debe a que se aleja de la realidad considerar cuerpos o partes de ellos totalmente indeformables, como lo es el apoyo empotrado. Para sortear este problema el método utilizado fue el siguiente: Si se quiere analizar una pieza cualquiera denominada A, se ha hecho el análisis sobre el ensamble A+B, siendo B la pieza que se vincula con A en el conjunto. A la pieza B se le aplica la restricción de empotramiento pero los resultados en la misma no son tenidos en cuenta. Para este método se debe tener en cuenta la correcta relación de contacto entre una pieza y otra.

La estimación de la carga se realizó tomando el conocimiento previo de que una de las piezas es propensa a romperse por la propagación de una fisura. La fuerza para tener en cuenta en el cálculo debe ser como mínimo aquella que lleva a esta pieza a exceder la tensión de rotura en su sección más solicitada. A continuación se muestran imágenes de ejemplos de la pieza en cuestión donde se aprecia la zona de inicio y propagación de la fisura.



Se esperará del resultado del cálculo que mediante la fuerza aplicada esta pieza llegue como mínimo a superar la tensión de fluencia en la zona crítica.

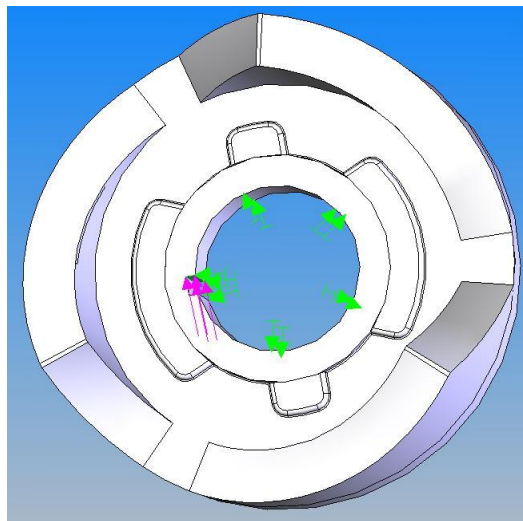
Se estimó la magnitud máxima que podría tomar la fuerza horizontal en la rueda provocada por una caída. La fuerza estimada, actuante en forma tangencial a la rueda será de 1000 N. Multiplicado por el radio de trabajo de la rueda (0,24 m) significa un momento en el eje trasero de 180 Nm. Reduciendo este torque por la relación de transmisión de las dos reducciones de piñón y corona, el momento resultante en el eje del conjunto conductor del CVT tiene el valor de 17,5 Nm.

En base a este torque transmitido se hizo el análisis.

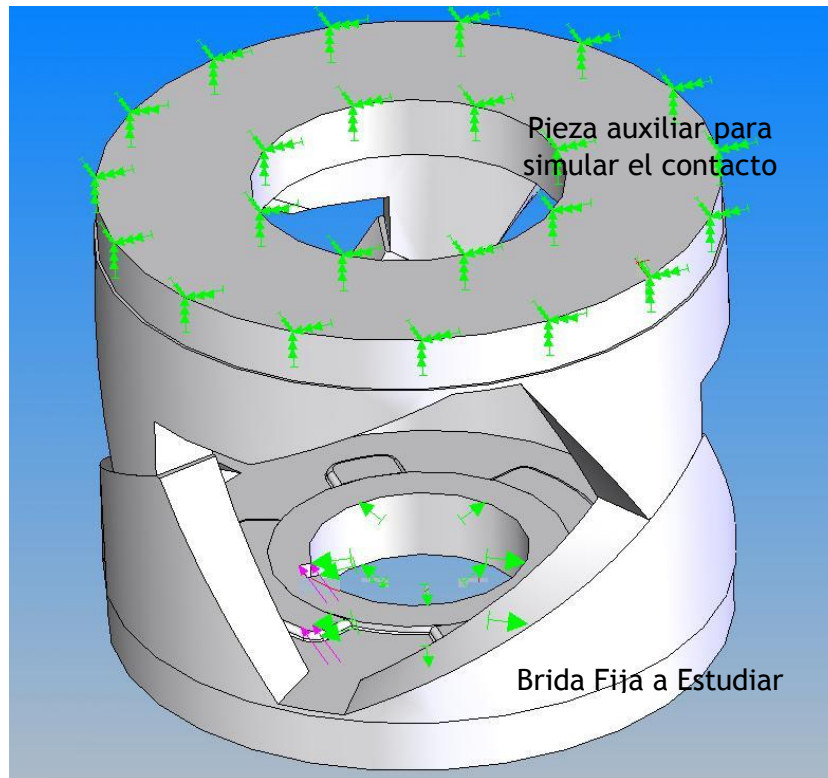
### 6.2.2.2 Análisis

La primer pieza analizada fue la expuesta anteriormente. Se sabe de antemano que es la más crítica dado que es la única que presenta fallas frecuentes. Esta pieza es de aluminio, el considerado para el cálculo fue un aluminio comercial 1350 con una fluencia de 27 Mpa y una tensión de rotura de 82 Mpa.

La siguiente figura muestra las cargas aplicadas y las restricciones impuestas. La única fuerza actuante en el modelo es la que transmite la chaveta que une a esta pieza con su eje. A la cara interna cilíndrica se le impidió el desplazamiento en forma radial, para simular la reacción provocada por el eje. El desplazamiento axial en un sentido también está impedido, esta condición la impone en la pieza real un anillo grover.

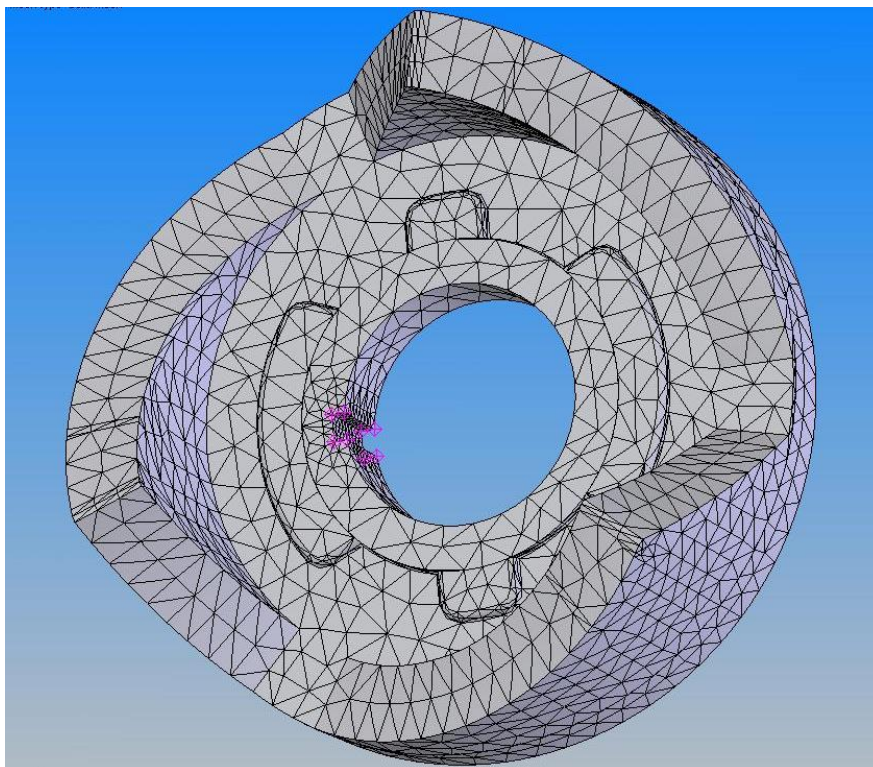


Como se explicaba anteriormente, para simular un correcto contacto con la pieza a la cual esta se vincula en el conjunto, en el modelo se incluyó en modo “oculto” una pieza que establece el contacto con los perfiles de leva y se configura empotrada:

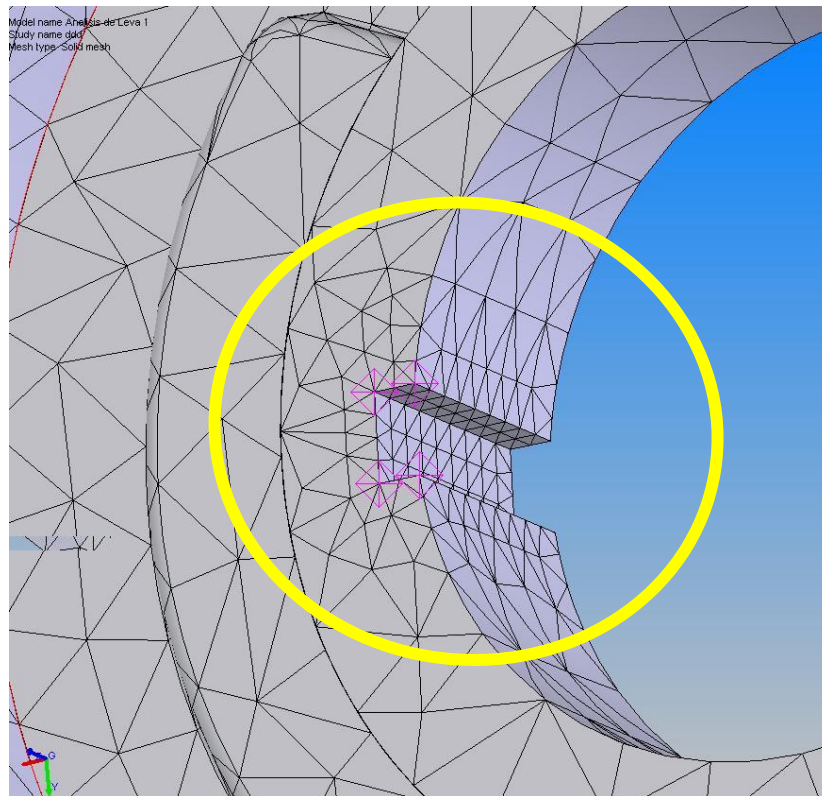


La fuerza aplicada, respondiendo a lo planteado anteriormente, es de 1000 N.

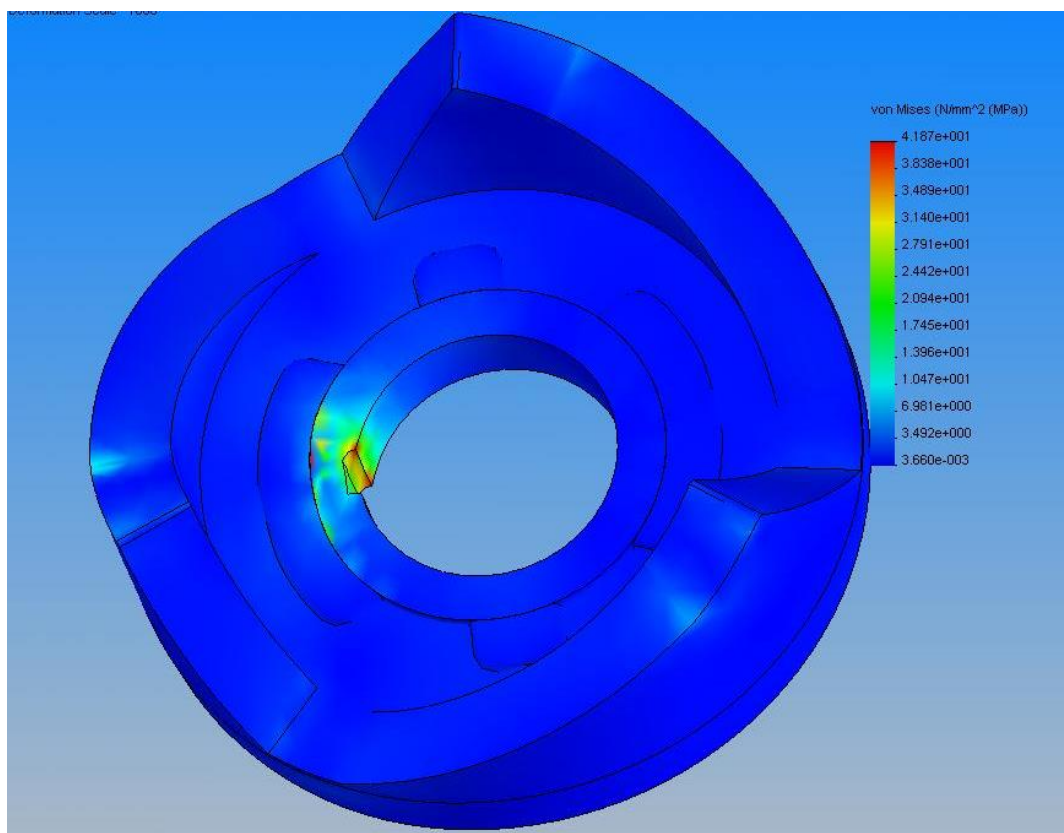
La malla utilizada para el cálculo puede verse en la siguiente figura:



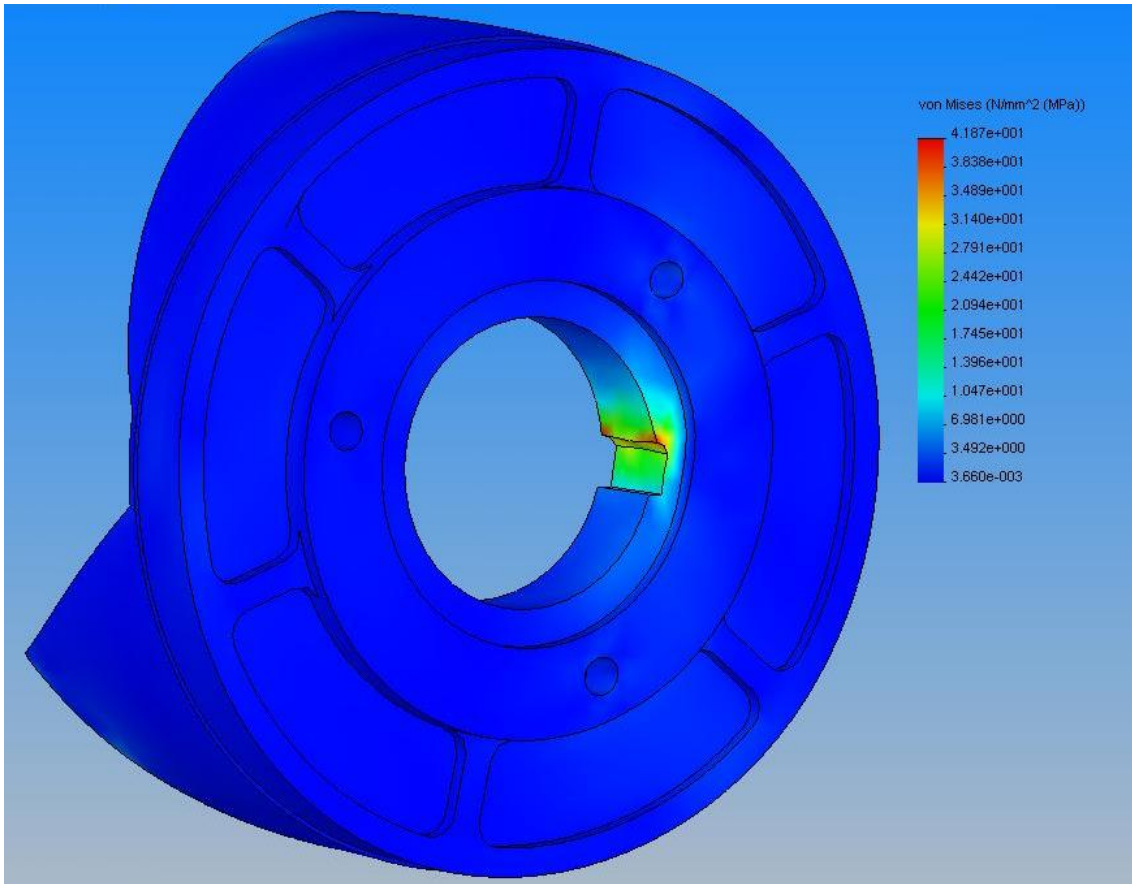
A la misma se le aplicó un control local, es decir un refinamiento de la malla, en las superficies o zonas donde se esperaba una posible concentración de tensiones:



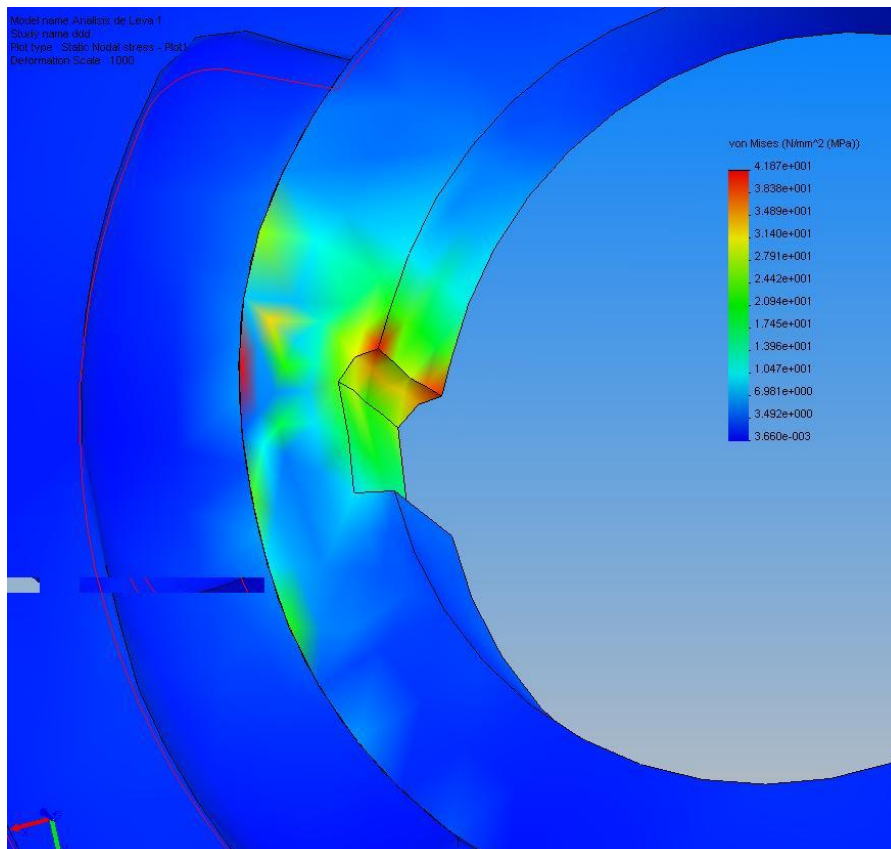
Resultados, tensión de Von Misses:



Cara posterior:



Chavetero, zona crítica, tener en cuenta que lo que se ve es la pieza en estado deformado pero en una escala exagerada:



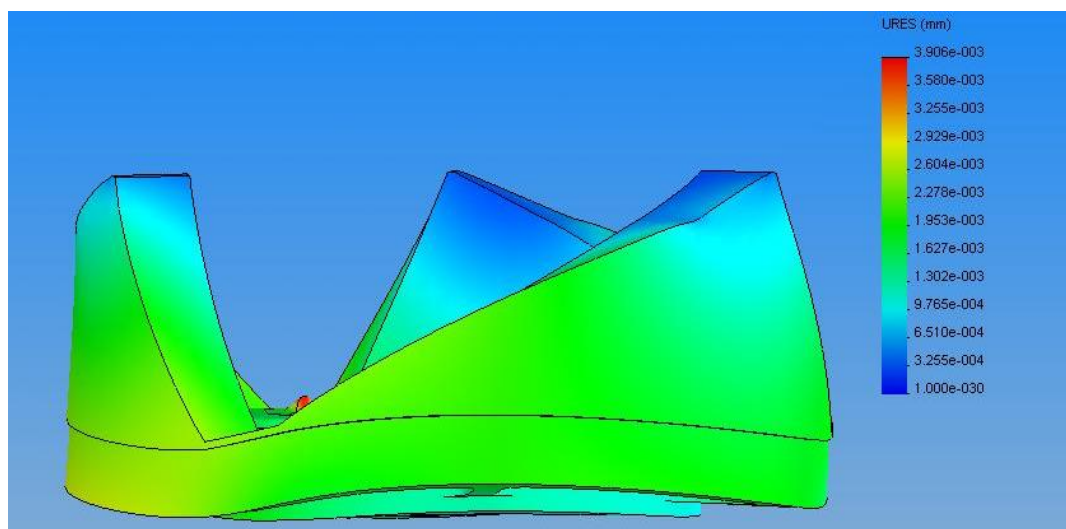
Los resultados obtenidos para tensión responden a lo esperado. Se ve que la distribución de esfuerzos no presenta incoherencias con la realidad. De hecho, la zona de mayor concentración de tensiones coincide con las fotos expuestas donde se observa el inicio de la fisura que da origen a la falla en funcionamiento de la pieza.

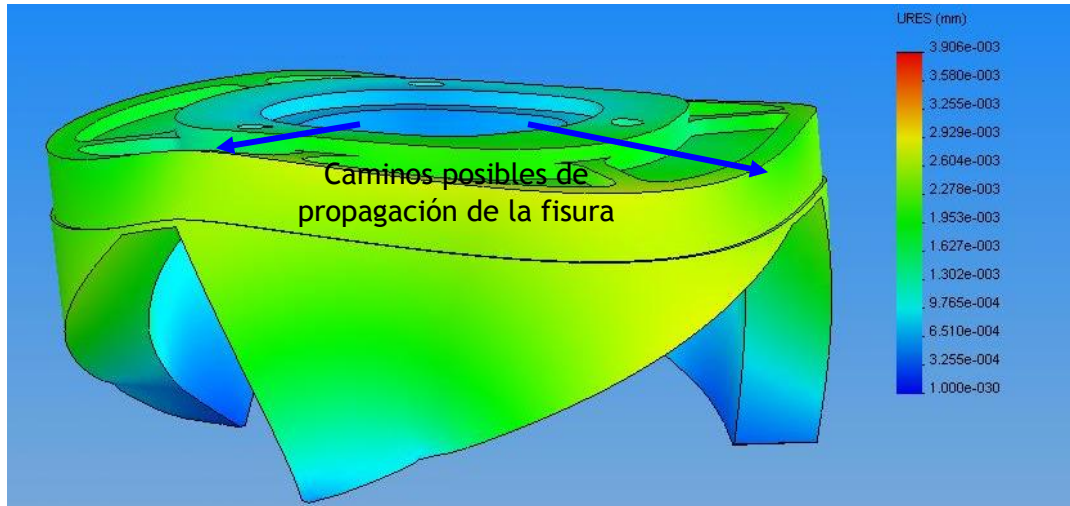
En la arista mas comprometida del chavetero, donde apoyaría el extremo de la chaveta, las tensiones alcanzan valores de alrededor de 38-39 Mpa. Esto excede el límite de fluencia del material pero apenas llega a la mitad del de rotura. La pieza se plastifica.

Las tensiones en la arista opuesta de la misma cara donde es aplicada la fuerza, alcanzan valores mayores, son las zonas pintadas en color rojo, rondando casi los 42 Mpa. Esto excede la fluencia, sin embargo no se observa en las piezas rotas una gran deformación plástica por compresión en esta zona. Esto significa que la fuerza estimada sería excesiva, al menos en esa zona. De ser así, la realidad sería que la fuerza planteada es suficiente para romper la pieza sin que el material alcance la tensión de rotura. Una explicación posible es que por fatiga se origine una fisura en la arista del chavetero, la cual propaga ante un sobre esfuerzo determinado.

Dada la incertidumbre de los resultados se tendrá precaución en el análisis de las siguientes piezas. El mismo será tomado como válido solo si las tensiones están muy por debajo de la fluencia.

Viendo los resultados y el modo de deformación de la pieza (en escala ampliada) se ve que la sección mas solicitada coincide con el camino por el que la fractura se propaga en la pieza en las fotos presentadas antes. No solo buscando la sección más débil, sino también a lo largo de la sección con mayor deformación por flexión.





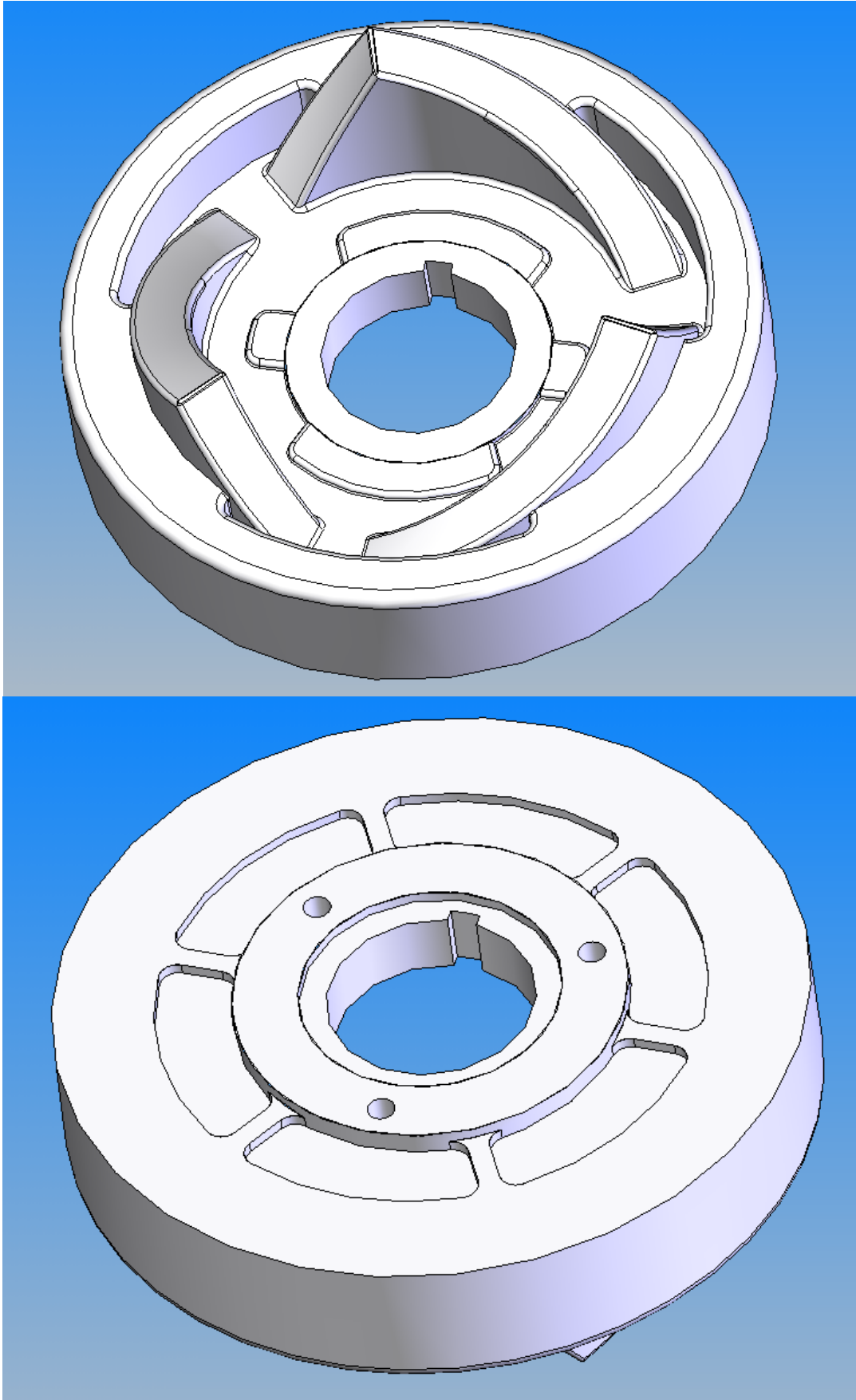
En el resto del cuerpo de la pieza las tensiones son mucho más bajas. En las imágenes se observa un color azul casi constante que determina tensiones de Von Mises del orden de los 3-4 Mpa. Luego en las superficies de contacto de leva los valores son mayores pero no llegan a superar los 10 Mpa.

Para evitar la rotura de esta pieza se proponen las siguientes alternativas:

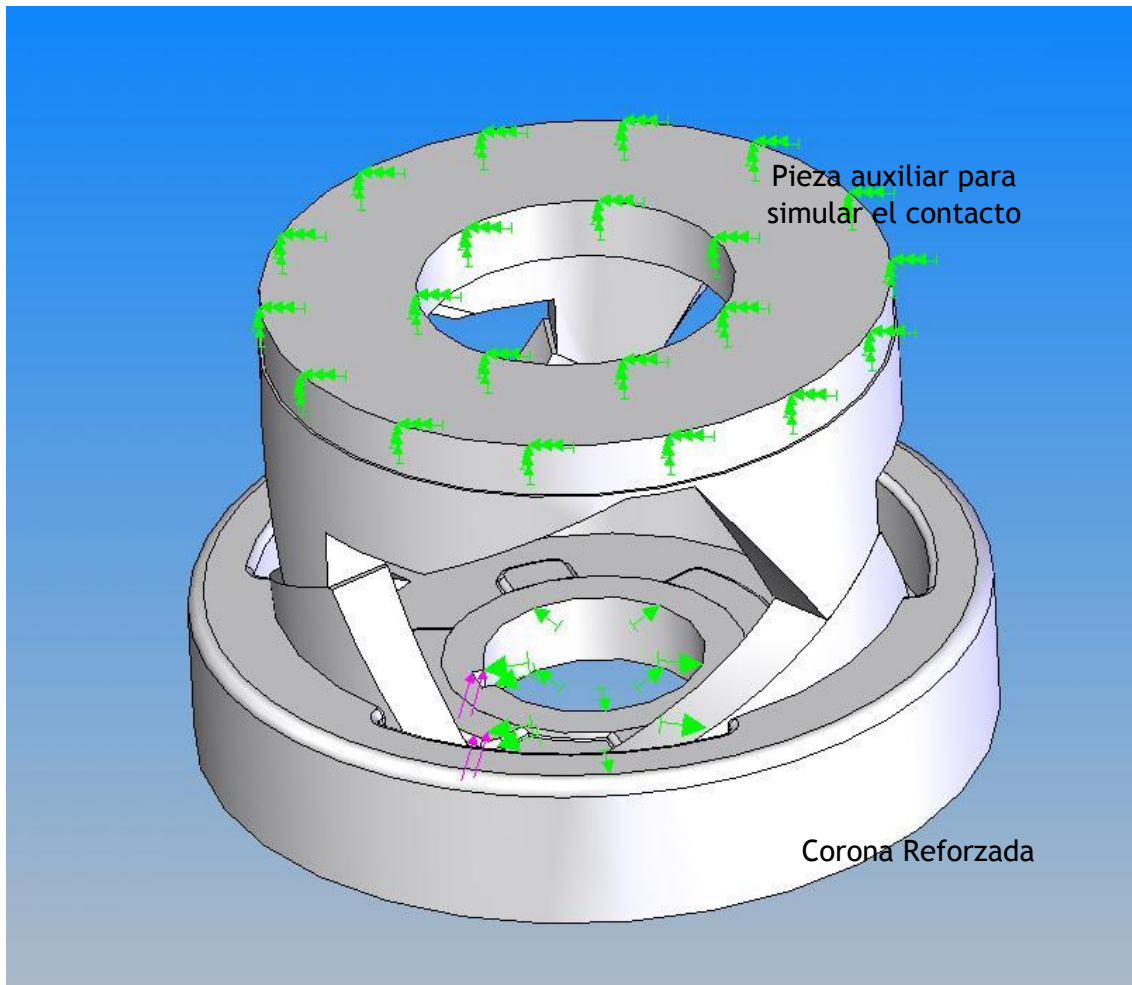
- Fabricar una pieza de repuesto, con un aluminio de mejor calidad. Esto implica cierto costo.
- Fabricar un inserto de acero en forma de anillo para reemplazar esa zona débil de la pieza. La fabricación de esta pieza requiere operaciones sencillas de torno y luego la inclusión por zunchado del inserto dentro de la pieza.
- La firma Comet, que fabrica este CVT también vende esta misma pieza pero reforzada. No especifican si la calidad del aluminio es superior, lo que posee esta pieza es una cantidad adicional de material rodeando a la pieza en forma de anillo.

Sobre esta última alternativa se hicieron los mismos cálculos que para la pieza original, ya que también se dispone de las dimensiones de la pieza. Esta solución es muy frecuentemente utilizada por los usuarios de Comet CVT para proyecto de Mini Baja.

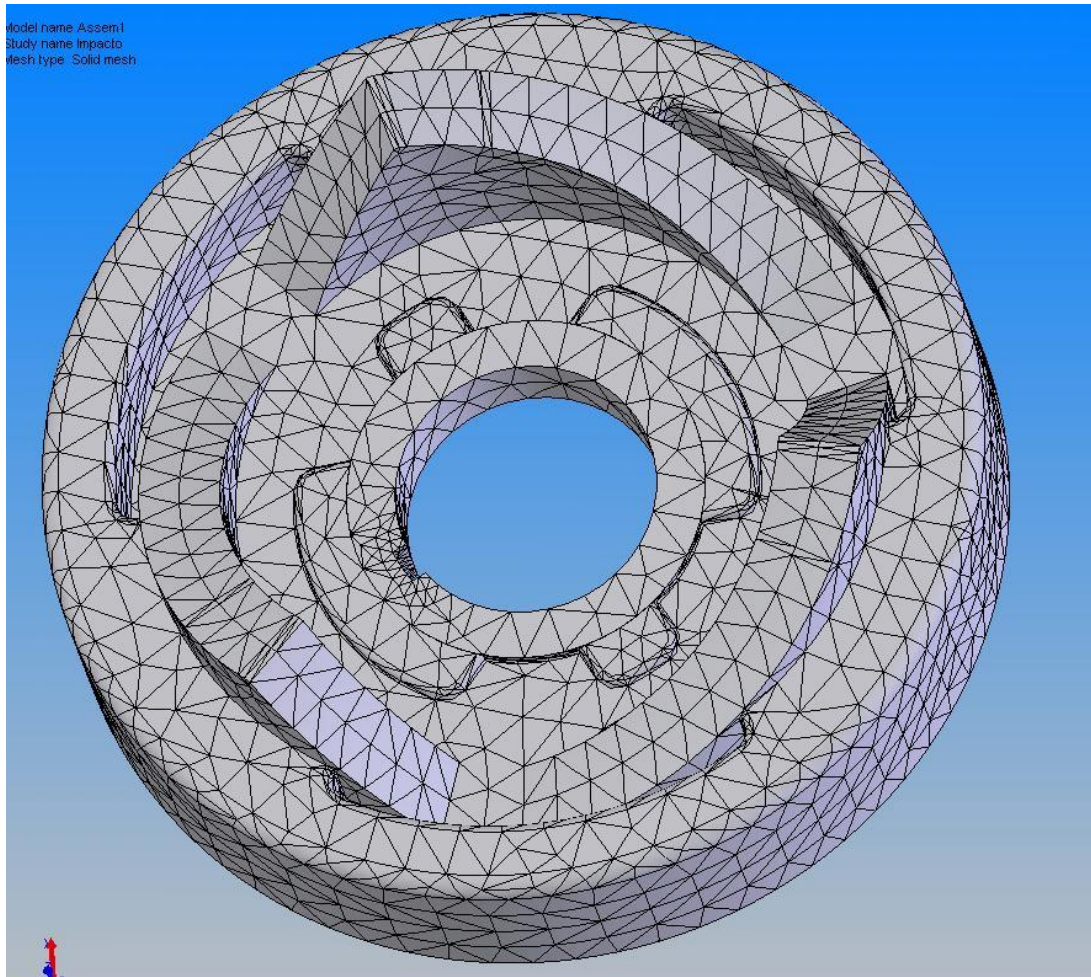
La pieza reforzada es la siguiente:



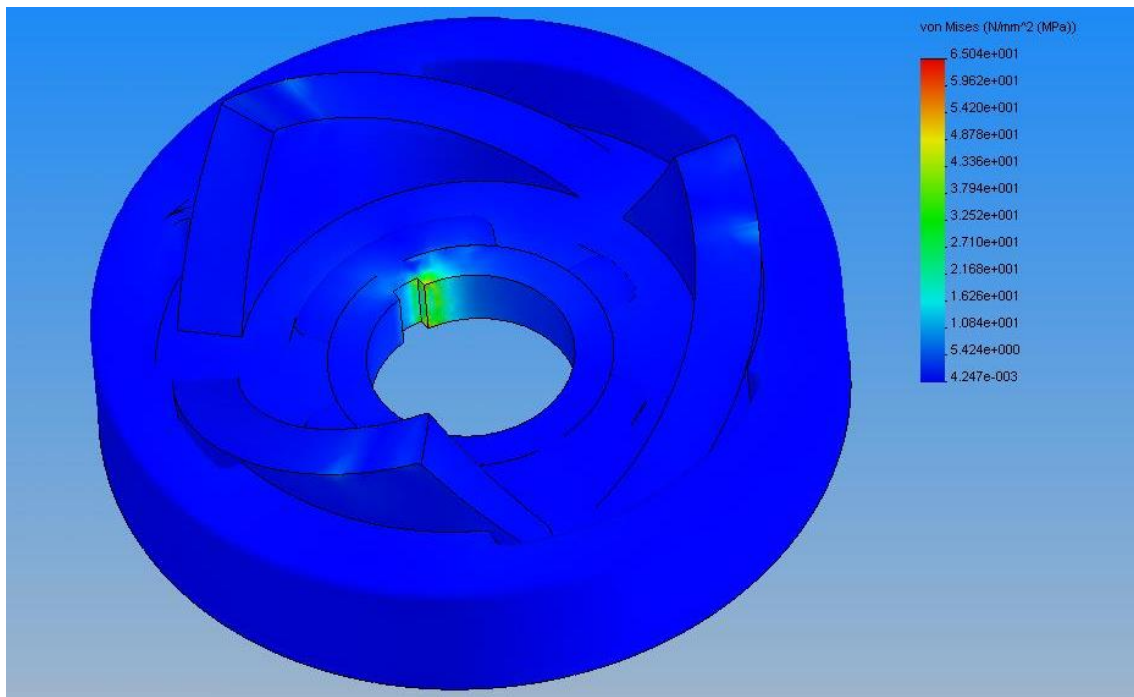
A continuación se presenta el modelo de cálculo:



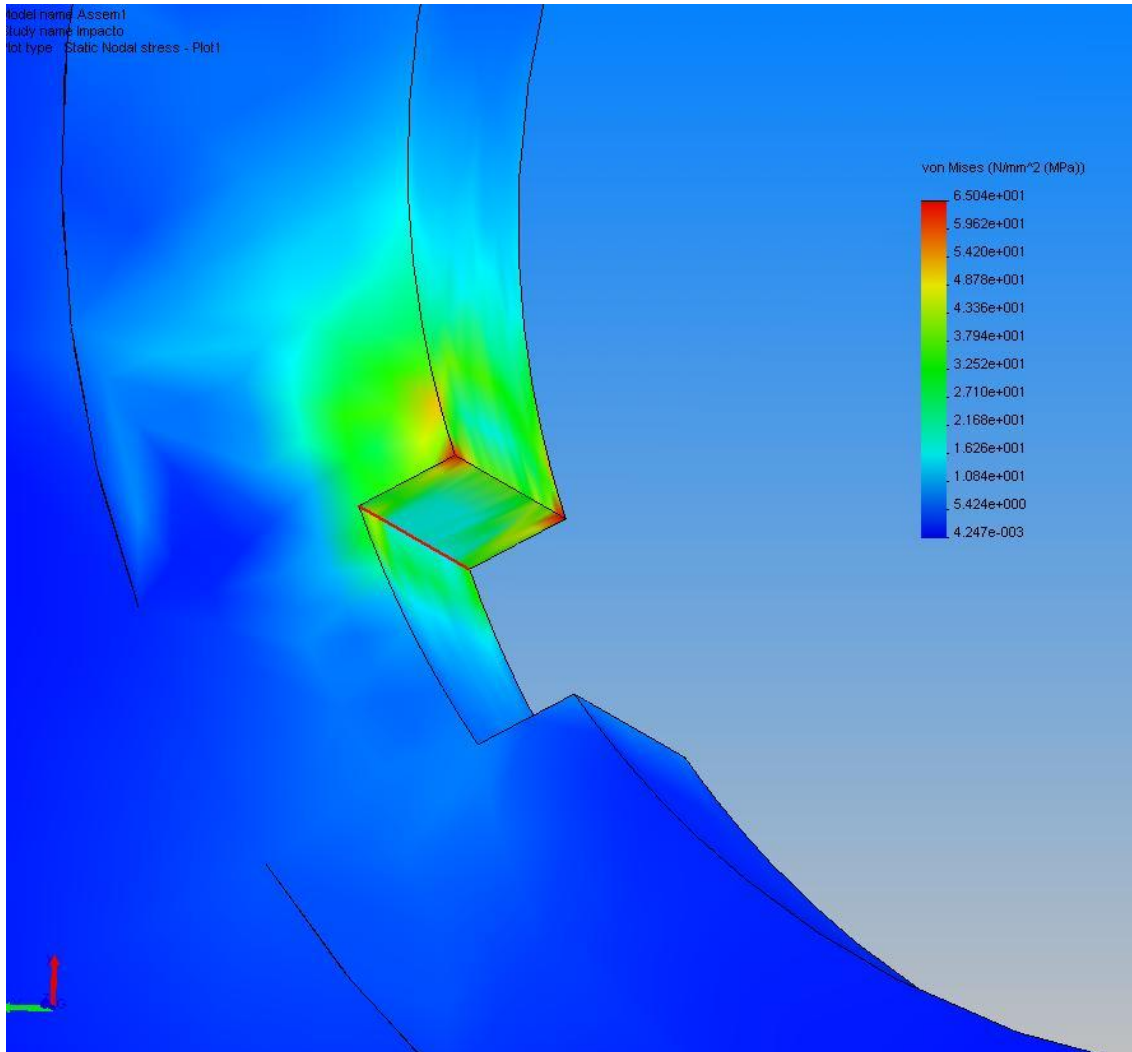
En el mallado se hizo un refinamiento similar en la zona del chavetero:



Resultados, tensión de Von Mises:



Zona crítica:

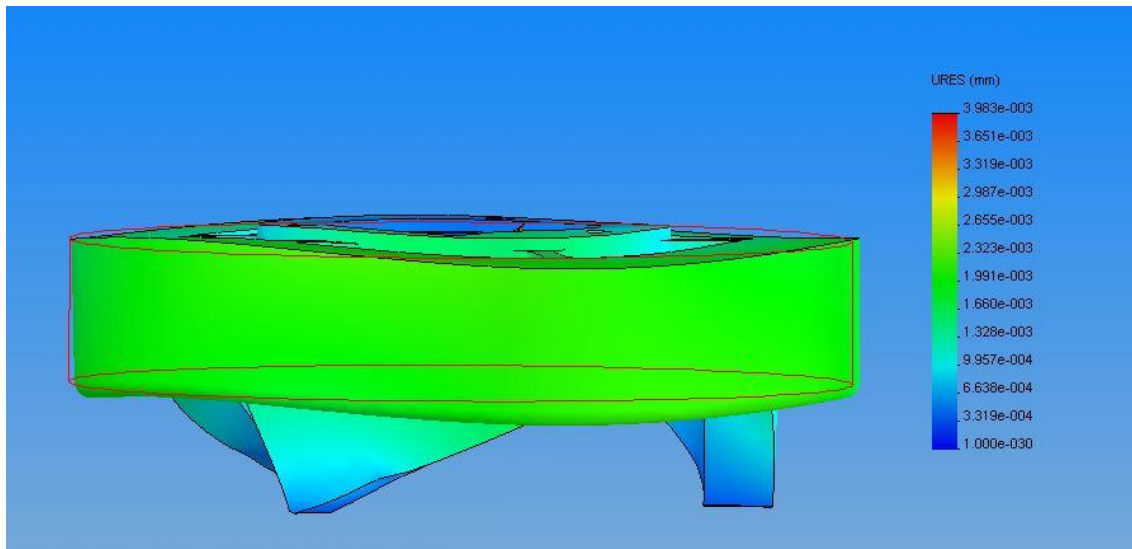


Se puede apreciar que la zona donde se concentran los esfuerzos es menor, sin embargo los valores que se alcanzan llegan a valores más altos que en la pieza original, al menos esto se da en la arista de la cara del chavetero y la cara cilíndrica, donde se ven los colores naranja y rojo que representan tensiones de hasta 65 Mpa. Como se dijo antes, esta zona trabaja a la compresión. Se deformará plásticamente pero no producirá una fisura.

En la arista interna del chavetero las tensiones son apenas menores que en el caso anterior, fluctúan entre 32 y 37 Mpa. Estos valores están por encima del límite de fluencia.

Es decir que el estado tensional en esta zona no se modifica favorablemente por el cambio de dimensión de la pieza. Dado que no hay registro de que esta pieza también falle como la original, es posible que el material sea de calidad superior. Otra explicación es que si bien puede formarse una fisura, no se dan las condiciones suficientes para que la misma propague y la pieza se rompa. Un indicio de esto está en que la zona de concentración de tensiones es mucho más reducida para esta pieza que para la original. El refuerzo externo que esta pieza presenta, otorga dos ventajas frente a la propagación de una fractura:

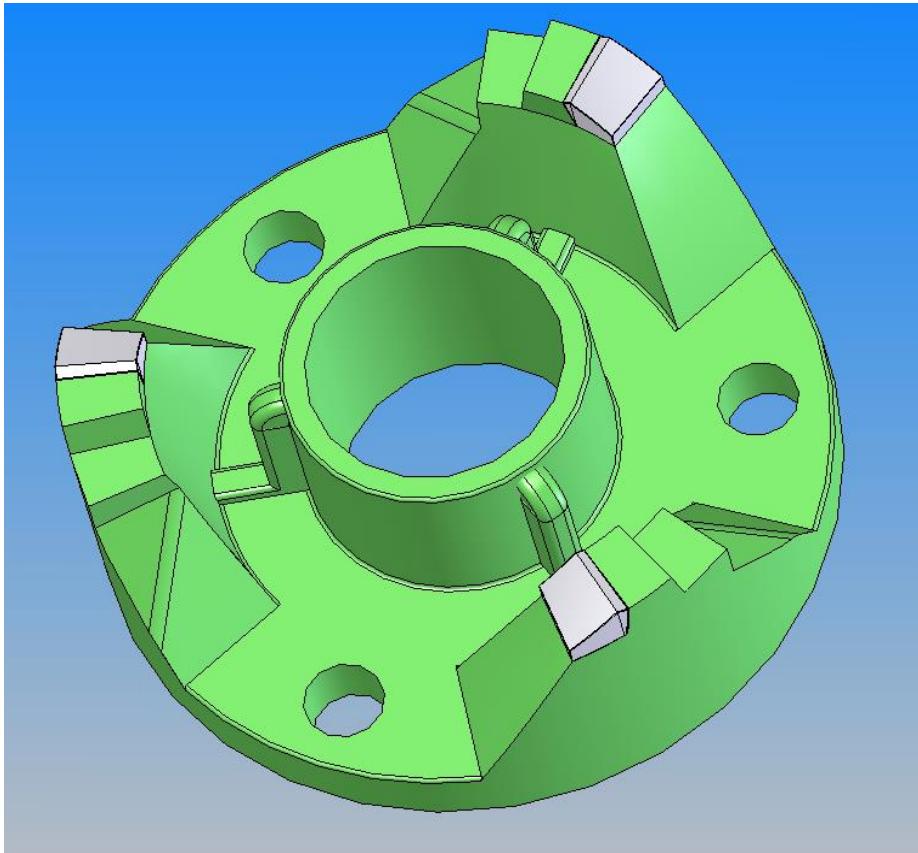
- La sección aumenta de forma abrupta en la zona externa.
- El refuerzo hace que la pieza se deforme en menor escala por flexión:



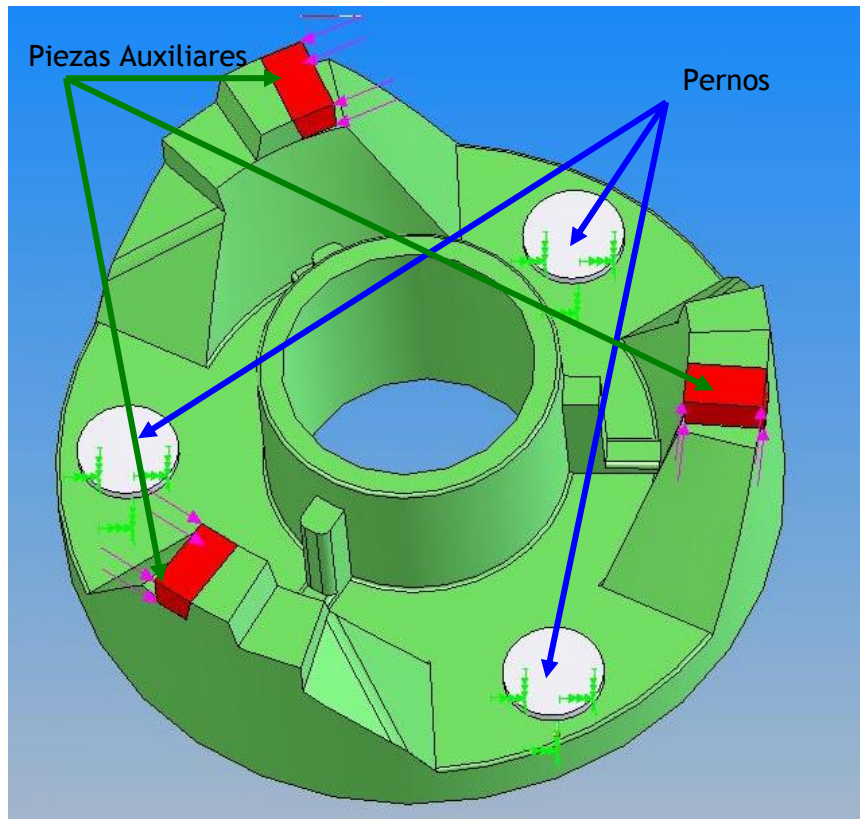
La imagen de arriba está en la misma escala que la de deformación para la pieza original, puede verse que la pieza reforzada mantiene en mayor medida su forma inicial, es más rígida.

Para comparar, los valores de deformación del anillo externo y de la base en la pieza original están alrededor de  $2.6-2.9 \times 10^{-3}$  mm. Para la pieza reforzada estos valores son inferiores a  $1.9 \times 10^{-3}$  mm.

A continuación se analiza la corona móvil, pieza que en el conjunto acopla con la anterior. La misma posee insertos con una superficie con perfil de leva que garantiza el contacto. A la vez esta pieza es portante de la brida móvil del conjunto conductor.



En el modelo utilizado para el cálculo se reemplazaron los insertos que realizan el contacto con la corona 1 por piezas auxiliares que transfieren el esfuerzo a la pieza:

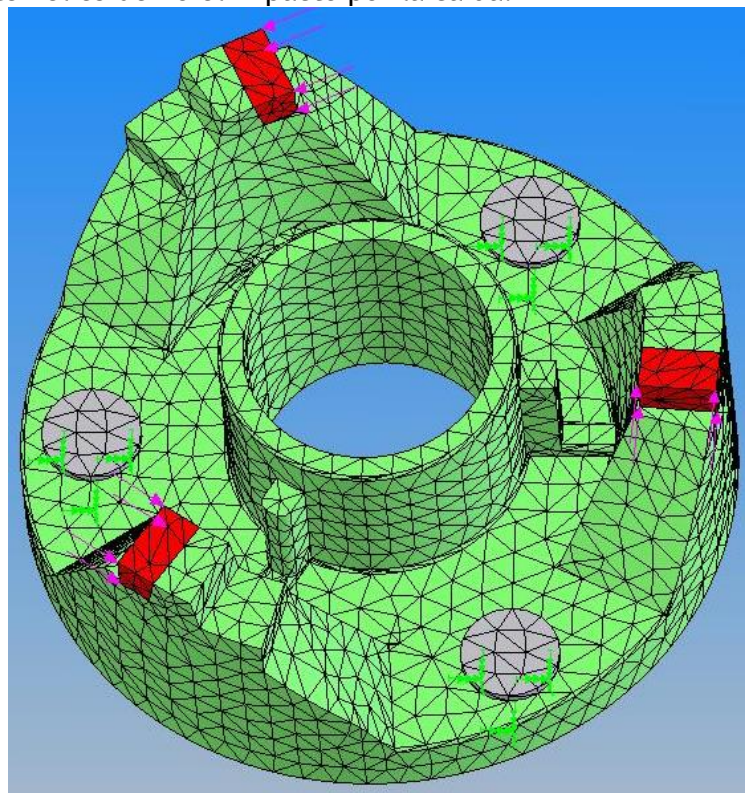


La fuerza se aplica sobre piezas auxiliares. La magnitud de cada una es de 120N, de esta forma transmiten el esfuerzo el impacto por la caída.

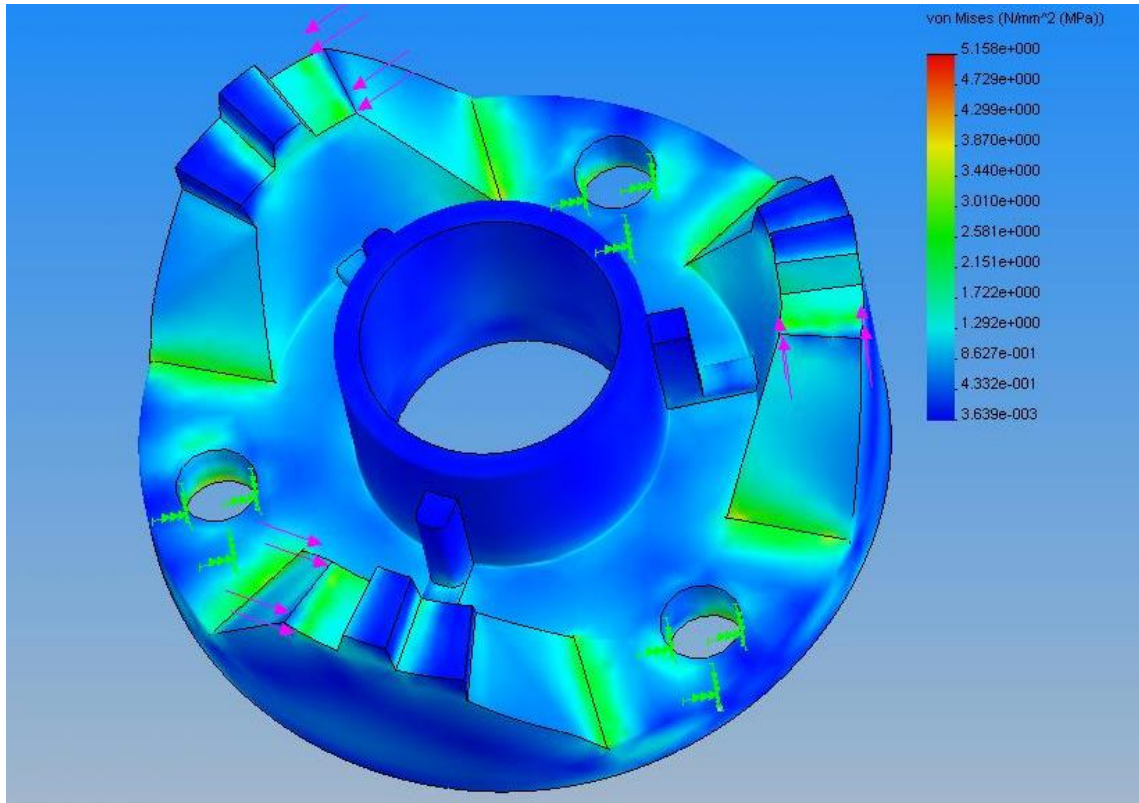
Se han empotrado las caras inferiores de los pernos. Los resultados en los mismos se desestiman y solo se tiene en cuenta la pieza en cuestión.

Esta pieza está fabricada en el mismo material que la anterior, aluminio 1350.

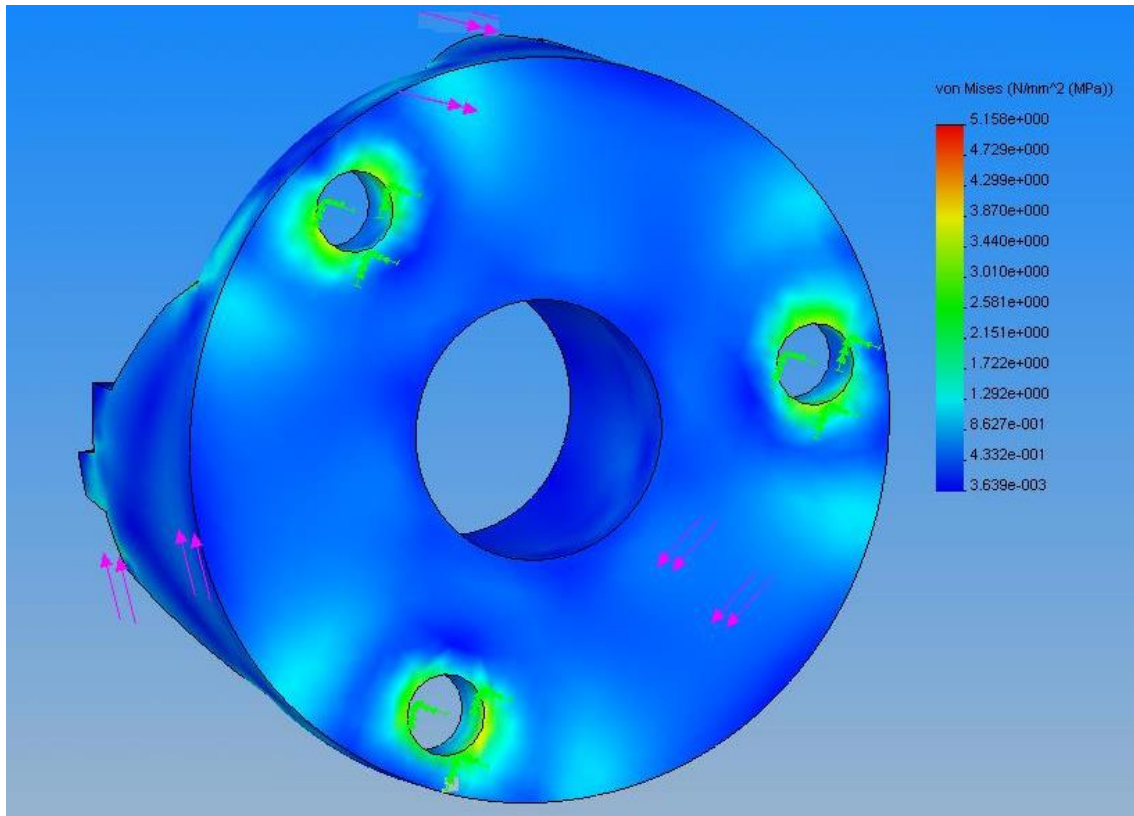
Mallado:



Resultados:

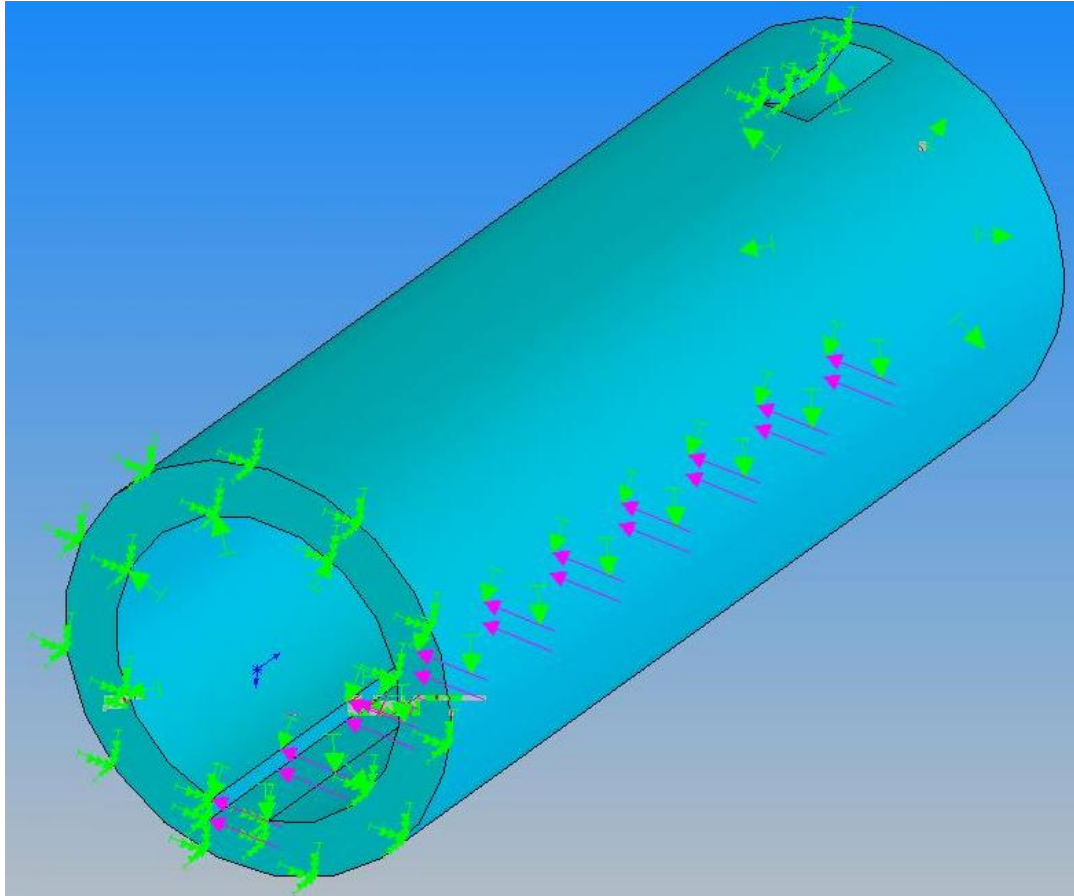


Cara posterior



Se aprecia que la máxima tensión de Von Mises es de 5,16 Mpa. Esto representa el 19% de la fluencia. La fuerza estimada podría ser mucho mayor y aun así la pieza no se plastificaría. Esta pieza verifica.

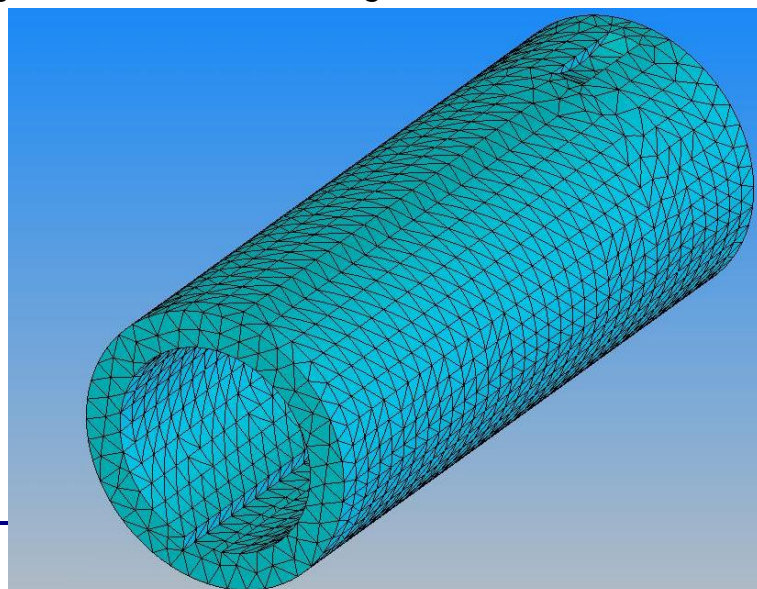
La última pieza estudiada del conjunto conducido es el eje sobre el cual se montan las piezas anteriores y ambas bridas de las poleas con sus soportes. Este eje es de acero.



En este modelo se ha considerado que el extremo izquierdo trabaja anclado, este extremo corresponde a la brida fija, la cual no gira respecto del eje en estudio. También se consideró anclada la superficie donde apoyaría la chaveta lingüiforme que asegura la corona al eje. Esto va a inducir una singularidad.

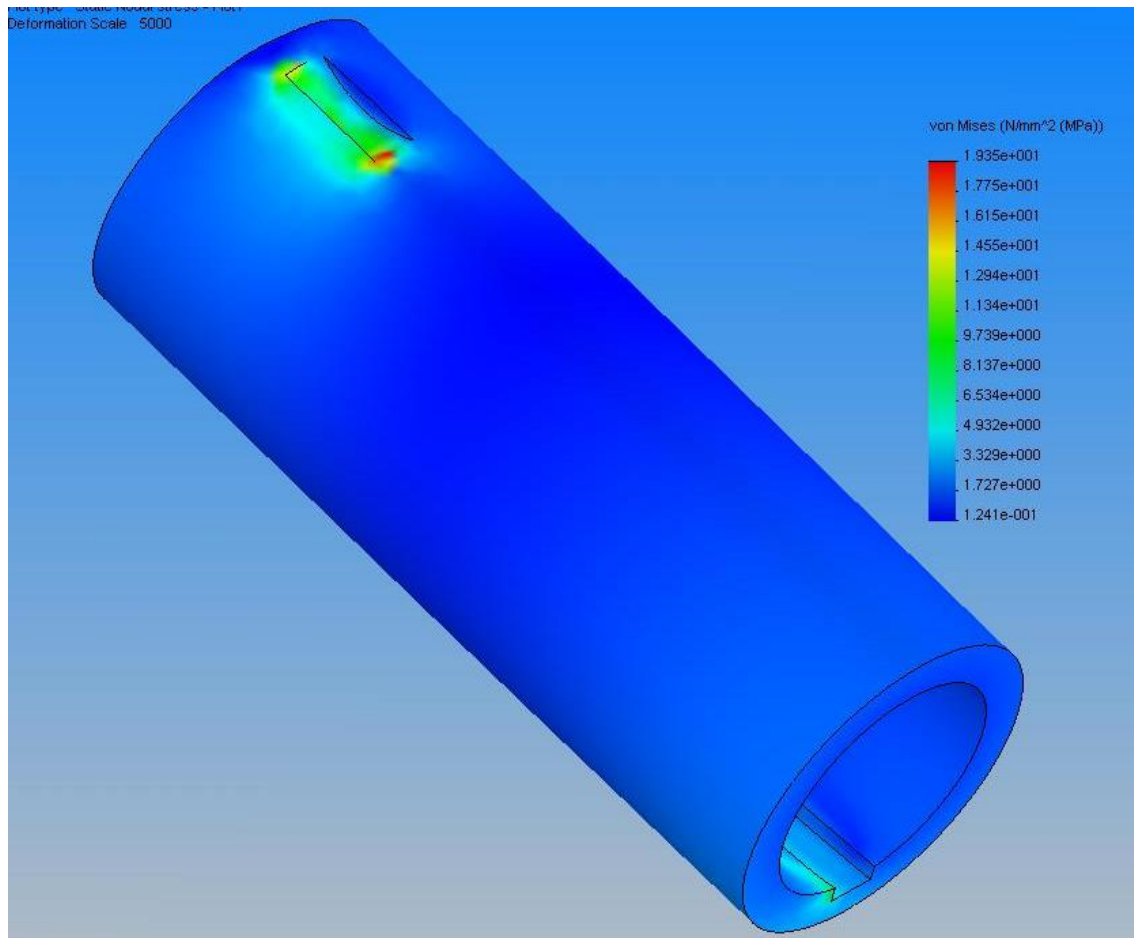
El resultado en tensión será mayor que la realidad. Tratándose de un eje de acero se pronostica que el resultado va a ser más que aceptable.

La fuerza es aplicada sobre la cara lateral del chavetero longitudinal interno, por medio del cual el conjunto conducido se



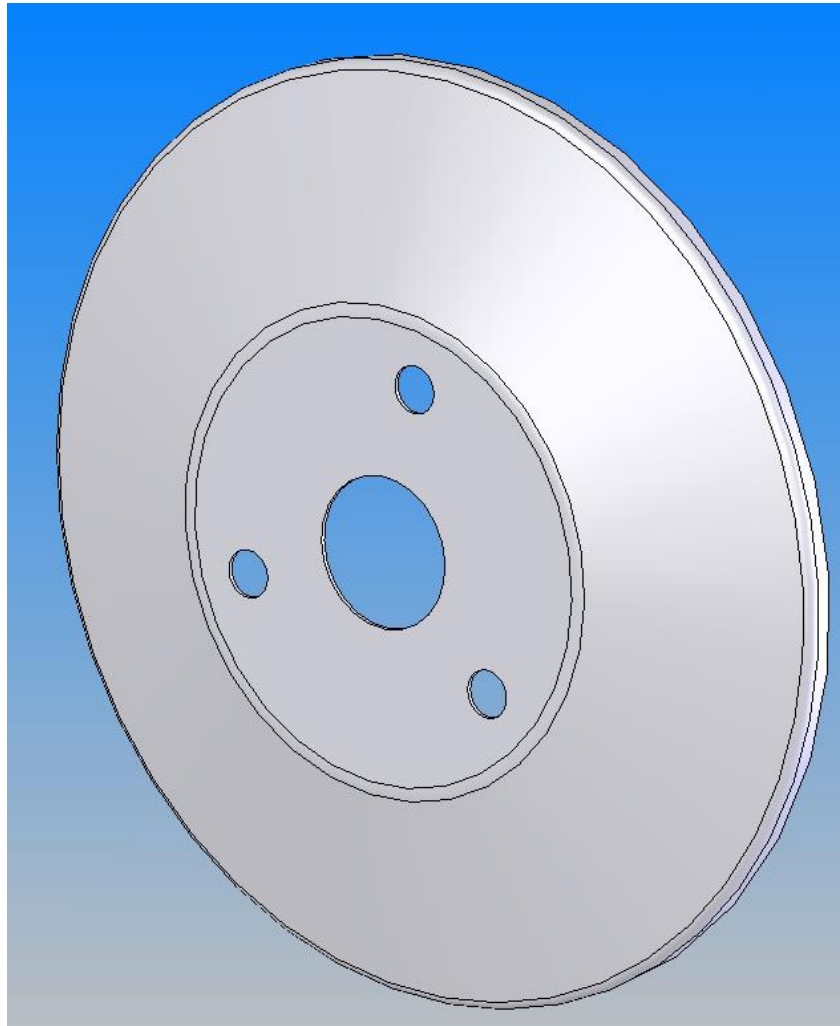
une al eje sobre el cual trabaja.  
Mallado:

## Resultados:



La máxima tensión que arroja el cálculo es de 19,35 Mpa. Para un acero al carbono comercial, esto representa el 8% de la fluencia. Al igual que la pieza anterior, si la fuerza de impacto fuera mayor y aun tomando un acero al carbono de baja resistencia, verifica.

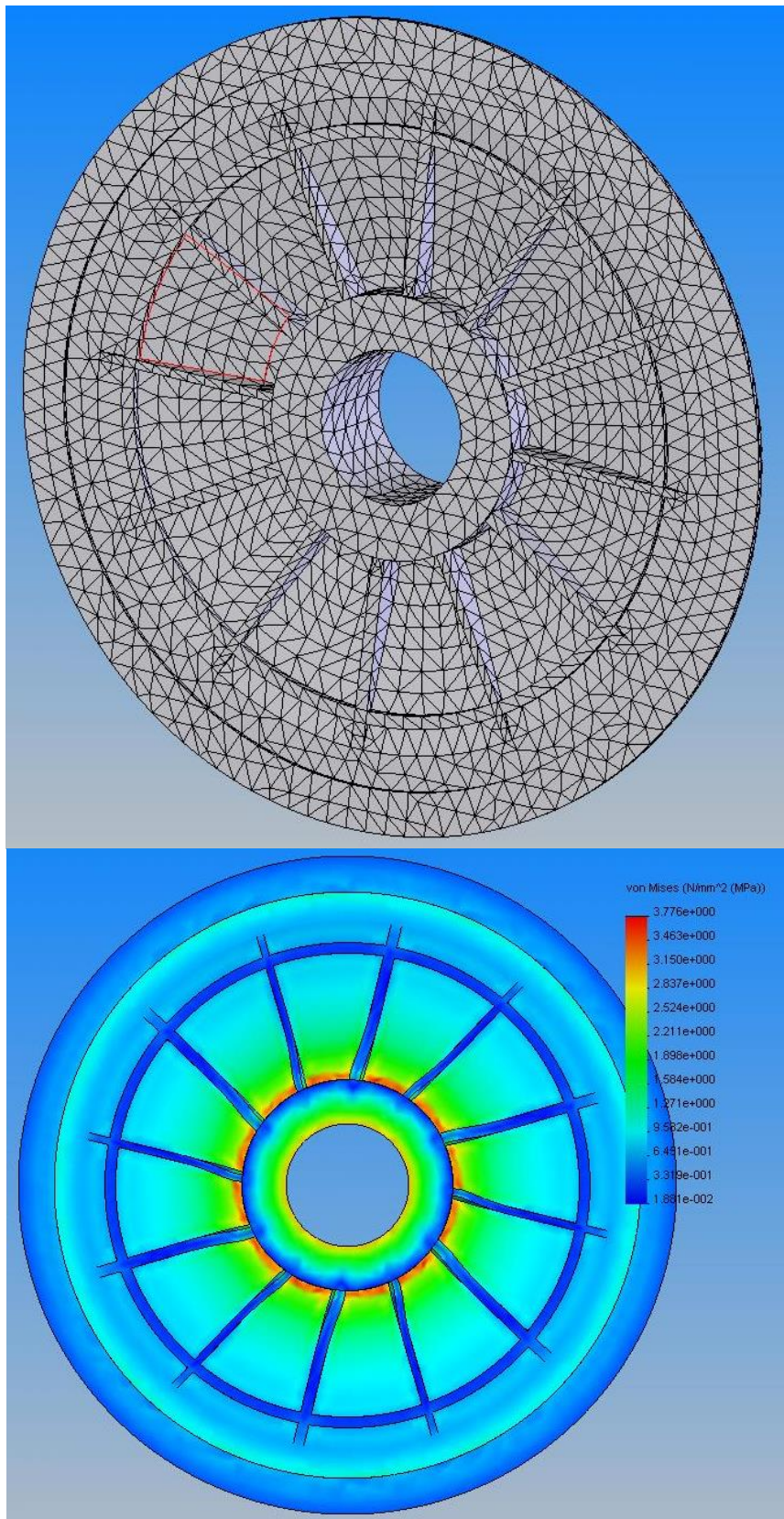
Las bridas en sí están construidas de chapa de acero de espesor considerable y dado su gran diámetro no se considera necesario verificarlas, no son piezas críticas.



A continuación se verificarán las dos bridas del conjunto conductor. Ambas están construidas en aluminio y para las mismas se asumió uno de calidad 1350.

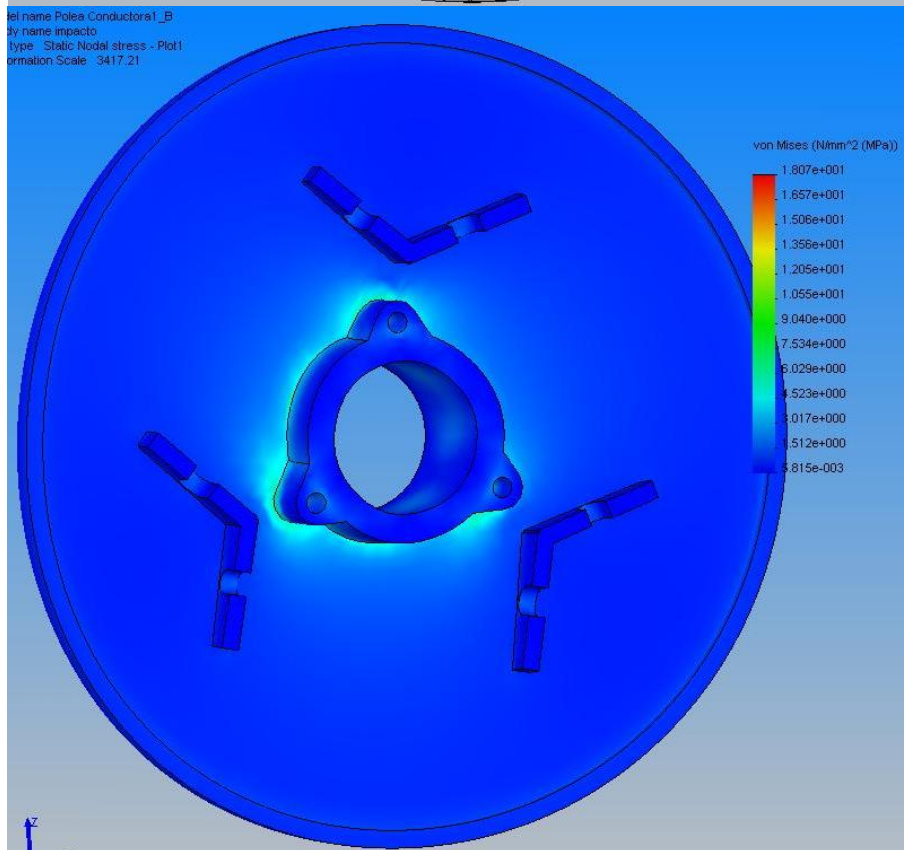
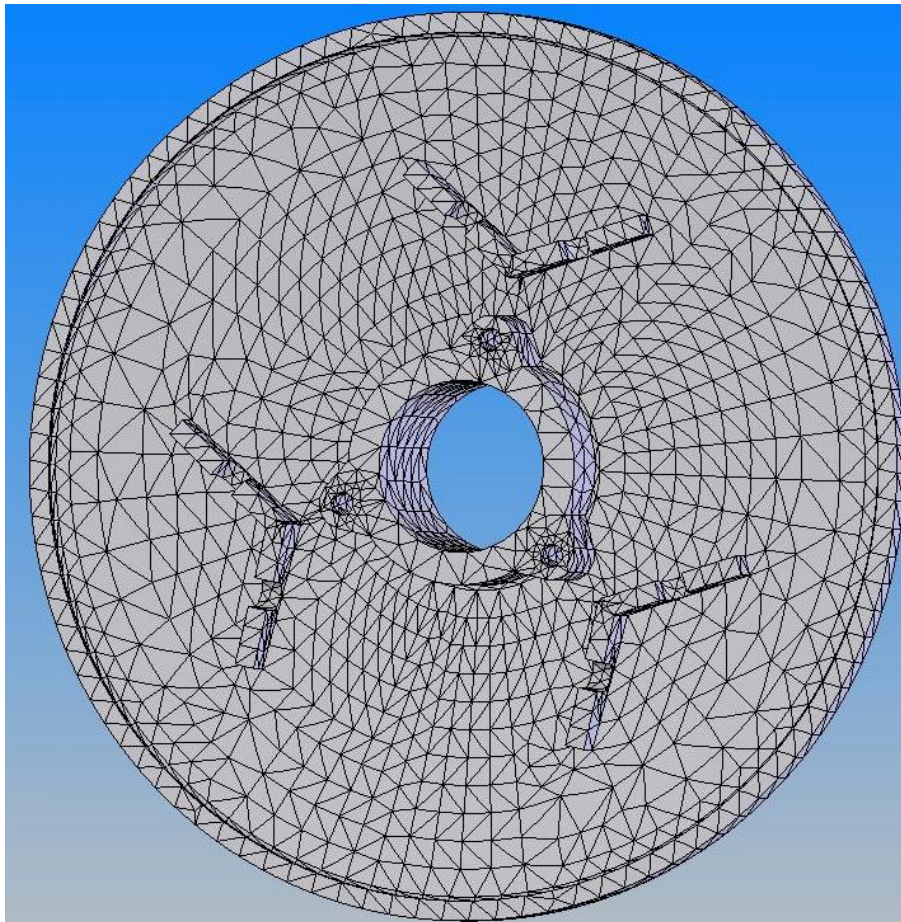
El torque que se aplica a cada una es producto del impacto por la caída como se ha venido tratando, afectado por la relación de transmisión más desfavorable posible. Esto se da para la relación de transmisión mínima, ya que el esfuerzo aplicado va en el sentido contrario, de polea conducida a conductora. Por lo tanto el torque se multiplica. Esta relación será 3,38, según catalogo del fabricante. Entonces el valor del torque aplicado a la polea conductora será de 60 Nm. Para cubrir imprecisiones los cálculos se hicieron con 100 Nm.

Para la brida fija:



La máxima tensión arrojada por el cálculo es de 3,77 Mpa. Es el 14% de la fluencia. Verifica holgadamente.

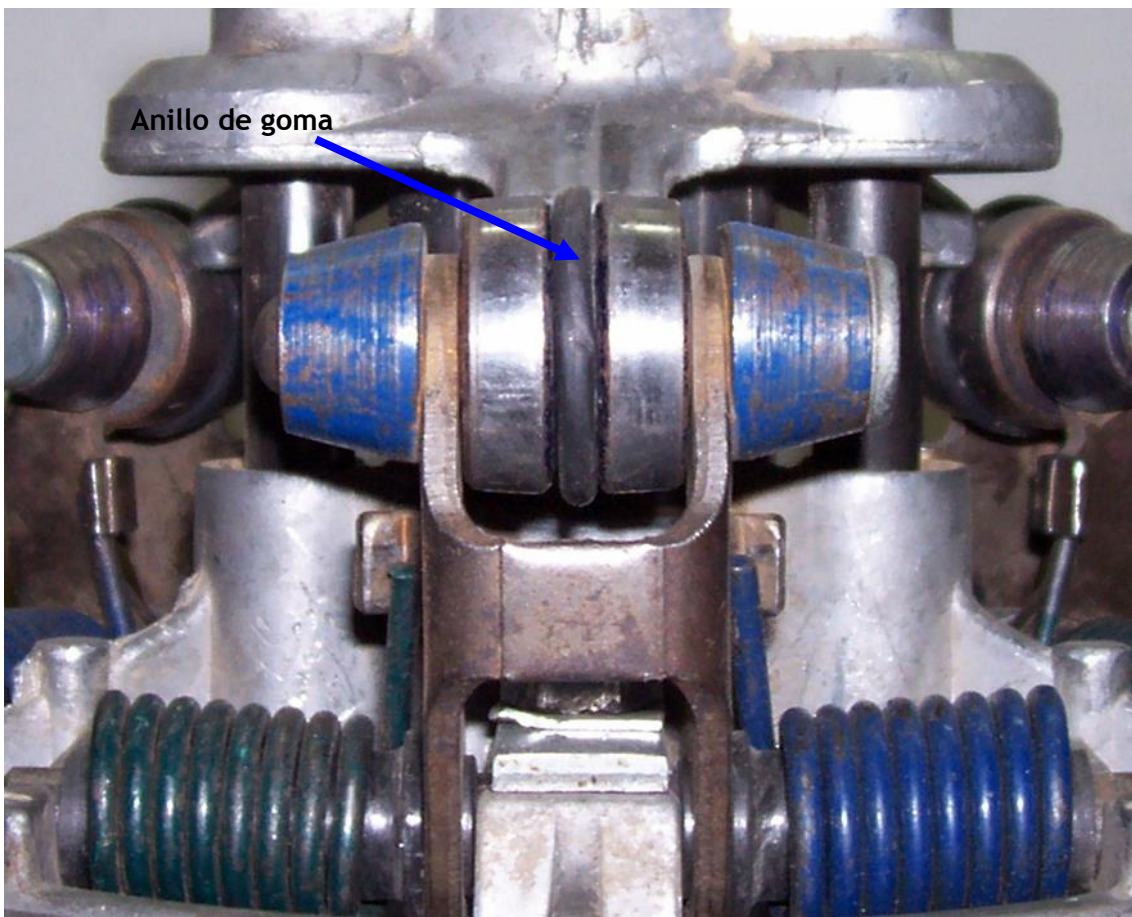
Para la brida móvil:



La máxima tensión que se observa es de 18 Mpa. Es el 67% de la fluencia. Sin embargo los valores máximos se dieron en la zona donde empalma el disco con la pieza central. El modelo fue dibujado en forma simplificada con menos refuerzos y con aristas de empalme muy severas. La pieza real es más resistente. La pieza verifica.

Las piezas que conforman el sistema centrífugo están sometidas a la fuerza centrífuga, la fuerza de acción del resorte torsional y la reacción producida por las superficies inclinadas de la base. Estas fuerzas son las normales de funcionamiento.

Ante un esfuerzo provocado por una caída como se viene estudiando, el sistema centrífugo estaría aislado del momento torsor provocado. Este momento es transferido de las bridas de la polea al eje del conjunto y no afecta al sistema centrífugo. La única fuerza se le transfiere es la generada en caso de una apertura repentina del sistema, haciendo que las masas centrífugas se cierren rápidamente. En su centro, las masas tienen un anillo de goma que realiza el contacto con la superficie inclinada y que podría amortiguar un golpe si llegara a ocurrir.



Por estas razones no se considera necesario efectuar un análisis de resistencia del sistema.

### 6.3 - CONCLUSIONES

El sistema ha sido verificado y solo una pieza parece presentar conflictos o posibilidad de falla. Se han propuesto alternativas para su solución que podrán ser evaluadas en la etapa de construcción del vehículo.

## **7 - MONTAJE DEL MOTOR**

### **7.1 - INTRODUCCIÓN**

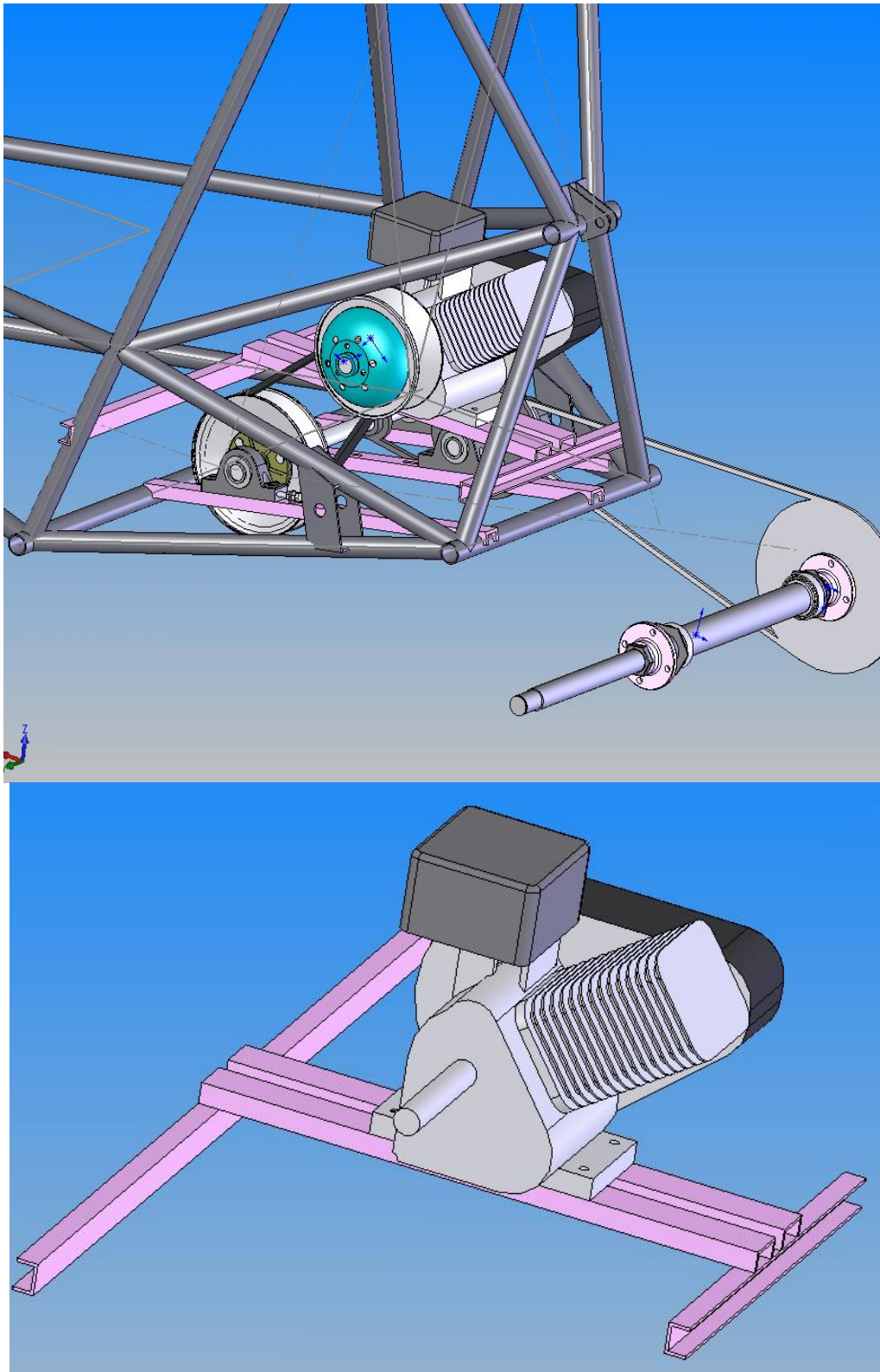
El objetivo del siguiente capítulo es definir la ubicación del motor en el chasis y diseñar sus anclajes.

El chasis fue diseñado teniendo en cuenta las dimensiones del motor y las dimensiones posibles de la transmisión. Resta ahora ubicarlo teniendo en cuenta el espacio disponible y las dimensiones de la transmisión definitiva. Se hará una verificación de los soportes y se colocará un sistema para regular la alineación del motor.

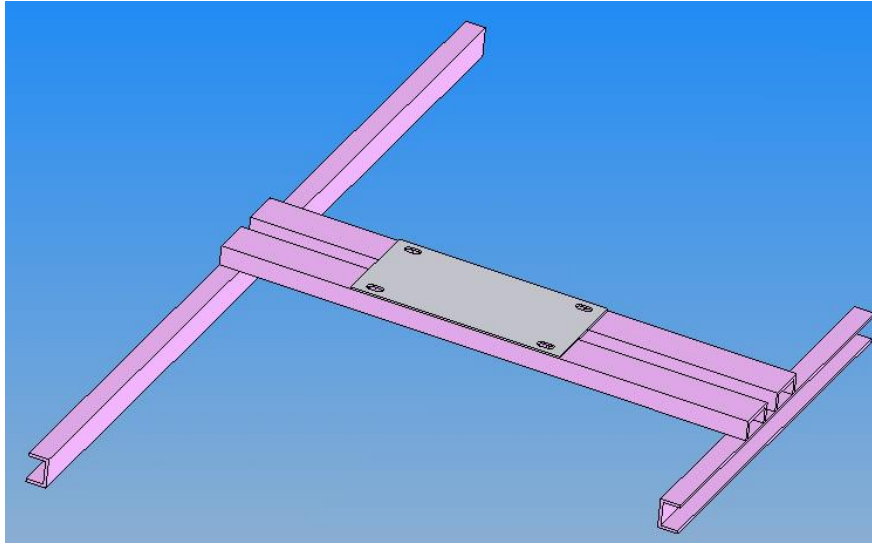
## 7.2- DESARROLLO

### 7.2.1 Soporte

El soporte propuesto está formado por trozos de perfil UPN 30 y UPN 40. Como aproximación inicial el espesor considerado para los mismos es de 3 mm. Estos perfiles son de chapa plegada.



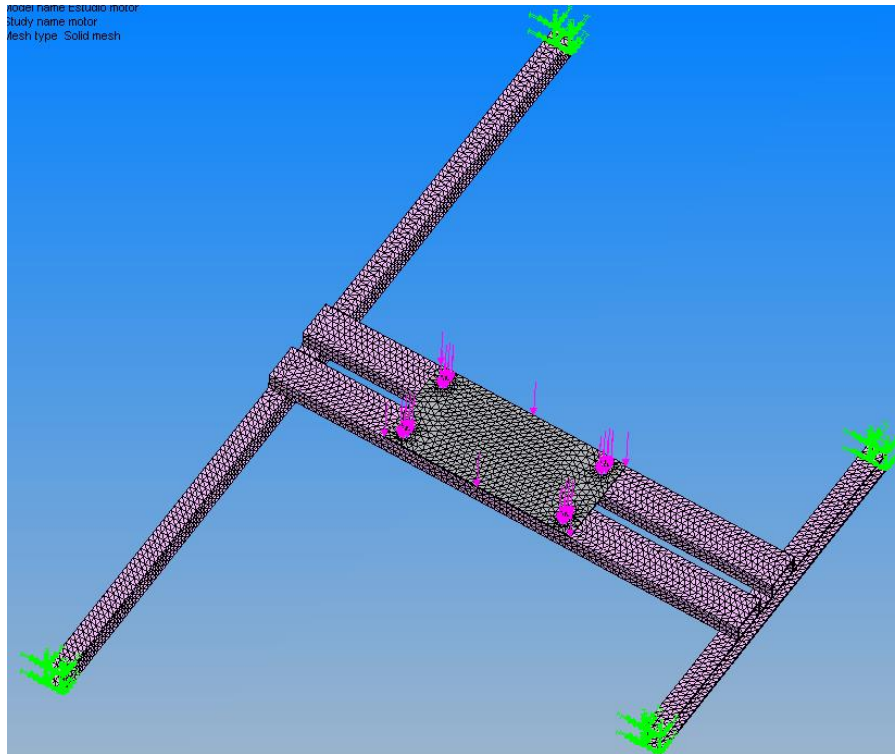
Para reforzar la sección de los perfiles en donde se practican las perforaciones para los bulones del motor se suelda una chapa, espesor 2 mm y dimensiones 100 mm x 210 mm.



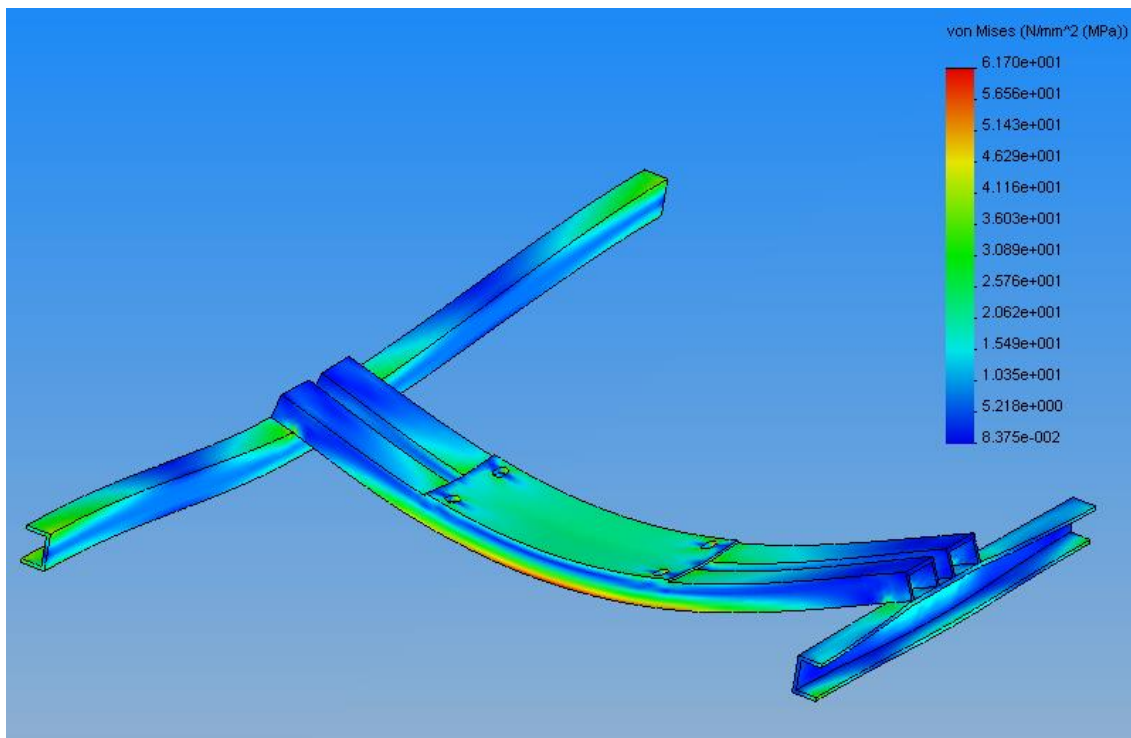
Por elementos finitos se verificará que la flecha máxima del soporte esté dentro de un rango aceptable. Una flecha excesiva podría causar la rotura por fatiga de los componentes, aparte de que aflojaría la correa del CVT. Por consecuencia de esto último habría pérdidas de tracción y un desgaste temprano de la correa.

Se colocan anclajes en los extremos de los perfiles transversales y sobre la placa se aplica una fuerza de 1000 N. Esta fuerza sería provocada por una caída o por la oscilación al recorrer un suelo irregular. La tensión en la correa, el peso de los soportes y del motor no son tenidos en cuenta ya que son fuerzas estáticas y la deflexión causada por los mismos se produce al tensar la correa y así permanece. De todas formas, también se quiere evitar que la deformación elástica causada por las mismas sea de gran magnitud.

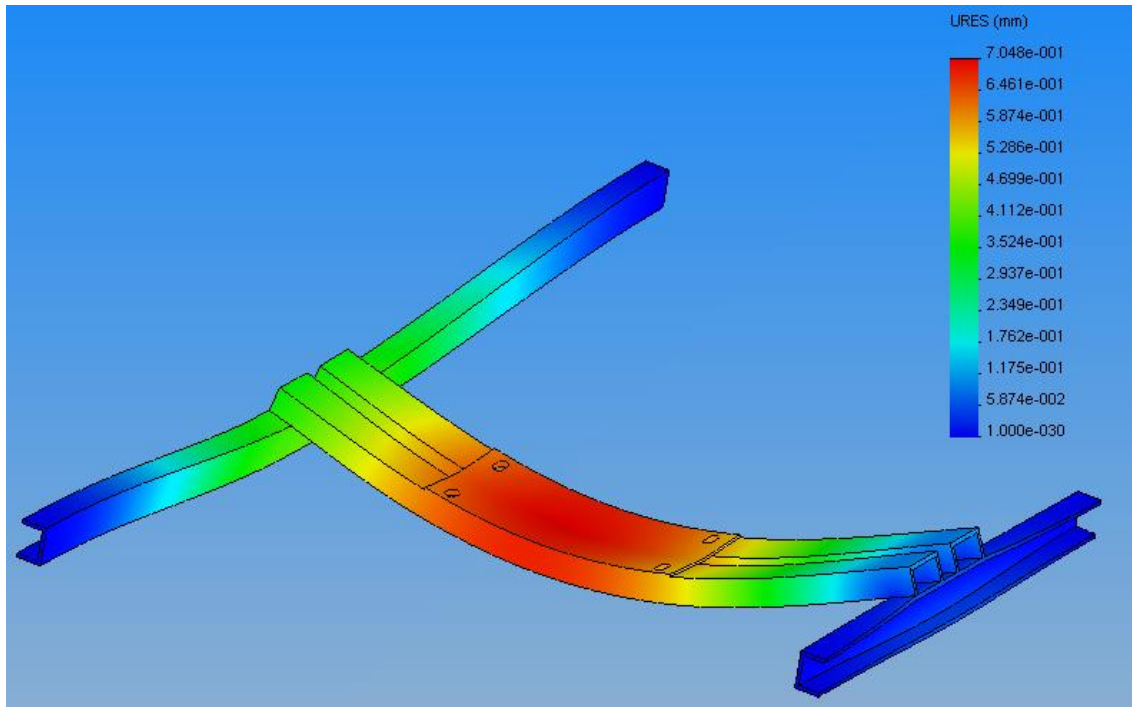
A continuación se representa el modelo con el mallado utilizado.



Los resultados en tensión son bajos, del orden de los 62 Mpa. Son aceptables.



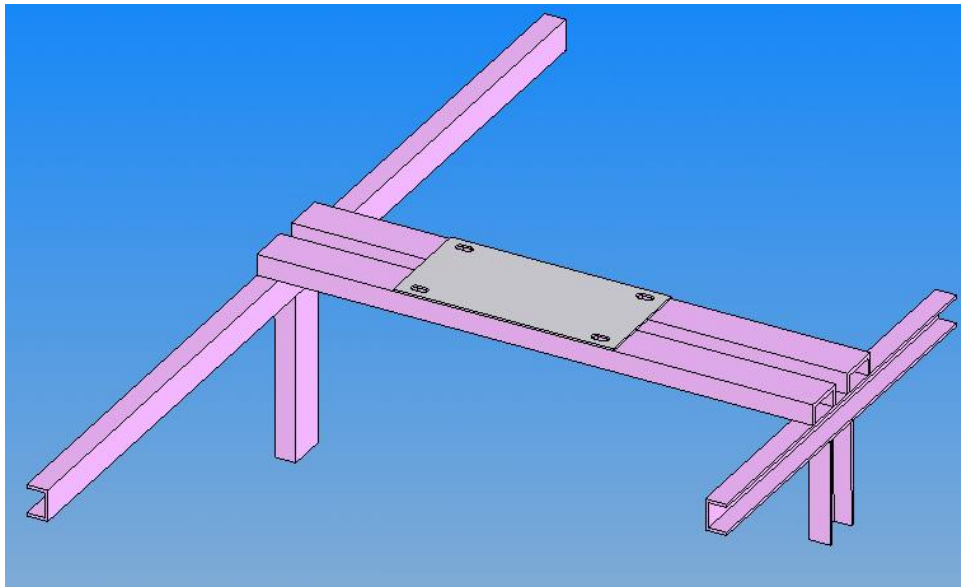
Sin embargo, al observar los desplazamientos:



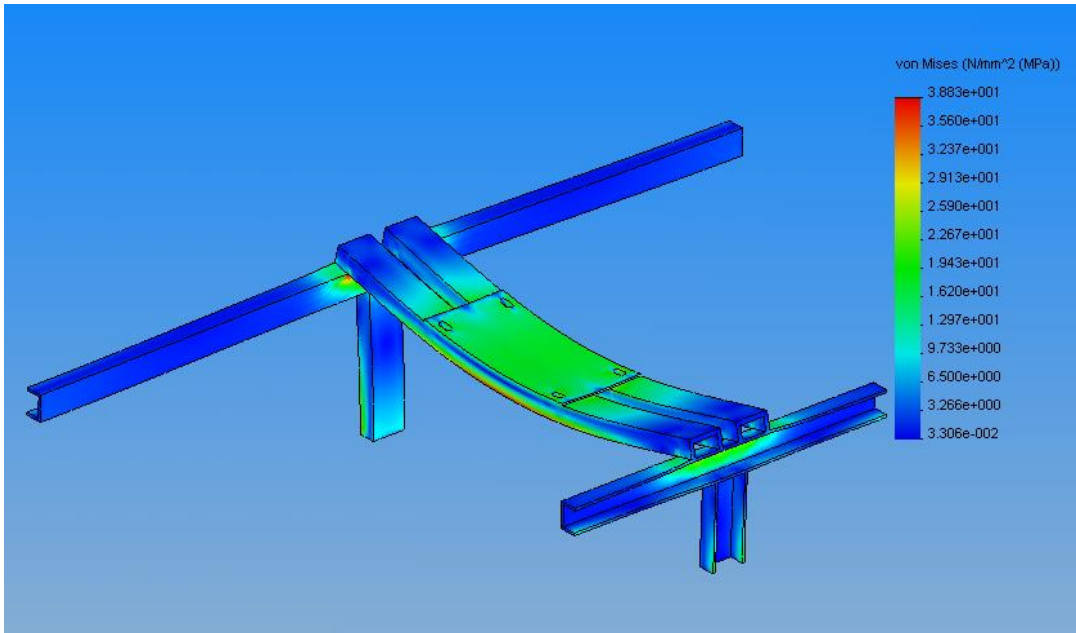
El desplazamiento máximo es de 0,7 mm y está situado en la zona donde apoya el motor. Estos desplazamientos tienden a disminuir la tensión en la correa, lo cual puede causar resbalamiento de la misma y la consiguiente disminución en la eficiencia de la transmisión.

Como solución se propone colocar perfiles verticales a modo de refuerzo y limitadores de la flexión sobre las vigas transversales.

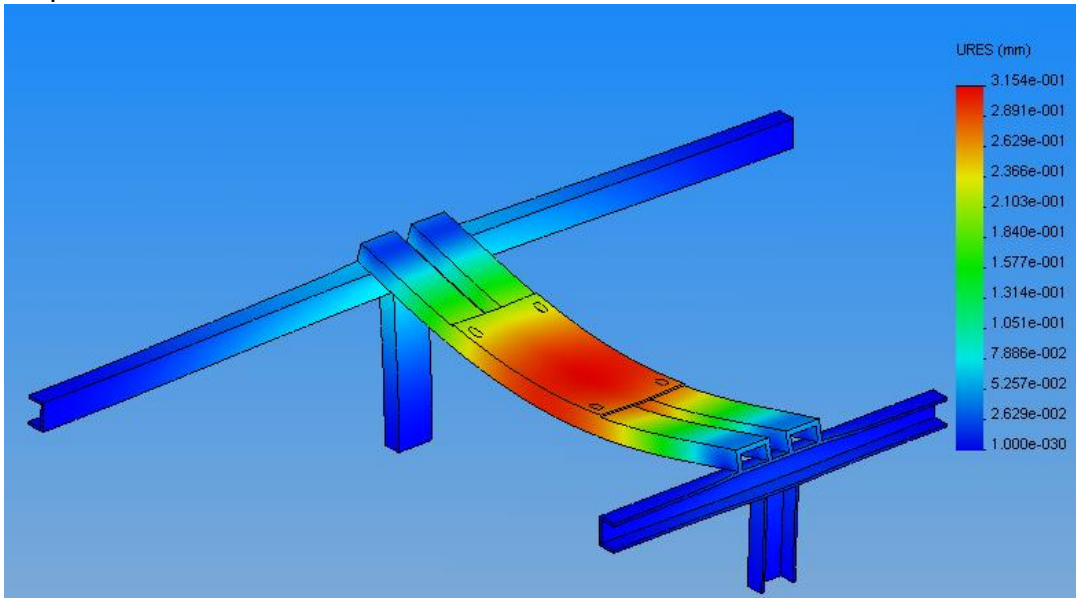
Adicionalmente se aumenta a 5 mm el espesor de los perfiles donde apoya el motor.



Los valores de la tensión de Von Mises han disminuido a un valor pico de 39 Mpa, solo el 16% de la fluencia de un acero estructural F24.



Desplazamientos:

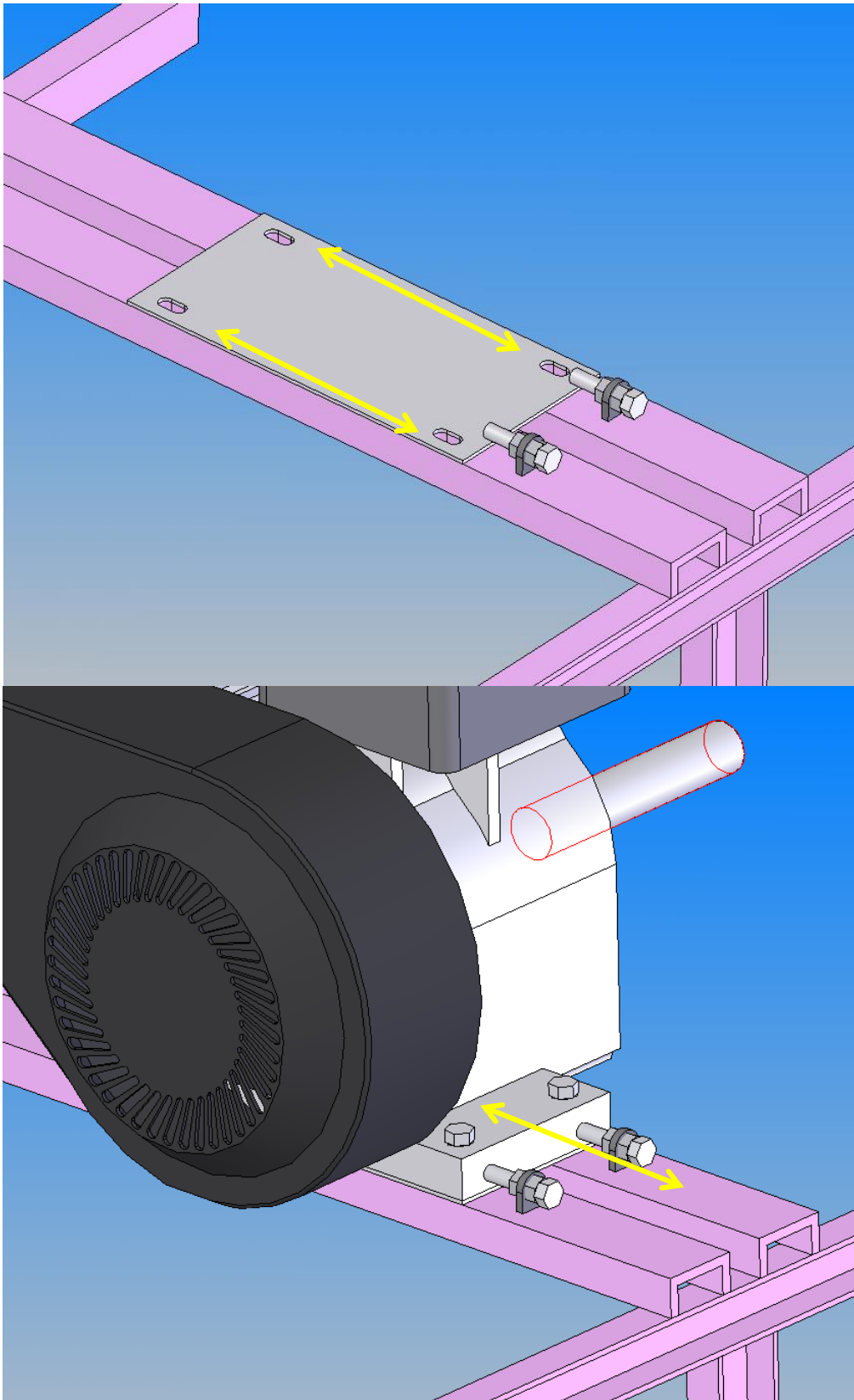


Los desplazamientos se han reducido a más de la mitad, rondan valores en la zona crítica de alrededor de 0,315 mm. Considerando que se producen en vigas con una longitud de 600 mm, los desplazamientos son aceptables.

### 7.2.2 Alineación

En cuanto a la alineación de la posición del motor, está contemplado que desde su soporte podrá regularse la posición en el sentido longitudinal (con respecto al sentido de avance del vehículo).

El objetivo de esta regulación es poder tensar la correa del CVT independientemente de la tensión requerida en las cadenas del reductor. La fijación del motor al soporte se realiza con cuatro bulones y adicionalmente se contará con el mismo dispositivo fijador de posición utilizado para los ejes del reductor:



## **8- MAZAS TRASERAS**

### **8.1 - INTRODUCCIÓN**

El objetivo del siguiente capítulo es diseñar las mazas de las ruedas traseras del Mini Baja.

A continuación se diseñarán las mazas para las ruedas traseras del Mini Baja. Las mismas serán soportadas por los extremos del eje trasero. Se mantendrá el criterio de diseño de bajo costo, para lo cual la consigna es fabricar la pieza a partir de secciones sencillas como chapas y caños.

Las ruedas seleccionadas son de ATV Yamaha modelo 450 y sus dimensiones han sido tenidas en cuenta para el cálculo.

Mediante un estudio de elementos finitos se sometió la pieza diseñada a escenarios que incluyen las posibles cargas en funcionamiento.

## 8.2 - DESARROLLO

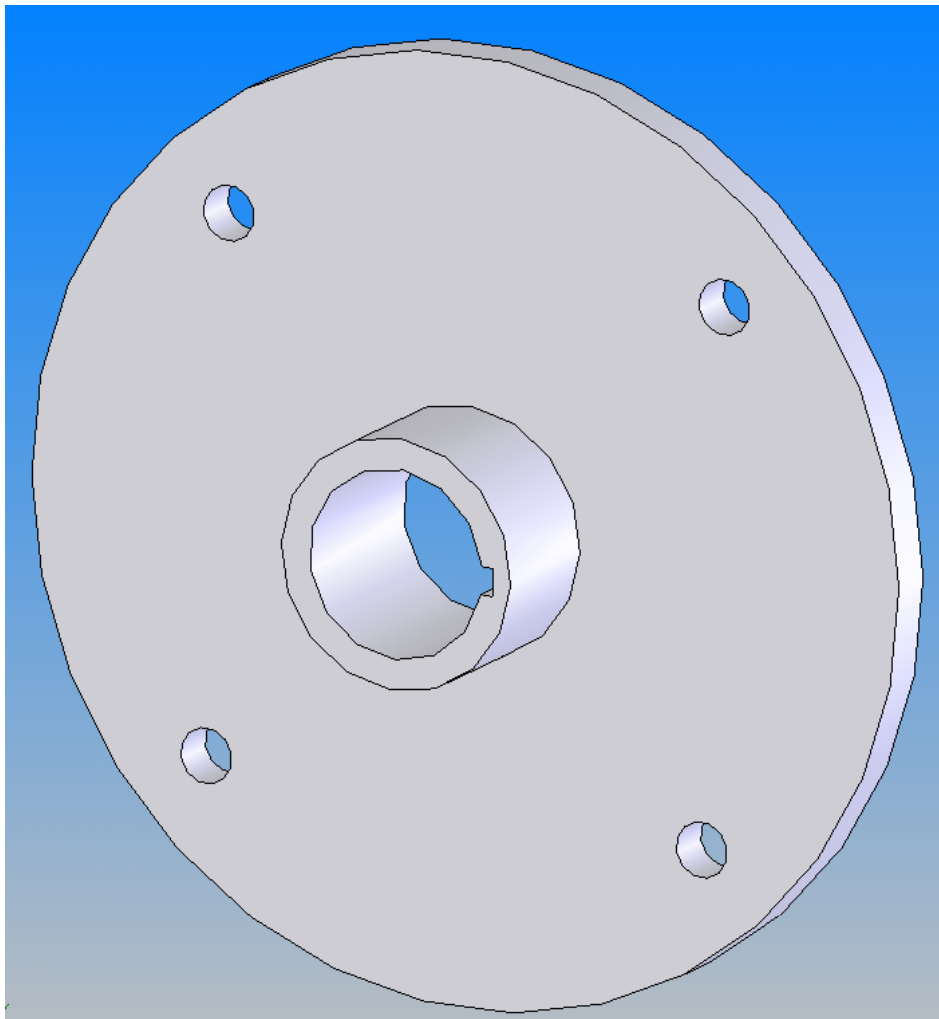
### 8.2.1 Diseño propuesto

A continuación se plantea un diseño inicial de la maza para someter a análisis y definir los espesores necesarios.

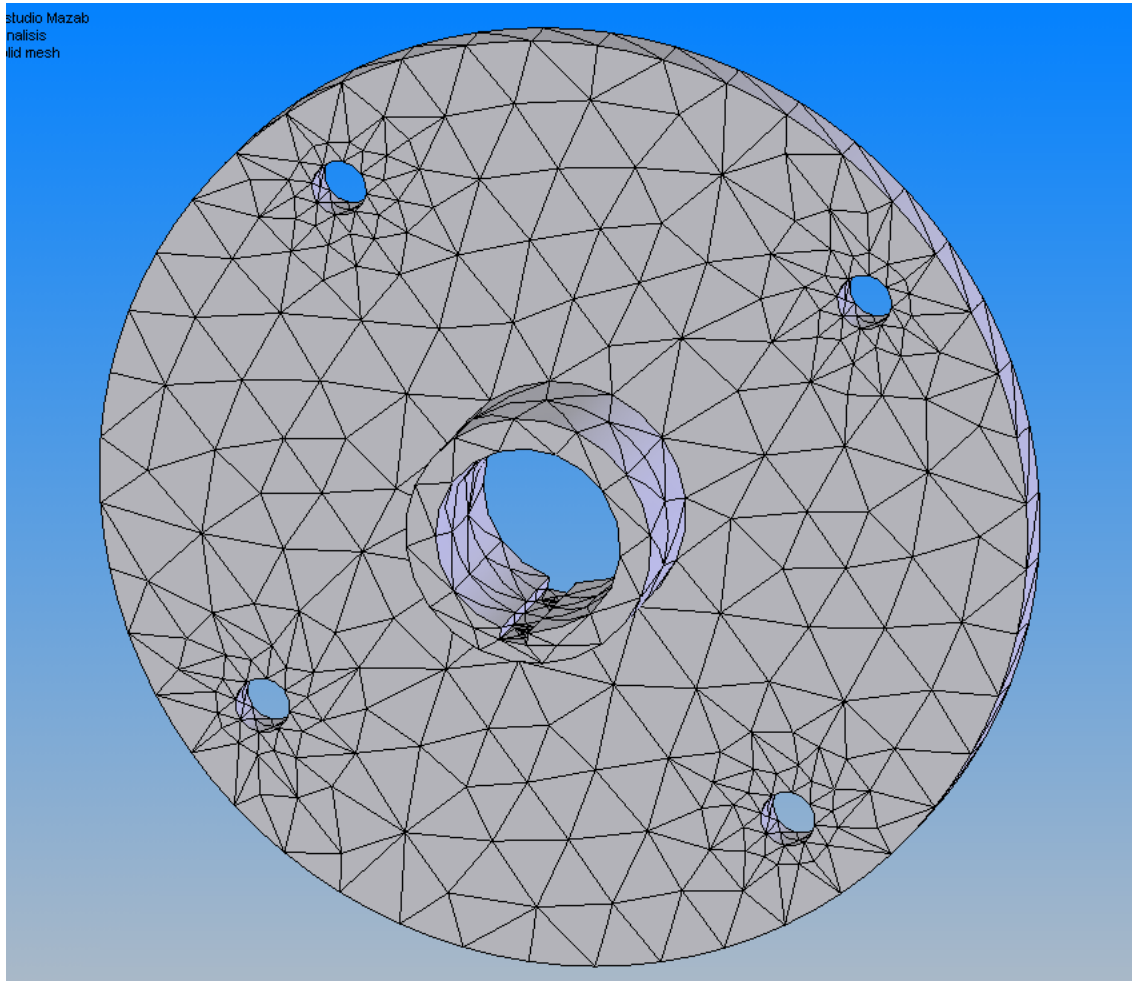
El diámetro interno está acotado, por las dimensiones del eje este no debe superar los 28 mm. La cantidad, disposición y diámetro de los agujeros para los bulones de las ruedas están definidos. El largo de la maza y el diámetro máximo del plato están acotados.

El resto de las dimensiones pueden variarse, por ejemplo los espesores.

Modelo propuesto:



Pieza con el mallado para el cálculo por elementos finitos:



### 8.2.2 Estado de Carga

El estado de cargas a tener en cuenta para los cálculos será la superposición de múltiples condiciones:

El momento torsor producido por una caída:

$$750 \text{ N} \times 0.24\text{m} = 180 \text{ Nm}$$

El esfuerzo vertical producido por una caída:

$$1700 \text{ N}$$

El esfuerzo vertical producido por el peso del vehículo:

$$500 \text{ N}$$

Adicionalmente se considera un esfuerzo lateral en la rueda, que producirá un momento flector y un esfuerzo axial en la maza. Este esfuerzo puede producirse al doblar o al caer en forma lateral.

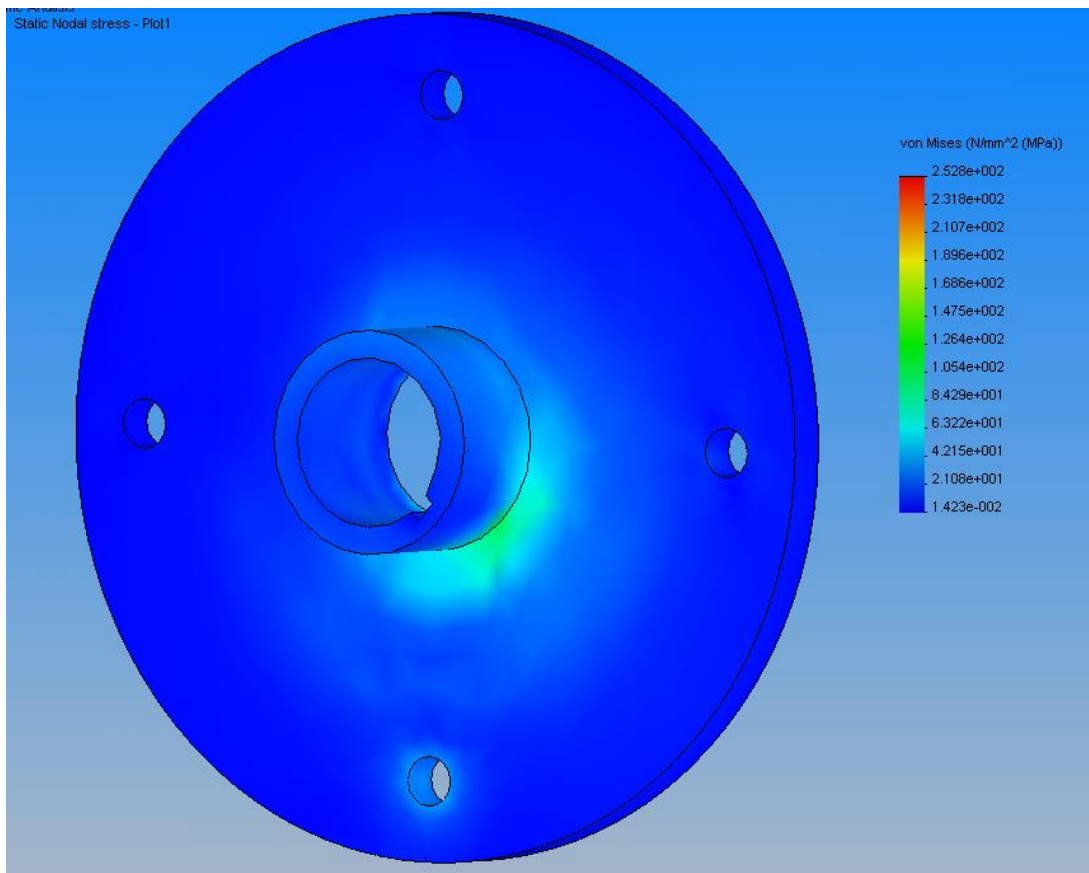
$$1000 \text{ N (Estimativo)}$$

En el modelo se ha tenido en cuenta la singularidad que podría producir un empotramiento. Para evitar esta singularidad se incluyó la chaveta en el modelo de cálculo y solo se tienen en cuenta los resultados sobre la maza.

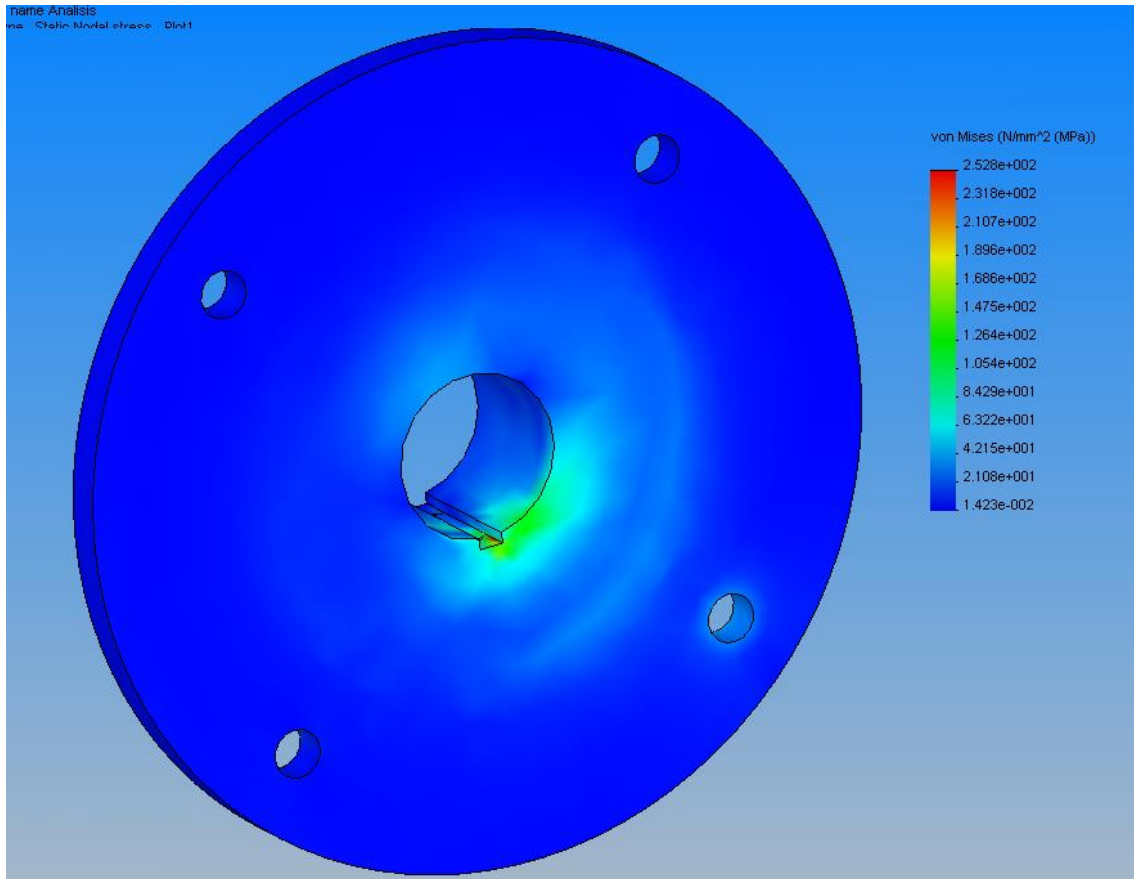
Para la cara de la maza y la llanta que entran en contacto debería considerarse una vinculación friccional. Sin embargo este tipo de contacto consume tantos recursos de memoria que excede la capacidad de la máquina utilizada. La solución adoptada es que la vinculación sea fija. Esto simplifica el cálculo numérico y no se aleja considerablemente de la realidad ya que los bulones impiden el desplazamiento relativo entre la maza y la llanta.

### **8.2.3 Verificación para aproximar dimensiones**

Con el modelo descrito los resultados en tensión de Von Mises son los siguientes:

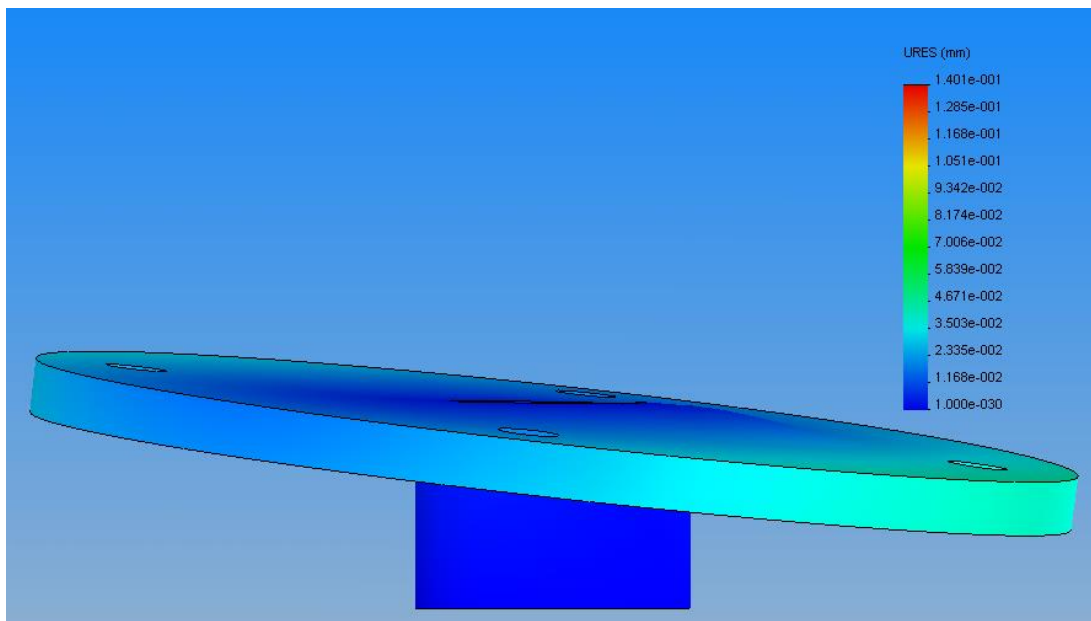


Cara posterior



Se observa una distribución de tensiones acorde con lo esperado. La máxima tensión registrada es de 253 MPa. Para un acero al carbono de calidad baja estaría casi al 100 % de la fluencia. En el caso de usar un acero de calidad levemente superior no sería necesario redimensionar la pieza.

En la siguiente figura se aprecia el modo de deformación de la maza:



El lado que se presenta a la derecha de la figura es el que trabaja en la posición inferior en el momento en que es aplicada la carga axial.

#### **8.2.4 Chaveta**

En base al esfuerzo resultante en el chavetero se verifican las dimensiones de la chaveta:

Tomando los valores de torque máximo y radio del eje:

$$T = 180 \text{ Nm}$$
$$r = 14.5 \text{ mm}$$

Y una tensión admisible de corte igual a

$$S_s = 65 \text{ Mpa}$$

Con un largo de chaveta de  $l = 20 \text{ mm}$ , limitado por el espacio disponible.

Se calcula:

$$b = T / (S_s \cdot r \cdot l)$$

$$b = 9.55 \text{ mm}$$

El ancho será de 10 mm. El valor propuesto inicialmente eran 4 mm, se introducirá esta modificación en el cálculo final.

#### **8.2.5 Diseño real**

La pieza real será construida soldando partes sencillas como las siguientes:

Trozo de caño:

Diámetro nominal 1 ½" SCH 160. El diámetro exterior es de 42 mm. El espesor es 6.35 mm, o sea que el diámetro interno es de 29 mm. Esto modifica el diámetro necesario en la punta del eje.

Chapa:

Espesor 7 mm. Recortada en forma de disco y agujereada. De acuerdo a los resultados que arroje el cálculo se considerará la posibilidad de colocar refuerzos o costillas en forma radial, para tomar parte de la carga entre el caño y el disco.

#### **8.2.6 Cálculo del cordón de soldadura**

Se tienen dos cordones anulares que soportarán el esfuerzo de corte producido por la carga lateral sobre la rueda y un momento torsor producido por la fuerza tangencial debida a la caída. Los esfuerzos verticales son considerados soportados por el eje.

Primero se dimensionará el cordón por la teoría del máximo esfuerzo cortante y luego se verificará junto a la pieza por elementos finitos.

Se asume inicialmente un cordón de 10 mm de ancho, o sea una garganta de 7 mm.

Esfuerzos:

$S = M / Z'$  debido al momento torsor

$S_s = F / A$  debido al corte.

Teoría de máximo esfuerzo cortante:

$$t = (s_s^2 + (s / 2)^2)^{1/2}$$

El par torsor es igual a  $M = 180 \text{ Nm} = 180000 \text{ Nmm}$

El módulo polar de las dos secciones (dos cordones) es:

$$Z' = 2 \cdot \pi \cdot (D_o^4 - D_i^4) / (16 \cdot D_o)$$

$$D_i = 42 \text{ mm}$$

$$D_o = 60 \text{ mm}$$

$$Z' = 68068 \text{ mm}^3$$

Por lo tanto:

$$S = 2,65 \text{ N/mm}^2 = 2,65 \text{ MPa}$$

La fuerza axial es igual a  $F = 3000 \text{ N}$

$$\text{El área de corte es } A = \pi \cdot D_i \cdot b \cdot 2 = 1759,29 \text{ mm}^2$$

$$\text{El esfuerzo de corte es } S_s = 1,71 \text{ N/mm}^2 = 1,71 \text{ MPa}$$

Entonces el esfuerzo resultante por la teoría del máximo esfuerzo de corte es:

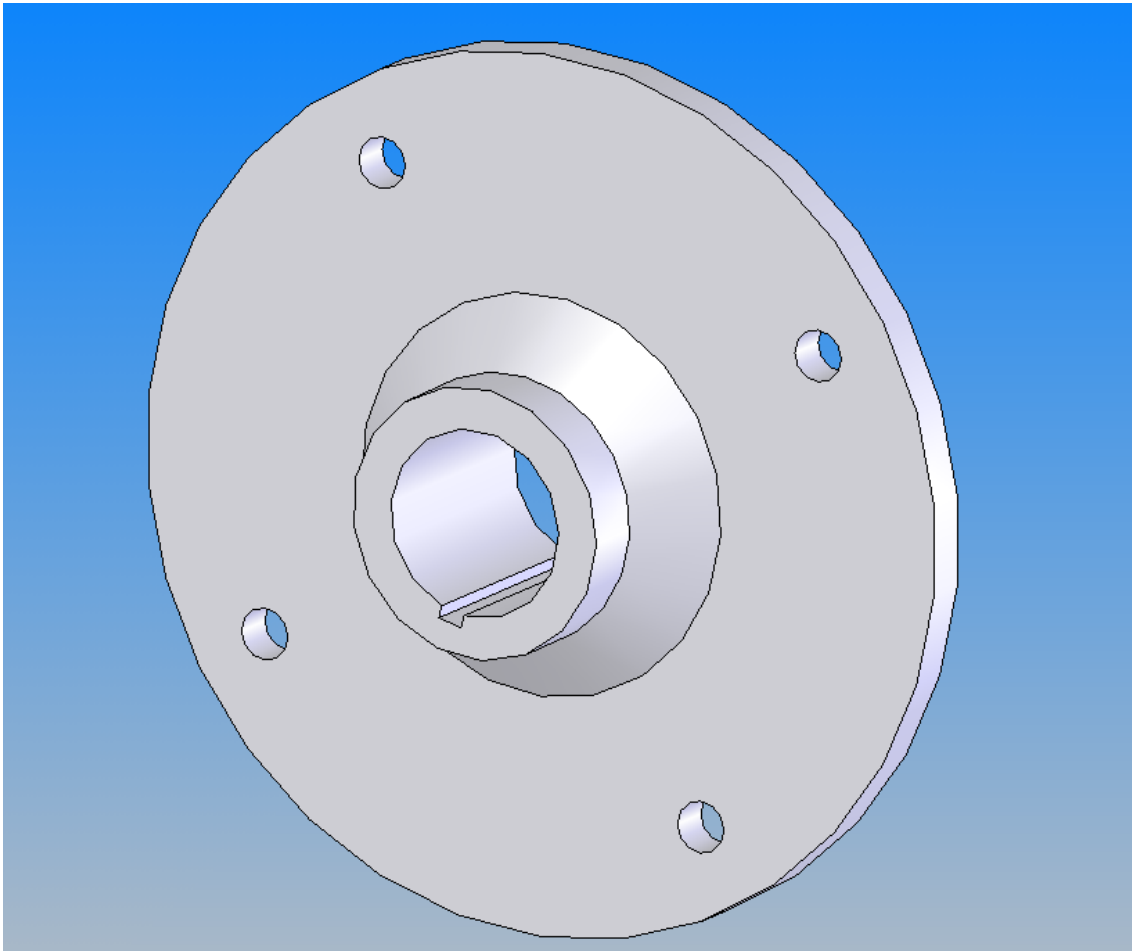
$$t = 2,16 \text{ Mpa}$$

El cordón verifica ampliamente ya que la tensión a la que estaría sometido dista mucho de la fluencia. Con este margen está cubierto el diseño por fatiga y las posibles imperfecciones de la soldadura o la calidad de electrodo a utilizar.

Si es necesario un ahorro de material de aporte podría reducirse el cordón ya que el mismo está sobredimensionado.

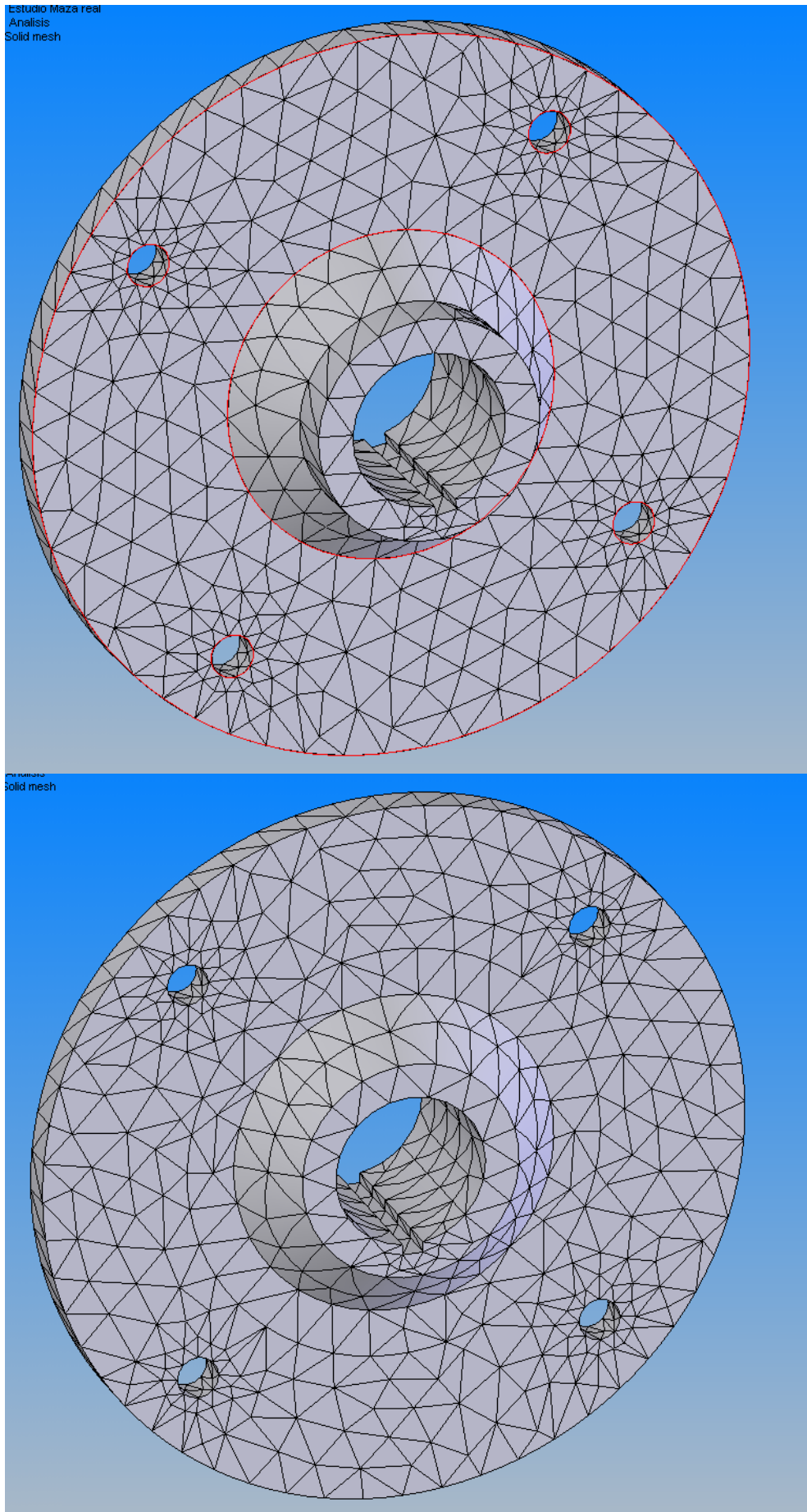
### **8.2.7 Verificación pieza final**

Introduciendo las anteriores consideraciones constructivas la pieza real tendrá la siguiente forma:

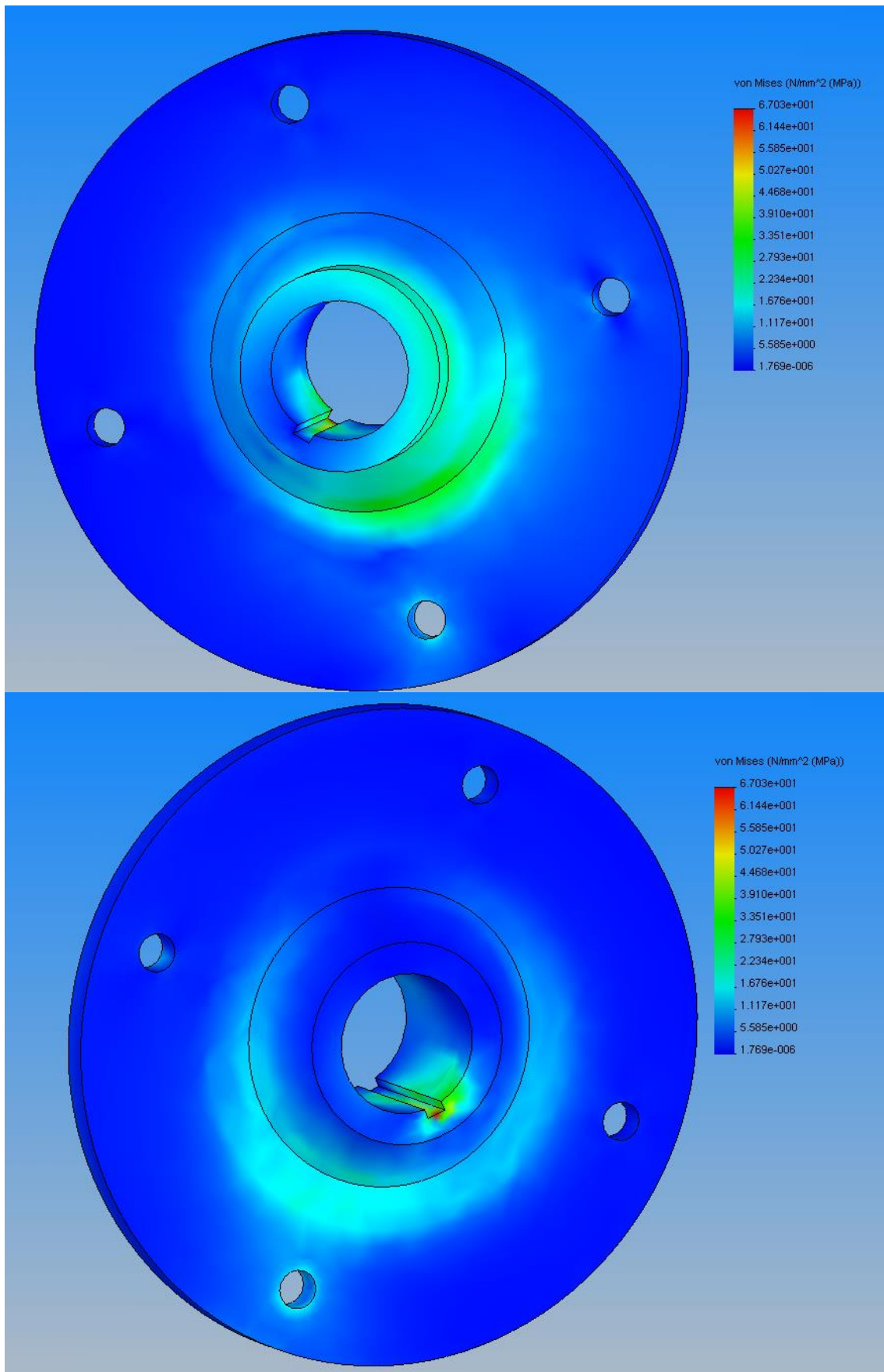


Y será sometida a una verificación bajo las mismas cargas que el caso inicial.

El mallado a utilizar será:



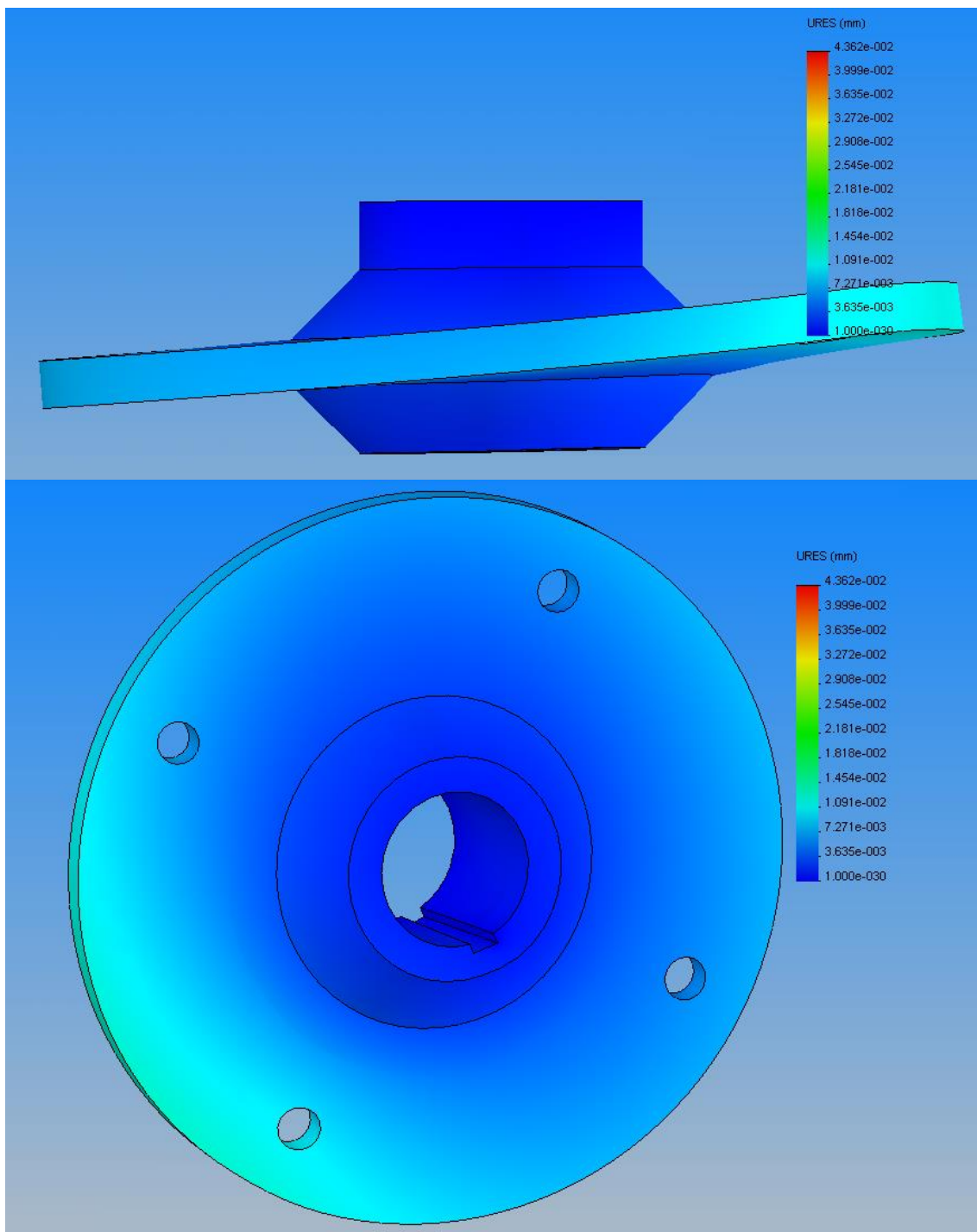
Los resultados obtenidos son los siguientes:



Se tiene que la mayor tensión de Von Mises es de 67 Mpa. En el prototipo inicial las tensiones eran 4 veces más grandes y las máximas se daban en el caño, en la zona del chavetero. Es razonable entonces que las tensiones ahora sean menores ya que ha aumentado el espesor del caño y las dimensiones de la chaveta y el chavetero.

Con estas tensiones (27% de la fluencia de un acero común) la pieza verifica por lo tanto el diseño es aceptable.

Los desplazamientos obtenidos son:

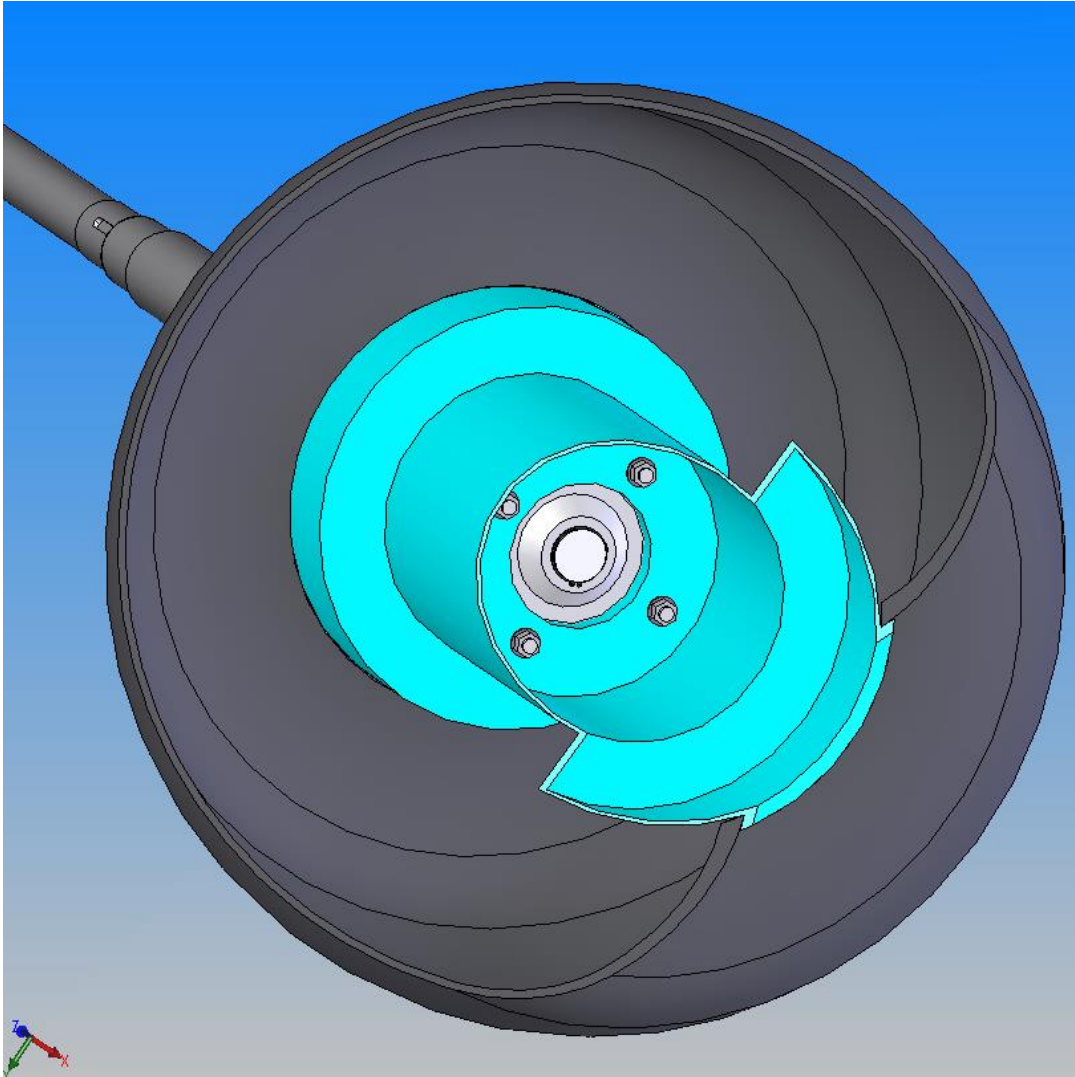


El valor máximo es de 0,0436 mm contra 0,1401 mm del prototipo inicial. Esta pieza es mucho mas rígida.

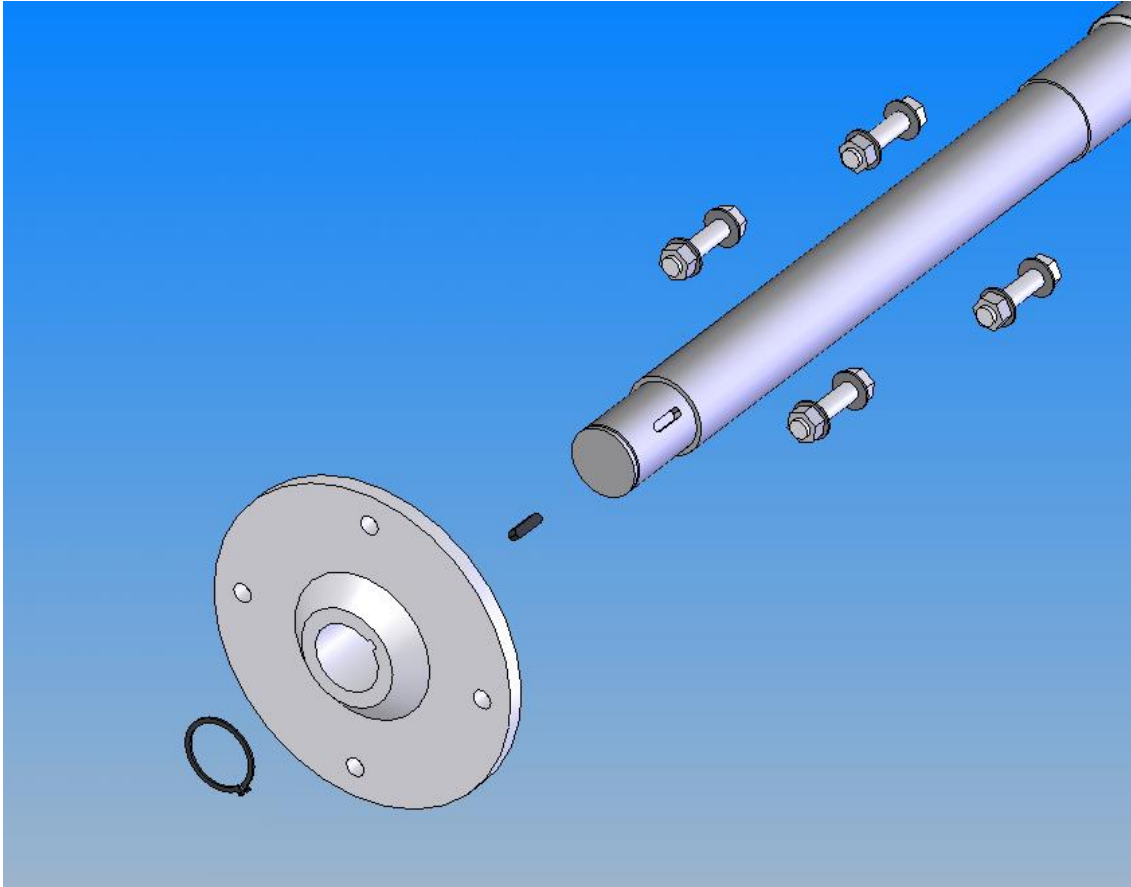
### **8.2.8 Montaje**

Las siguientes imágenes muestran la posición de las mazas en el conjunto. La cara interna hace tope en el resalto del eje. El desplazamiento en la dirección axial termina de impedirse mediante anillos seger colocados en los extremos del eje. Los bulones pueden soldarse a las mazas para facilitar la colocación de las ruedas.

Conjunto armado (corte):

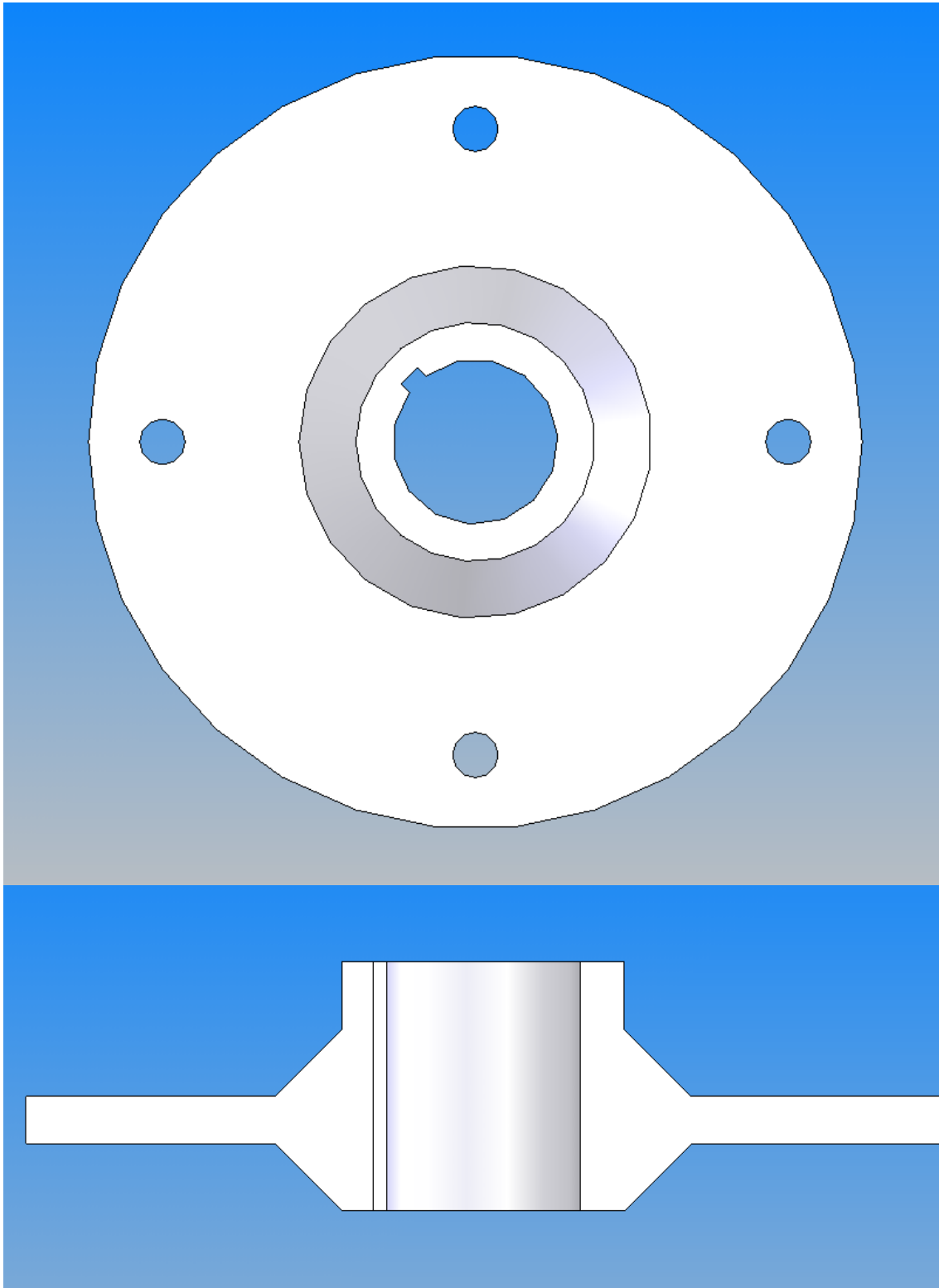


Despiece:



### 8.3 - PLANOS

En los anexos figuran los planos de la maza, seguido se muestran esquemas de la misma:

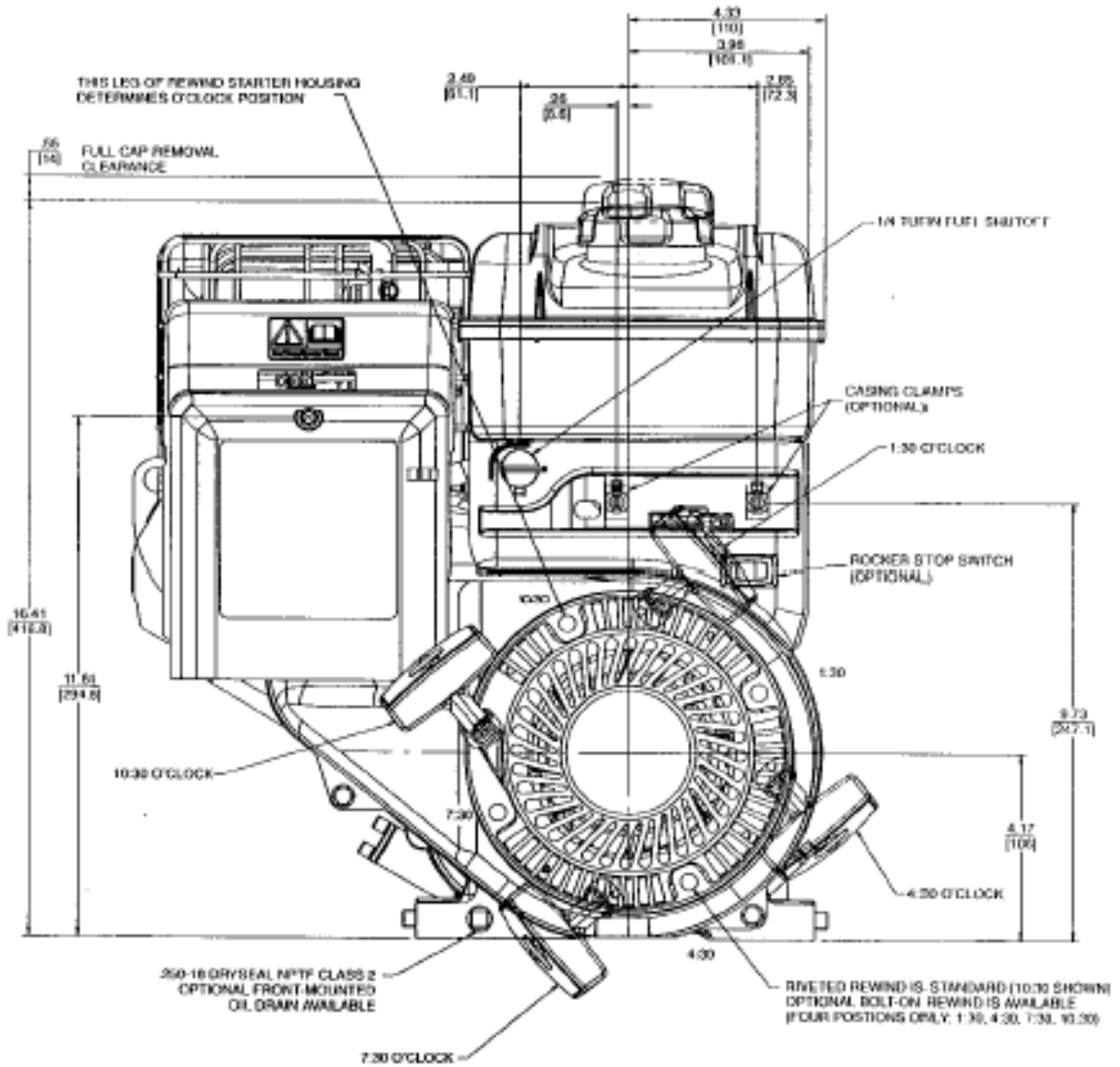


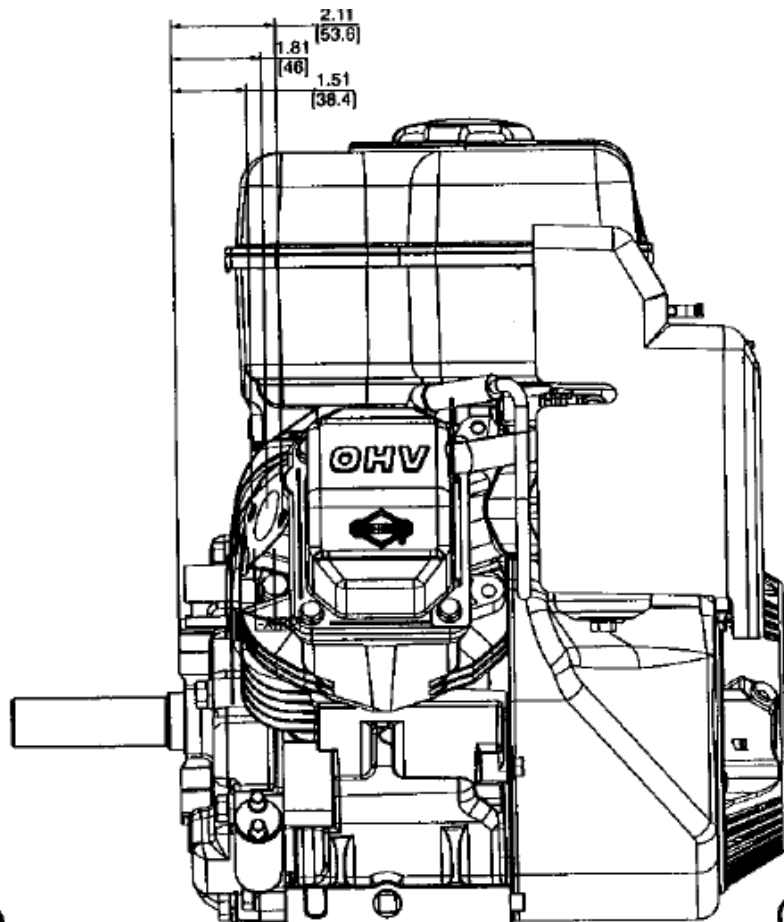
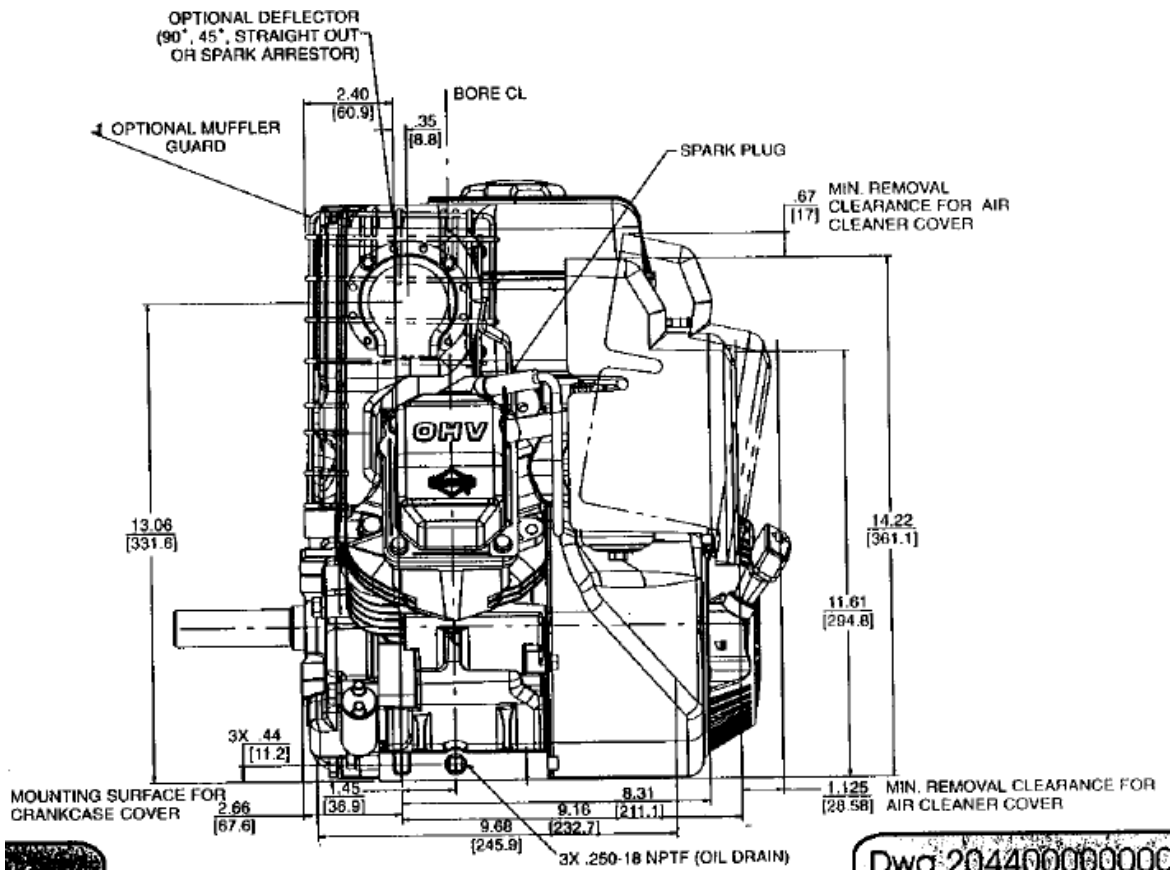
## 9 - LISTA DE MATERIALES

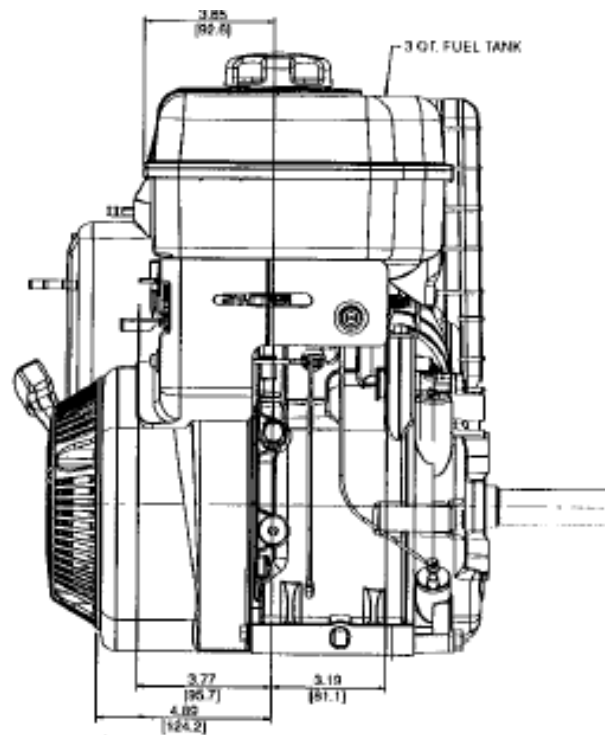
Ítem	Descripción	Unidad de medida	Cantidad
1	Motor Intek OHV 305 cc	UN	1
2	CVT Comet Modelo 790 Drive Pulley	UN	1
3	CVT Comet Modelo 790 Driven Pulley	UN	1
4	Correa Comet 1.19" C.D. 11.84"	UN	1
5	Barra Redonda Acero ASTM 4340 Diámetro Mínimo 40 mm	metros	1,5
6	Barra Redonda Acero ASTM 4340 Diámetro Mínimo 30 mm	metros	1,5
7	Chaveta Cuadrada 6 mm de lado x 30 mm largo	UN	3
8	Chaveta Cuadrada 10 mm de lado x 30 mm largo	UN	4
9	Chaveta Cuadrada 6 mm de lado x 30 mm largo	UN	3
10	Chaveta Cuadrada 4 mm de lado x 120 mm largo	UN	2
11	Rodamiento rodillos Cónicos modelos SKF 32008 X/Q o similar	UN	2
12	Rodamiento a bolas con soporte tipo Y Diámetro pista interna 1"	UN	2
13	Rodamiento a bolas con soporte tipo Y Diámetro pista interna 1 1/8"	UN	2
14	Perfil UPN 30 Laminado Acero Estructural F24 o superior	metros	4
15	Perfil UPN 40 Laminado Acero Estructural F24 o superior	metros	1,2
16	Bulón M8 Ø8 mm, long 40 mm con dos tuercas y dos arandelas planas.	UN	6
17	Bulón M8 Ø8 mm, long 40 mm con tuerca y dos arandelas grover	UN	12
18	Bulón M8 Ø6 mm, long 40 mm con tuerca y dos arandelas grover	UN	8
19	Chapa 40 x 120 Espesor 2 mm	UN	4
20	Chapa 100 x 210 Espesor 2 mm	UN	1
21	Chapa Esp 140 x 140. Espesor 7 mm	UN	2
22	Caño Diámetro nominal 1 1/2" SCH 160 Acero cualquier grado	metros	1
23	Piñón 18 Dientes N°35 Diámetro interno 1" con chavetero y tornillo fijación	UN	1
24	Piñón 26 Dientes N°35 Diámetro interno 1 1/8" con chavetero y tornillo fijación	UN	1
25	Piñón 60 Dientes N°35 Diámetro interno 1" con chavetero y tornillo fijación	UN	1
26	Piñón 84 Dientes N°35 Diámetro interno 1 1/8" con chavetero y tornillo fijación	UN	1
27	Cadena N°35	metros	3
28	Anillo Seger p/eje diámetro 29 mm	UN	2

# 10 - ANEXOS

## Planos del Motor

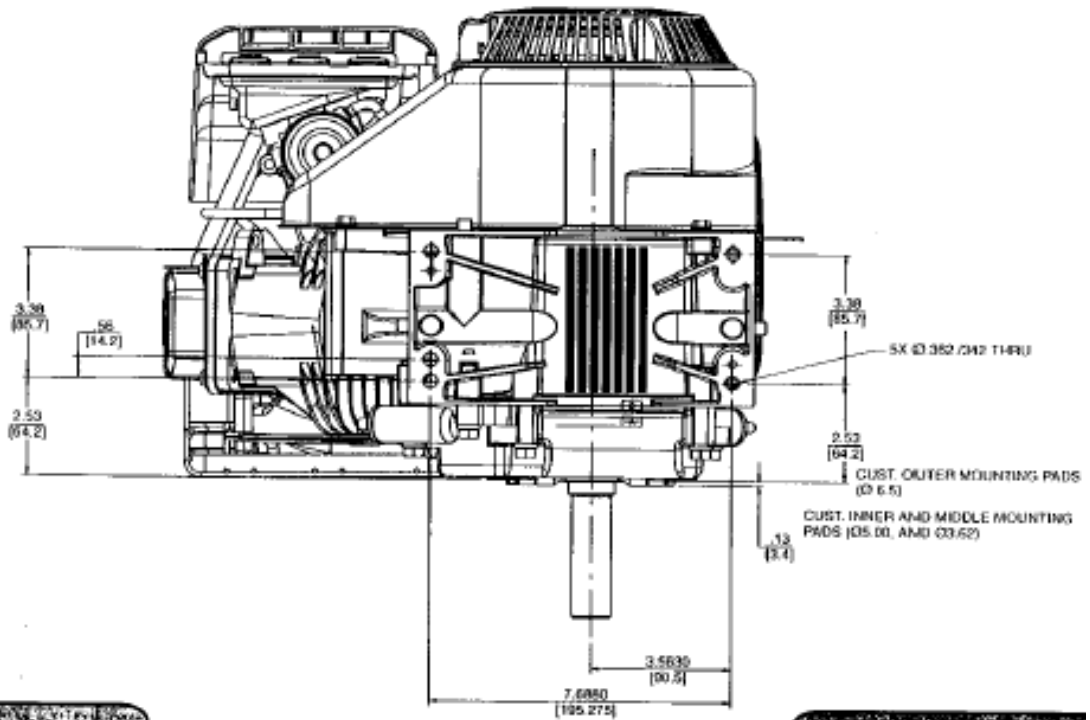


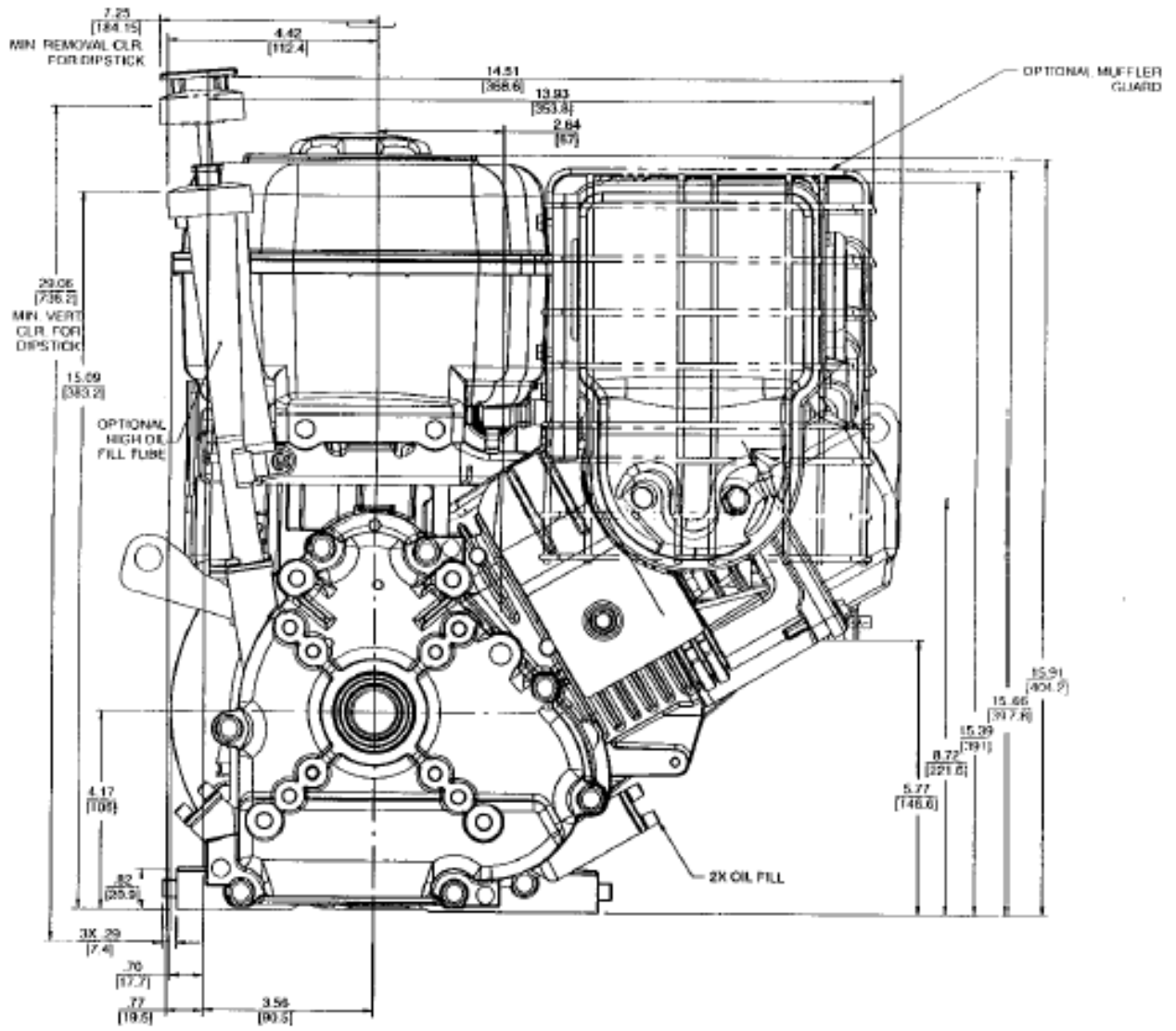


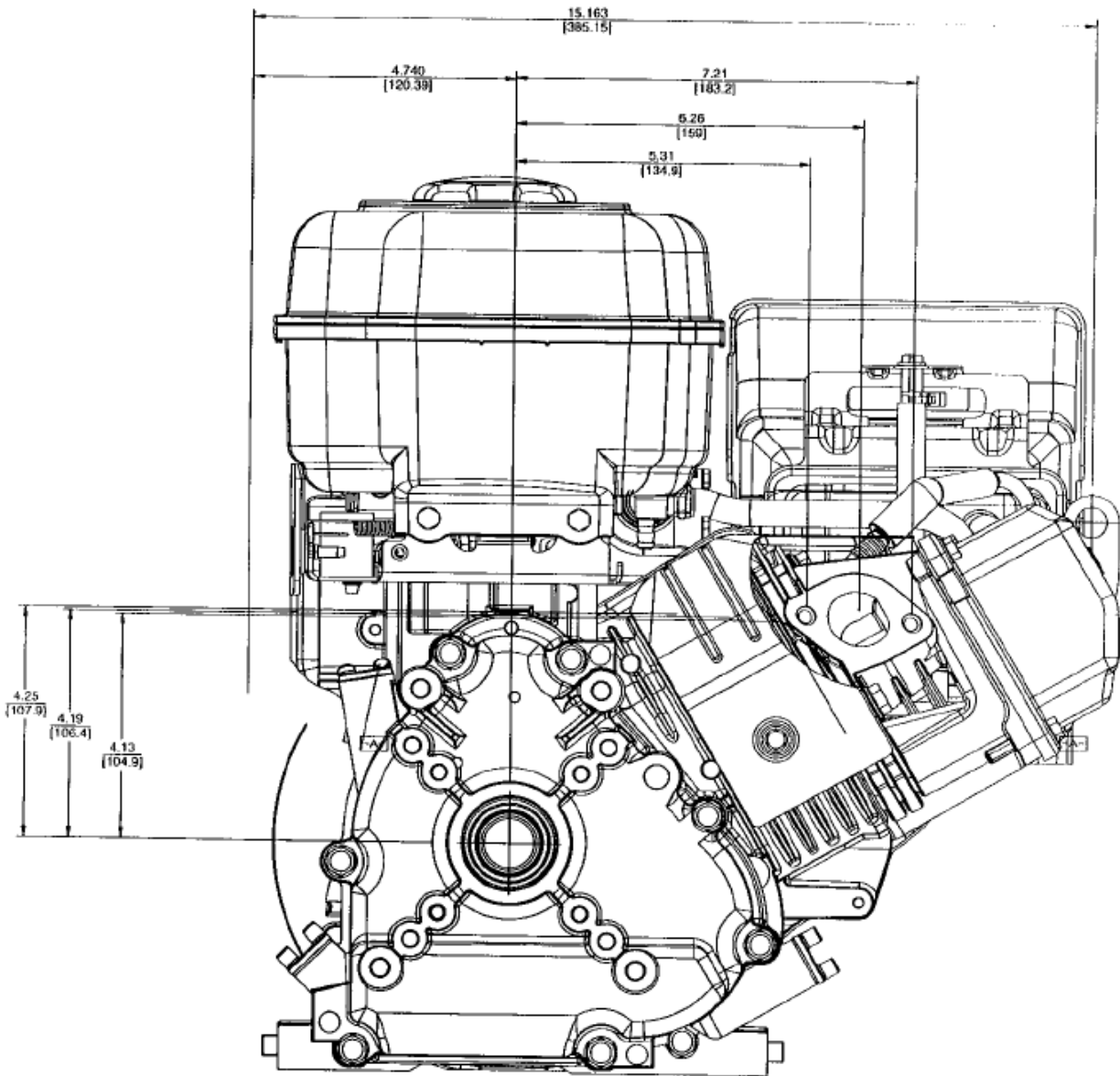


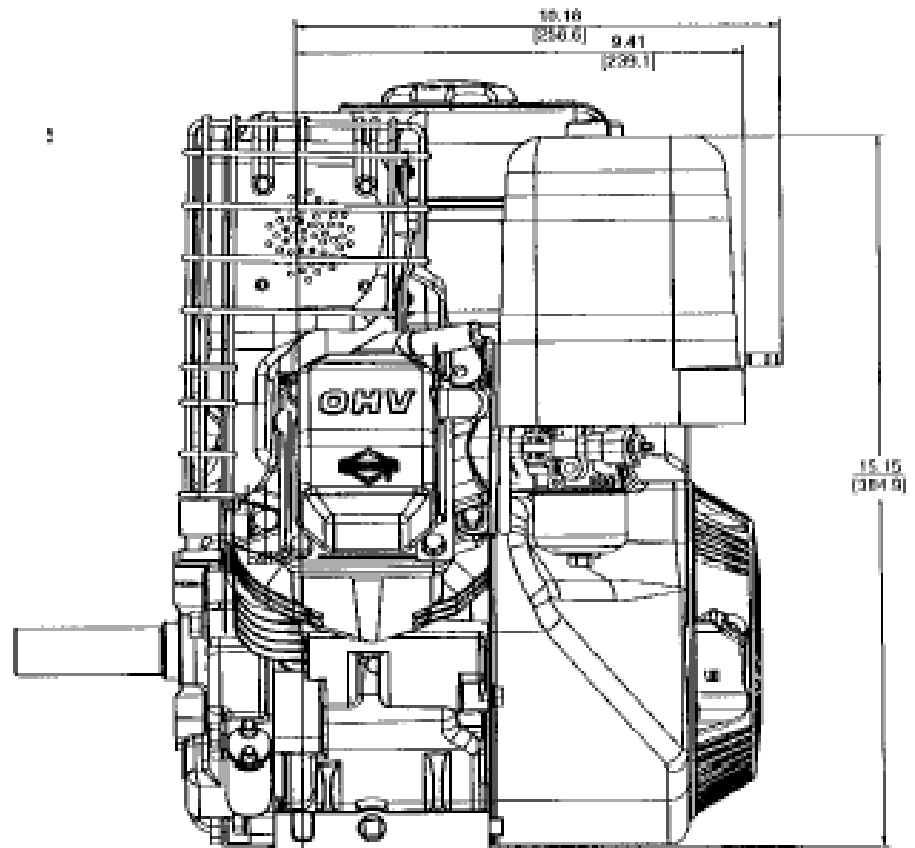
Fuel Tank Side

Dwg 2044000000001



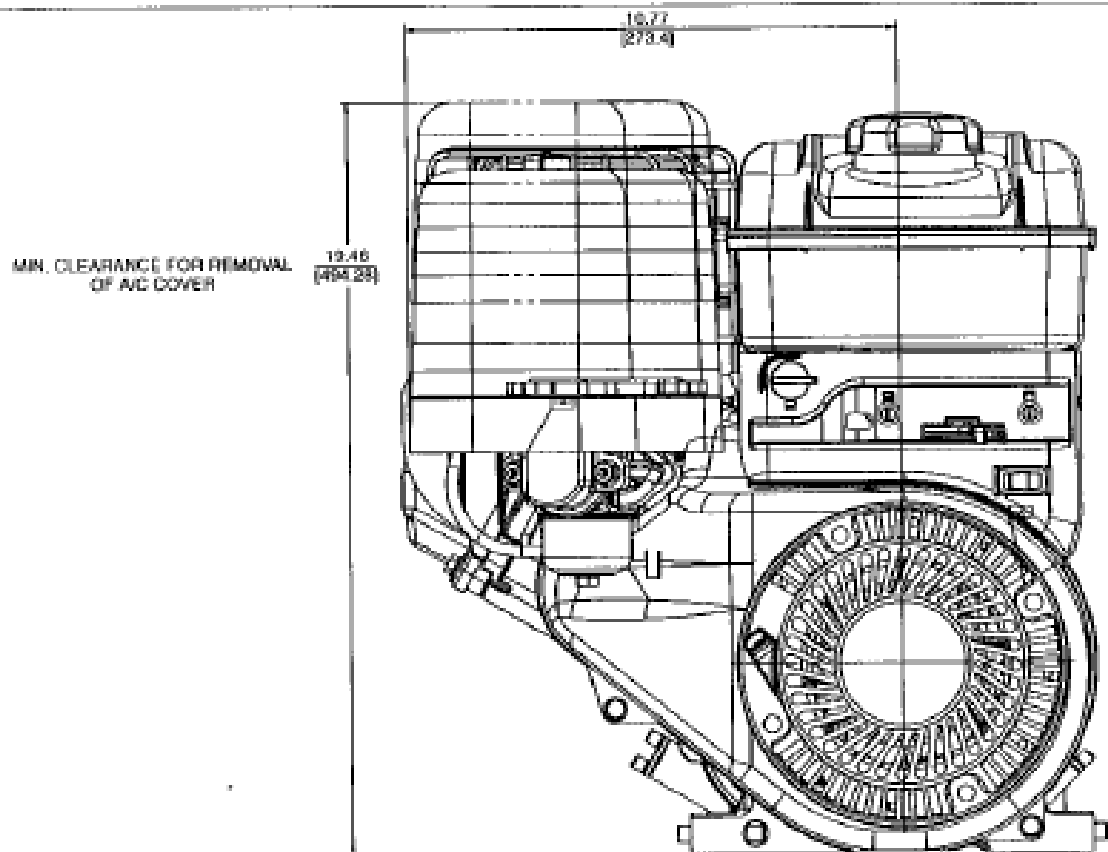


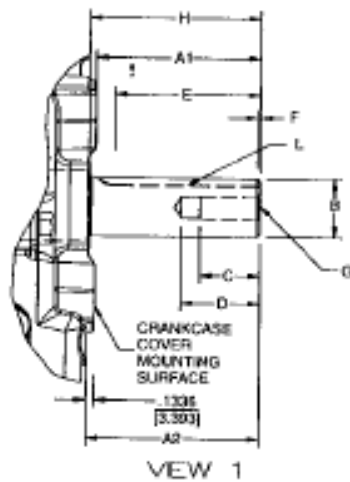




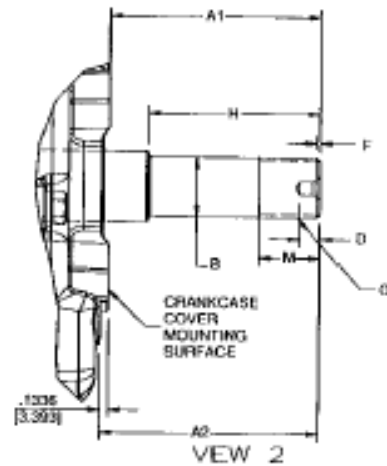
Cartridge Air Cleaner

Dwg

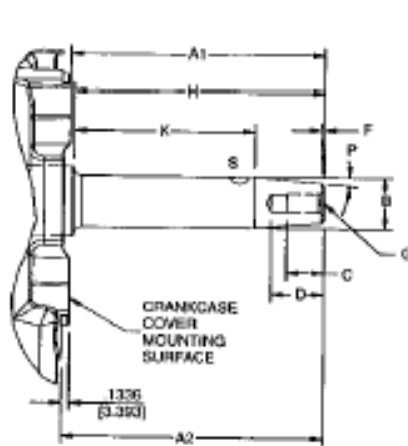




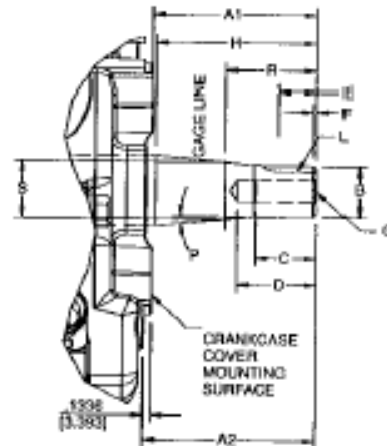
VIEW 1



VIEW 2



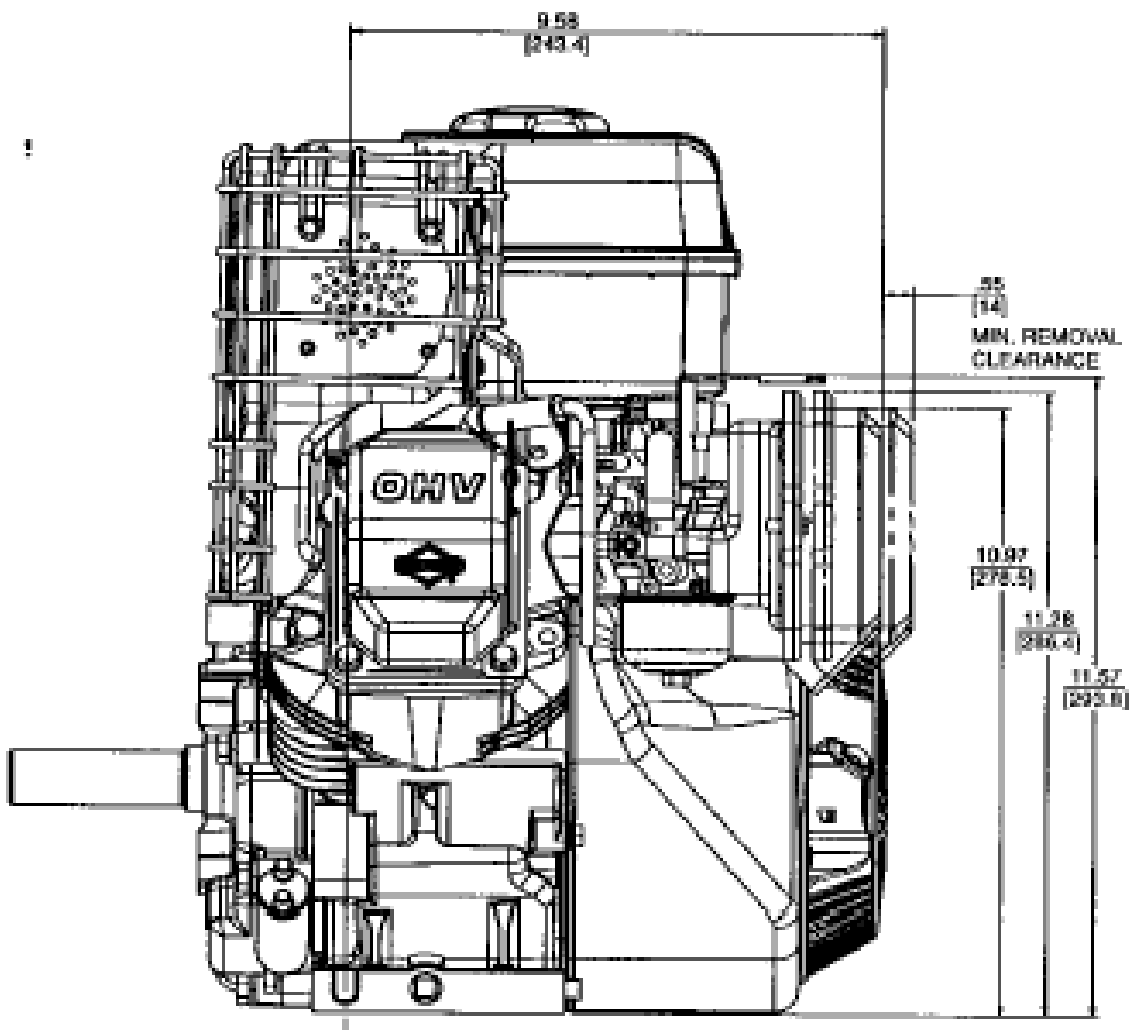
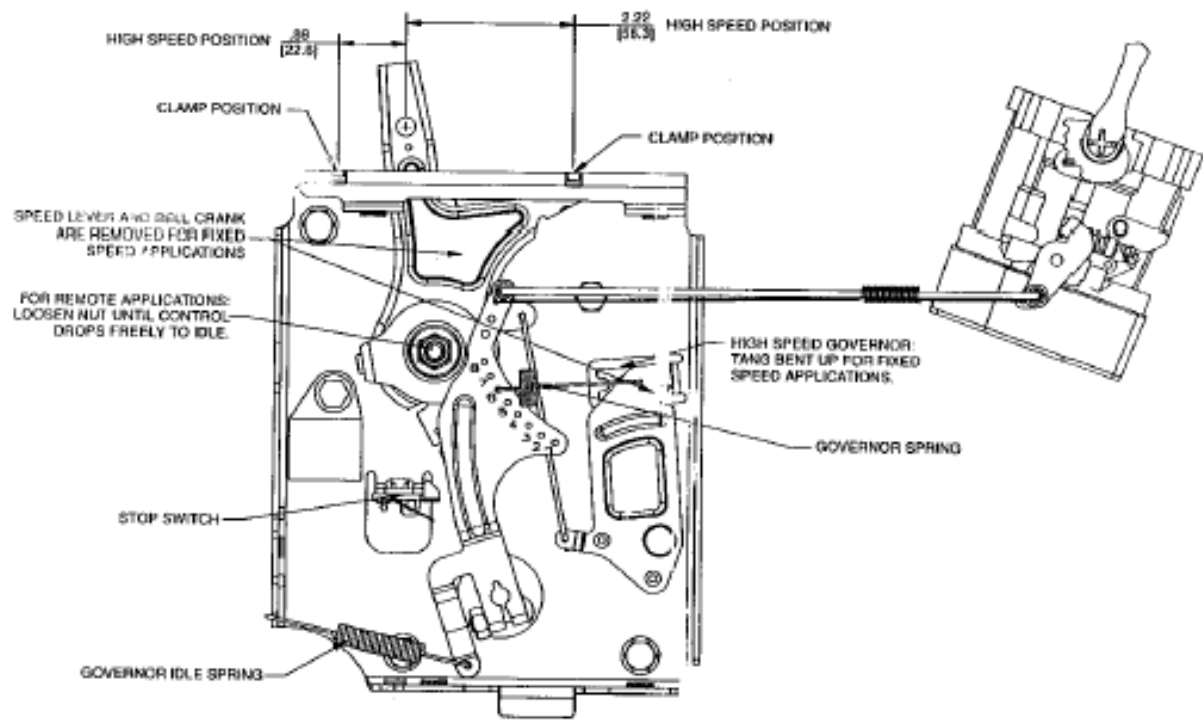
VIEW 3

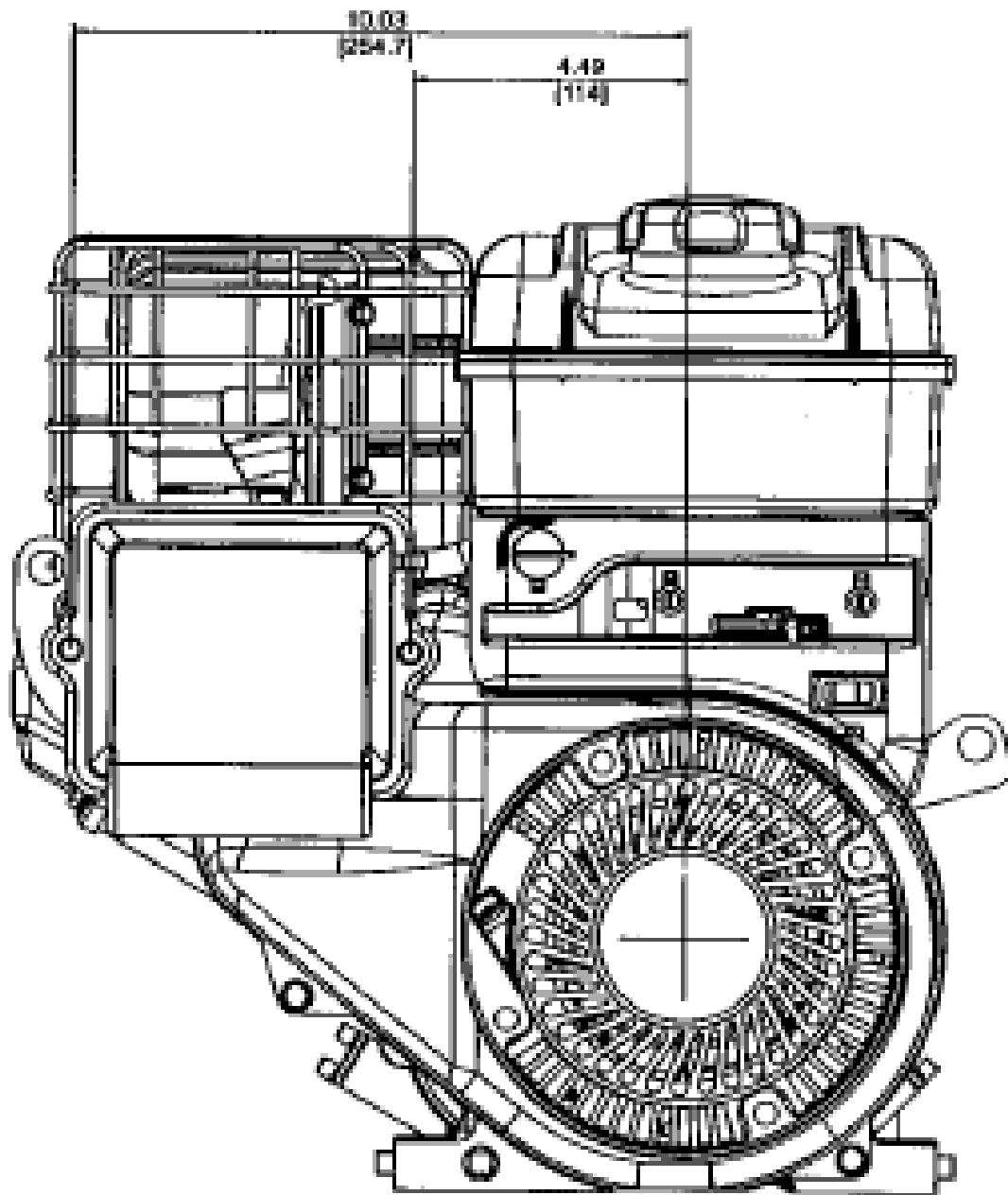


VIEW 4

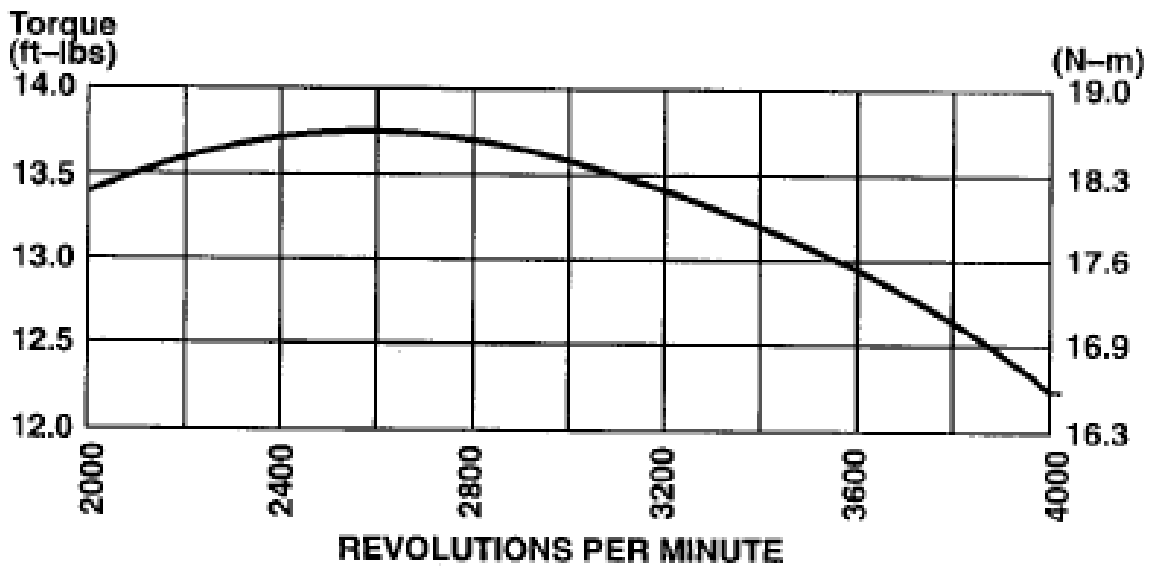
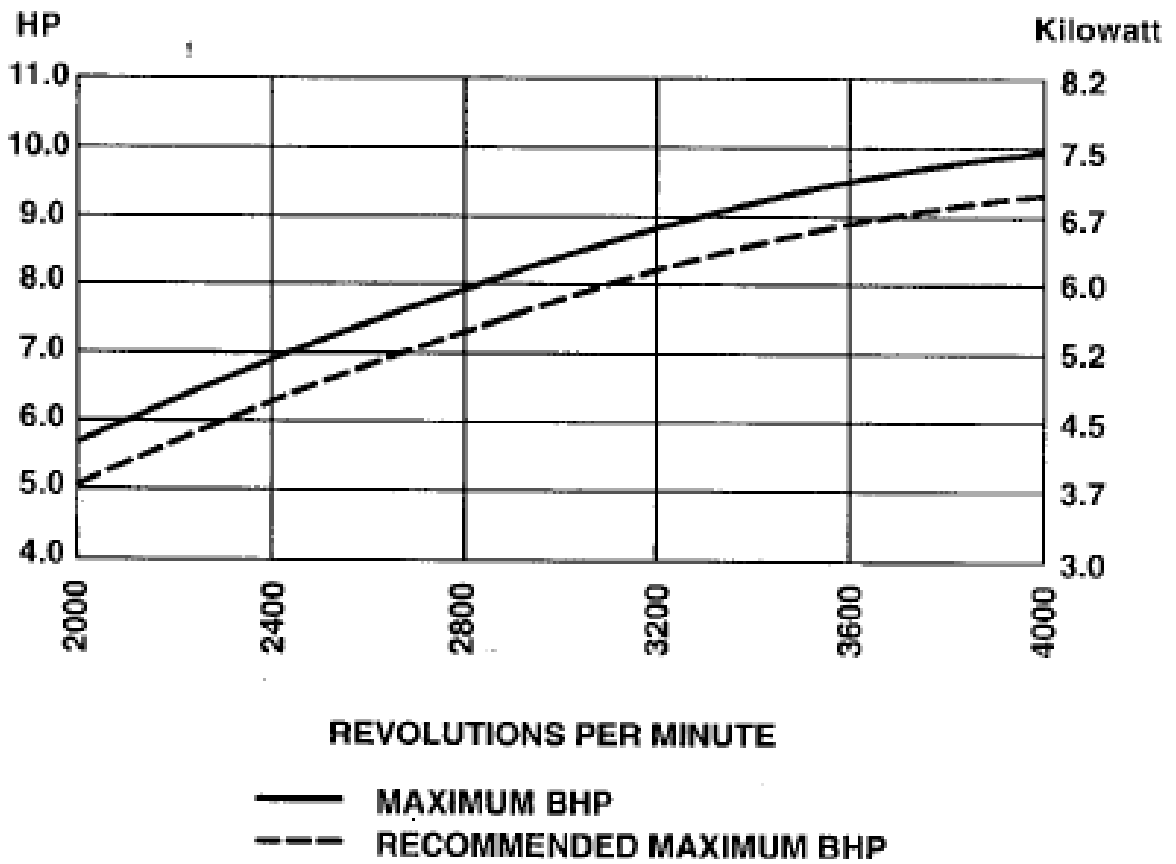
CRANKSHAFT PART NO.	TIMING GEAR	SEC VIEW	A1 [ ]	A2 [ ]	B	C	D	E	F	G	H	K	1. DIMENSION OUT OF TOLERANCE	M	N	P	R	S
690171	263025	1	2.785 (71.33)	2.699 (73.63)	0.0005 (0.013)	1.000 (25.4)	1.312 (33.32)	2.411 (61.24)	45° ±3° X 0.41 ±0.020 (10.41)	375-24 UNF-2B (9.52)	2.844 (72.24)	—	1R X 1R	—	—	—	—	—
690172	263028	1	3.022 (76.76)	3.156 (80.18)	0.0005 (0.013)	1.000 (25.4)	1.312 (33.32)	2.411 (61.24)	45° ±3° X 0.41 ±0.020 (10.41)	408-20 UNF-2B (10.18)	2.844 (72.24)	—	1R X 1R	—	—	—	—	—
690173	203023	1	2.535 (64.27)	2.643 (67.28)	0.0005 (0.013)	1.000 (25.4)	1.312 (33.32)	2.411 (61.24)	45° ±3° X 0.41 ±0.020 (10.41)	408-20 UNF-2B (10.18)	2.844 (72.24)	—	1R X 1R	—	—	—	—	—
690174	263025	1	2.248 (57.26)	2.388 (60.66)	0.0005 (0.013)	1.000 (25.4)	1.312 (33.32)	2.411 (61.24)	45° ±3° X 0.41 ±0.020 (10.41)	375-24 UNF-2B (9.52)	2.900 (73.66)	—	1R X 1R	—	—	—	—	—
690175	263025	3	4.2025 (106.74)	4.328 (110.14)	0.0120 (0.305)	0.25 (6.35)	0.25 (6.35)	0.25 (6.35)	45° ±3° X 0.41 ±0.020 (10.41)	312-24 UNF-2B (7.92)	4.141 (105.18)	2.900 (73.66)	—	—	—	0.305 (7.62)	—	—
690176	263028	4	5.1125 (129.90)	5.206 (132.78)	0.0145 (0.368)	1.000 (25.4)	1.312 (33.32)	0.25 (6.35)	45° ±3° X 0.41 ±0.020 (10.41)	375-24 UNF-2B (9.52)	2.862 (72.71)	—	3/16 X 3/16	—	—	0.305 (7.62)	1.3025 (33.07)	0.0150 (0.381)
690177	263025	3	4.2005 (106.74)	4.338 (110.17)	0.0120 (0.305)	—	—	—	45° ±3° X 0.41 ±0.020 (10.41)	312-24 UNF-2B (7.92)	3.816 (96.81)	1.844 (46.80)	—	—	—	0.305 (7.62)	—	—
690178	263028	2	3.8145 (97.27)	3.948 (100.68)	0.0005 (0.013)	0.25 (6.35)	0.25 (6.35)	—	45° ±3° X 0.41 ±0.020 (10.41)	—	2.844 (72.24)	—	—	1.000 (25.4)	1.000 ±0.015 (25.4)	—	—	—
690179	263025	1	2.5145 (63.87)	2.648 (67.28)	0.0005 (0.013)	1.000 (25.4)	1.312 (33.32)	1.835 (46.61)	45° ±3° X 0.41 ±0.020 (10.41)	375-24 UNF-2B (9.52)	2.332 (59.22)	—	3/16 X 3/16	—	—	—	—	—

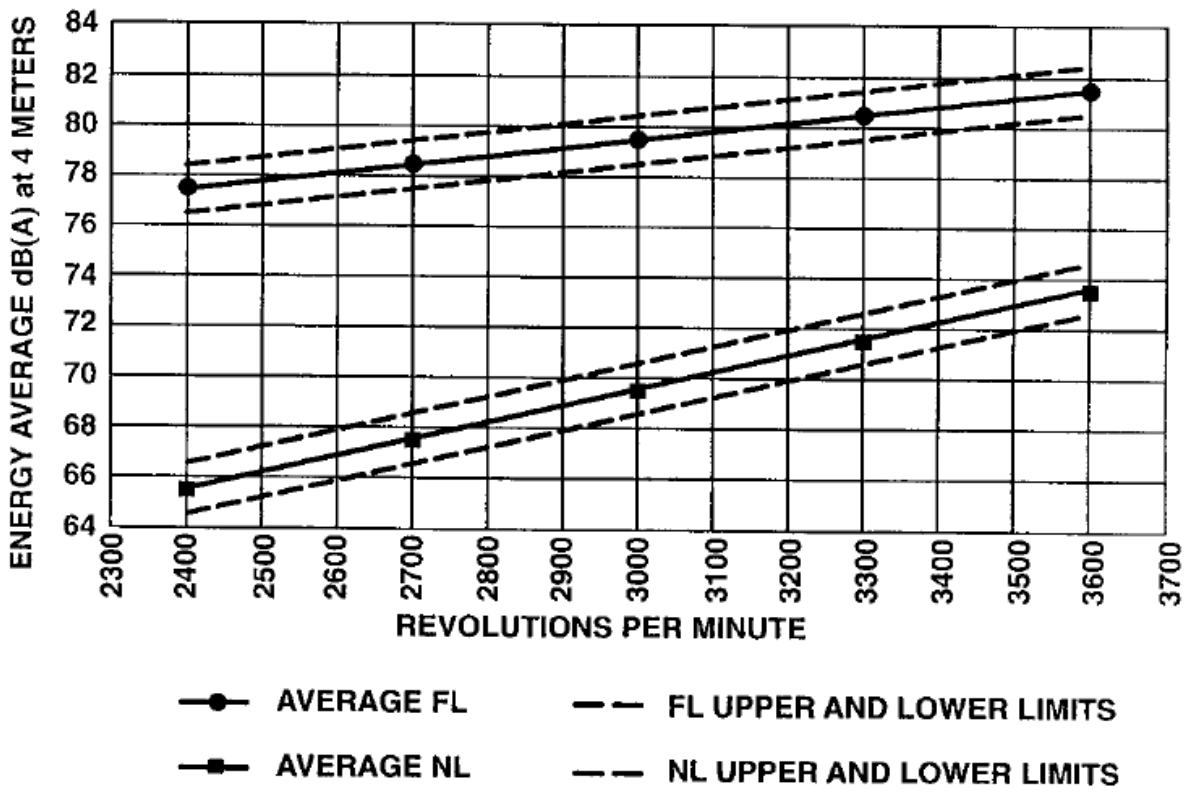
[ ] PER ASME B171-1967, R1073  
 SEE MACHINERY'S HANDBOOK, INDUSTRIAL PRESS  
 [ ] STANDARD TOLERANCES ARE ±.0485/-0.185  
 [ ] OPTIONAL INTERNAL ENDOPLAY TO BE BETWEEN .002-.008





Curvas del Motor





## Hoja de datos del Motor



## AVANCE DE INFORMACION DE SERVICIO DEL PRODUCTO

BOLETIN DE INFORMACION NO. 33

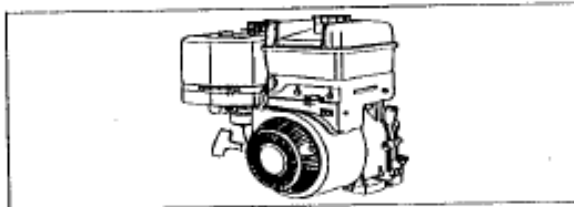
ASUNTO: Intek™ Monocilindrico de 8/10 HP OHV

FECHA

7/31/99

ARCHIVAR EN 274008

Especificaciones



### Modelos Horizontales INTEK™ OHV

Descripción	INTEK™ Modelo 201400 (8 HP) Modelo 204400 (10 HP)	INTEK™ VC Modelo 202400 (8 HP) Modelo 205400 (10 HP)	INTEK™ Pro Modelo 203400 (8 HP) Modelo 206400 (10 HP)
Desplazamiento	18.6 pulgadas cúbicas (305 cc)	18.6 pulgadas cúbicas (305 cc)	18.6 pulgadas cúbicas (305 cc)
Diámetro Interno del Cilindro	3.120 pulgadas (79.25 mm)	3.120 pulgadas (79.25 mm)	3.120 pulgadas (79.25 mm)
Carrera	2.438 pulgadas (61.67 mm)	2.438 pulgadas (61.67 mm)	2.438 pulgadas (61.67 mm)
Relación de Compresión	8.0:1	8.0:1	8.0:1
Potencia	8.0 (5.96 Kw) / 10.0 (7.46 Kw)	8.0 (5.96 Kw) / 10.0 (7.46 Kw)	8.0 (5.96 Kw) / 10.0 (7.46 Kw)
Torque	14.5 libras pie (19.66 Nm) @ 2000 RPM	14.5 libras pie (19.66 Nm) @ 2000 RPM	14.5 libras pie (19.66 Nm) @ 2000 RPM
Emissiones	Certificado	Certificado	Certificado
Diseño de Válvulas	Válvulas en la Culata	Válvulas en la Culata	Válvulas en la Culata
Cilindro	Con Inclinación de 30 grados	Con Inclinación de 30 grados	Con Inclinación de 30 grados
Tipo de Cilindro	Aluminio	Dura-Bore™, Camisa de Cilindro en Hierro Fundido	Dura-Bore™, Camisa de Cilindro en Hierro Fundido
Carburador	de Succión Lateral, con Venturi de 3/4 pulgadas (19.0 mm)	de Succión Lateral, con Venturi de 3/4 pulgadas (19.0 mm)	de Succión Lateral, con Venturi de 3/4 pulgadas (19.0 mm)
Regulador	Mecánico	Mecánico	Mecánico
Encendido	Magneto™	Magneto™	Magneto™
Filtro de Aire	Filtro de Aire de Elemento de Papel Montado en la Parte Inferior (Panel) (Ovalado Opcional)	Filtro de Aire de Doble Elemento Montado en la Parte Inferior (Panel) (Ovalado Opcional)	Filtro de Aire de Doble Elemento Montado en la Parte Superior (Ovalado)
Lubricación	Balidos/Salpique	Balidos/Salpique	Balidos/Salpique
Bujes	Buja Sencillo Lado Magneto Buja DU lado PTO (Balinera Opcional)	Buja DU Lado Magneto Buja DU lado PTO (Balinera Opcional)	Buja DU Lado Magneto Balinera Estándar Lado PTO
Controles	3 en 1, Manual de Velocidad Fija/Frenado	3 en 1, Manual de Velocidad Fija/Frenado	3 en 1, Manual de Velocidad Fija/Frenado
Tanque de Combustible	4-Cuartos (3.785 Litros), de Polímero	4-Cuartos (3.785 Litros), de Polímero	4-Cuartos (3.785 Litros), de Polímero
Filtro de Combustible	De 150 Micras en el Tanque, (Filtro En-Línea de Combustible de 75 micras opcional adicional)	De 150 Micras en el Tanque, (Filtro En-Línea de Combustible de 75 micras opcional adicional)	De 150 Micras en el Tanque, (Filtro En-Línea de Combustible de 75 micras opcional adicional)
Molle	Pequeño de Bajo Tono (Opcional Super Bajo Tono)	Pequeño de Bajo Tono (Opcional Super Bajo Tono)	Grande, Super Bajo Tono
Capacidad de Aceite	26 Onzas Líquidas (0.7 Litros)	26 Onzas Líquidas (0.7 Litros)	26 Onzas Líquidas (0.7 Litros)
Llenado de Aceite	(Opcional Llenado de Aceite Alto)	(Opcional Llenado de Aceite Alto)	Llenado de Aceite Alto
Sensor de Aceite	(Sensor de Bajo Nivel de Aceite con Suiche de Parada Opcional)	(Sensor de Bajo Nivel de Aceite con Suiche de Parada Opcional)	Sensor de Bajo Nivel de Aceite con Suiche de Parada

**Especificaciones Comunes**

Entrehierro del Inducido .....	.008" - .012" (0.20 - 0.30 mm)
Juego Axial del Cigüeñal .....	.002" - .030" (0.05 - 0.76 mm)
**Velocidad de Ralentí Regulado (Todos los Modelos) .....	.002" - .009" (0.05 - 0.23 mm) Aplicaciones para Bombas 1750 RPM
Entrehierro Bujía .....	.030" (0.76 mm)
Tolerancia de la Válvula (en Frío) - Admisión - Escape .....	.004" - .006" (0.10 - 0.15 mm)

\*\* Velocidad Máxima Regulada: Consulte la Microficha del Manual de Ventas de Motores de Servicio Briggs & Stratton MS-6255 o el Manual de Ventas MS-4052

**Dimensiones Estándar y de Rechazo**

Descripción	Dimensión Estándar	Dimensión de Rechazo
<b>Cilindro</b>		
Diámetro Interno (Todos) .....	3.119" - 3.120" (79.22 - 79.25 mm)	3.123" (79.32 mm)
Por Fuera de		
Redondez: Cilindro de Aluminio .....		.0025" (0.06 mm)
Cilindro de Hierro Fundido .....		.0015" (0.04 mm)
Buje Principal (Lado Magneto)		
Buje DU .....	1.182" - 1.1838" (30.02 - 30.07 mm)	1.1863" (30.13 mm)
Buje Sencillo .....	1.1815" - 1.182" (30.01 - 30.02 mm)	1.1834" (30.06 mm)
Buje Eje de Levas (Lado Magneto) .....	.501" - .502" (12.73 - 12.75 mm)	.5035" (12.79 mm)
<b>Culata</b>		
Guía de la Válvula .....	.2374" - .2383" (6.03 - 6.05 mm)	.240" (6.09 mm)
Vástago de la Válvula .....	.2345" - .235" (5.97 - 5.98 mm)	.233" (5.92 mm)
<b>Tapa Cártier</b>		
Buje Principal (Lado PTO)		
Buje DU .....	1.182" - 1.1838" (30.02 - 30.07 mm)	1.1863" (30.13 mm)
Buje Sencillo .....	1.1815" - 1.182" (30.01 - 30.02 mm)	1.1834" (30.06 mm)
Buje Eje de Levas (Lado PTO) .....	.501" - .502" (12.73 - 12.75 mm)	.5035" (12.79 mm)
<b>Cigüeñal</b>		
Muñón del Cigüeñal .....	1.2481" - 1.2489" (31.70 - 31.72 mm)	1.2465" (31.66 mm)
Muñón Lado Magneto .....	1.1798" - 1.1806" (29.97 - 29.99 mm)	1.1782" (29.93 mm)
Muñón Lado PTO .....	1.1798" - 1.1806" (29.97 - 29.99 mm)	1.1782" (29.93 mm)
<b>Eje de Levas</b>		
Muñones .....	.499" - .500" (12.67 - 12.70 mm)	.498" (12.65 mm)
Lóbulos de Levas		
Admisión .....	1.2145" - 1.2175" (31.75 - 31.76 mm)	1.2115" (30.77 mm)
Escape .....	1.2145" - 1.2175" (31.75 - 31.76 mm)	1.2115" (30.77 mm)
<b>Biela</b>		
Muñón de la Biela en el Cigüeñal .....	1.250" - 1.2505" (31.75 - 31.76 mm)	1.2514" (31.78 mm)
Buje Pasador Pistón .....	.6727" - .673" (17.08 - 17.09 mm)	.6745" (17.13 mm)
Pasador Pistón .....	.6721" - .6726" (17.07 - 17.08 mm)	.6718" (17.06 mm)
Buje Pasador Pistón (en el Pistón) .....	.673" - .6735" (17.09 - 17.10 mm)	.6745" (17.13 mm)
<b>Anillos del Pistón</b>		
Separación de los		
Extremos del Anillo - Superior .....	.005" - .013" (0.13 - 0.33 mm)	.030" (0.76 mm)
Central .....	.014" - .022" (0.35 - 0.56 mm)	.030" (0.76 mm)
de Lubricación .....	.005" - .017" (0.13 - 0.43 mm)	.030" (0.76 mm)
Tolerancia Lateral del Anillo (Todos) .....	.002" - .003" (0.05 - 0.07 mm)	.005" (0.12 mm)

## Especificación de ajuste de tornillos del Motor

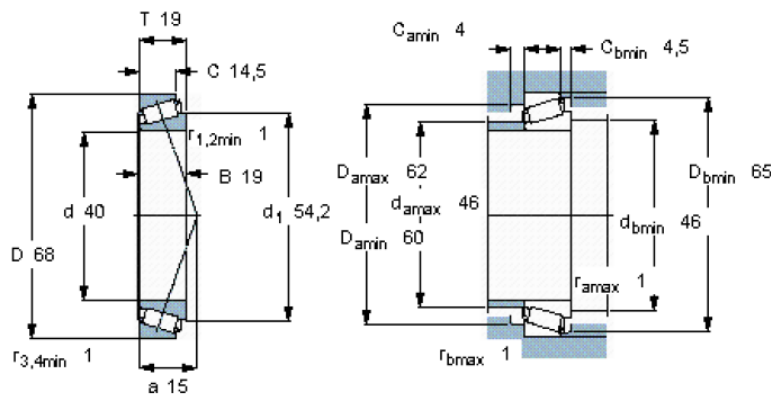
## Especificaciones de los Tornillos

Descripción	Tamaño de la Llave de Torque/Bocallave	Torque
Base Filtro de Aire		
Tornillo .....	3/8"	60 libras. pulg. (7 Nm)
Tuercas .....	7/16"	60 libras. pulg. (7 Nm)
Alternador (estator) .....	1/4"	20 libras. pulg. (2 Nm)
Bobina .....	5/16"	25 libras. pulg. (3 Nm)
Tapa Ventilador .....	3/8"	80 libras. pulg. (9 Nm)
Tornillos del Carburador (hacia la culata) ..	E-5	90 libras. pulg. (10 Nm)
Biela .....	5/16"	100 libras. pulg. (11 Nm)
Protector del Cilindro .....	1/4"	35 libras. pulg. (4 Nm)
Tapa Cárter .....	1/2"	200 libras. pulg. (23 Nm)
Retenedor del Ventilador .....	1/2"	60 libras. pulg. (7 Nm)
Volante .....	1-1/8"	110 libras. pie (149 Nm)
Tanque de Combustible .....	3/8"	90 libras. pulg. (10 Nm)
Soporte de Control del Regulador .....	3/8"	100 libras. pulg. (11 Nm)
Tuerca del Regulador .....	3/8"	40 libras. pulg. (5 Nm)
Tornillos de la Culata .....	1/2"	220 libras. pulg. (25 Nm)
Codo de Admisión .....	7/16"	60 libras. pulg. (7 Nm)
Molle (hacia la culata) .....	1/2"	165 libras. pulg. (19 Nm)
Soporte del Molle .....	3/8"	125 libras. pulg. (14 Nm)
Tapón de Drenaje de Aceite .....	3/8"	125 libras. pulg. (14 Nm)
Tubo de Llenado de Aceite .....	5/16"	20 libras. pulg. (2 Nm)
Arranque Retráctil (hacia la tapa del ventilador) .....	5/16"	30 libras. pulg. (3 Nm)
Balancín .....	8 mm	100 libras. pulg. (11 Nm)
Contratuercas del Balancín .....	13 mm	60 libras. pulg. (7 Nm)
Tornillo de Ajuste del Balancín .....	T-40	
Bujías .....	5/8" Profundidad	180 libras. pulg. (20 Nm)
Motor de Arranque .....	1/2" (T-40)	140 libras. pulg. (16 Nm)
Tornillos Pasantes del Arranque .....	5/16"	50 libras. pulg. (6 Nm)
Tapa Válvulas .....	3/8"	60 libras. pulg. (7 Nm)

## Hoja de Datos de rodamientos del Eje

### Rodamientos de rodillos cónicos, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades		M:
d	D	T	dinámica C	estática $C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	rpm		kg
40	68	19	52,8	71	7,65	7000	9500	0,1



**Factores de cálculo**  
 e 0,37  
 Y 1,6  
 $Y_0$  0,9

Tabla de Piñones

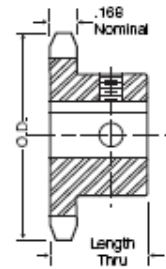
# No. 35

## 3/8" Pitch

# All Steel Stock Sprockets

Single-Type "BS" — 2 Setscrews — Bored-To-Size

No. Teeth	Catalog Number	Outside Diameter	Length Thru Bore	Weight Lbs. (Approx.)	Stock Finished Bore Includes Keyway and 2 Setscrews
9	35BS9	1.260	3/8	.10	+3/64
10	35BS10	1.360	3/8	.11	+3/64 - +3/64 - †3/64
11	35BS11	1.500	3/8	.15	+3/64 - +3/64 - †3/64 - †3/64
12	35BS12	1.630	3/8	.18	- +3/64 - 3/64 - 3/64
13	35BS13	1.750	3/8	.20	- +3/64 - 3/64 - 3/64
14	35BS14	1.870	3/8	.22	- +3/64 - 3/64 - 3/64
15	35BS15	1.990	3/8	.24	- +3/64 - 3/64 - 3/64 - 1
16	35BS16	2.110	3/8	.29	- +3/64 - 3/64 - 3/64 - 1
17	35BS17	2.230	3/8	.36	- +3/64 - 3/64 - 3/64 - 1
18	35BS18	2.350	3/8	.39	- +3/64 - 3/64 - 3/64 - 1
19	35BS19	2.470	3/8	.44	- +3/64 - 3/64 - 3/64 - 1
20	35BS20	2.590	3/8	.51	- +3/64 - 3/64 - 3/64 - 1
21	35BS21	2.710	3/8	.75	- +3/64 - 3/64 - 3/64 - 1
22	35BS22	2.830	3/8	.78	- +3/64 - 3/64 - 3/64 - 1
23	35BS23	2.950	3/8	.78	- +3/64 - 3/64 - 3/64 - 1
24	35BS24	3.070	3/8	.79	- +3/64 - 3/64 - 3/64 - 1
25	35BS25	3.190	3/8	.80	- +3/64 - 3/64 - 3/64 - 1
26	35BS26	3.310	3/8	.84	- 3/64 - 3/64 - 3/64 - 1 - 1% - 1% - 1%
27	35BS27	3.430	3/8	.88	- 3/64 - 3/64 - 3/64 - 1 - 1% - 1% - 1%
28	35BS28	3.550	3/8	.86	- 3/64 - 3/64 - 3/64 - 1 - 1% - 1% - 1%
30	35BS30	3.790	3/8	.96	- 3/64 - 3/64 - 3/64 - 1 - 1% - 1% - 1%
32	35BS32	4.090	3/8	1.14	- 3/64 - 3/64 - 3/64 - 1 - 1% - 1% - 1%
35	35BS35	4.390	1	1.38	- 3/64 - 3/64 - 3/64 - 1 - 1% - 1% - 1%
38	35BS38	4.510	1	1.41	- 3/64 - 3/64 - 3/64 - 1 - 1% - 1% - 1%
40	35BS40	4.990	1	1.58	- 3/64 - 3/64 - 3/64 - 1 - 1% - 1% - 1%
42	35BS42	5.230	1	1.64	- 3/64 - 3/64 - 3/64 - 1 - 1% - 1% - 1%
45	35BS45	5.590	1	1.74	- 3/64 - 3/64 - 3/64 - 1 - 1% - 1% - 1%
48	35BS48	5.950	1	1.86	- 3/64 - 3/64 - 3/64 - 1 - 1% - 1% - 1%
54	35BS54	6.690	1	1.98	- 3/64 - 3/64 - 3/64 - 1 - 1% - 1% - 1%
60	35BS60	7.390	1	2.34	- 3/64 - 3/64 - 3/64 - 1 - 1% - 1% - 1%
70	35BS70	8.590	1	3.14	- 3/64 - 3/64 - 3/64 - 1 - 1% - 1% - 1%
72	35BS72	8.610	1	3.30	- 3/64 - 3/64 - 3/64 - 1 - 1% - 1% - 1%
80	35BS80	9.770	1	3.94	- 3/64 - 3/64 - 3/64 - 1 - 1% - 1% - 1%
84	35BS84	10.250	1	4.26	- 3/64 - 3/64 - 3/64 - 1 - 1% - 1% - 1%
96	35BS96	11.690	1	5.22	- 3/64 - 3/64 - 3/64 - 1 - 1% - 1% - 1%
112	35BS112	13.590	1	6.50	- 3/64 - 3/64 - 3/64 - 1 - 1% - 1% - 1%



TYPE BS



BORED-TO-SIZE

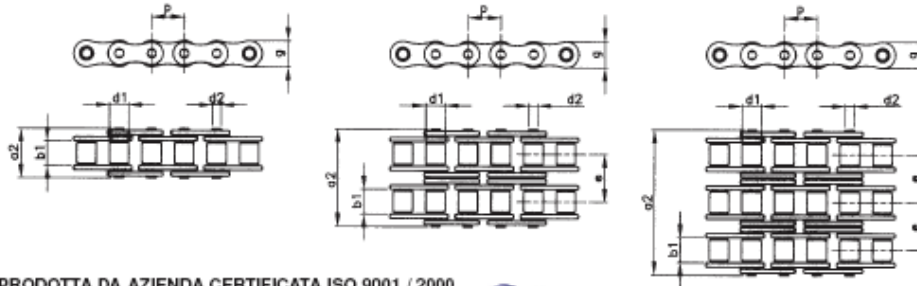
\*Indicates no keyway.  
 † 1/2" setscrews only in 1/2" & 3/4" bore.  
 ‡ Keyway with Setscrew at 90°. Hub diameters vary to suit different bore sizes.

NOTE: KEYWAY IS ON CENTER LINE OF TOOTH.

Tabla de Cadenas



**CATENE A RULLI SERIE EUROPEA "SATURN" - DIN 8187 - ISO 606**  
**ROLLER CHAINS EUROPEAN STANDARD "SATURN" - DIN 8187 - ISO 606**



CATENA PRODOTTA DA AZIENDA CERTIFICATA ISO 9001 / 2000  
 CHAIN PRODUCED BY ISO 9001 / 2000 CERTIFIED COMPANY  
 CATENA PRESTIRATA / PRE-STRETCHED CHAINS



**SEMPLICE**

ISO	p		b, mm min.	d <sub>s</sub> mm	d <sub>i</sub> mm max.	a <sub>s</sub> mm max.	g mm max.	F <sub>s</sub> min KN	q kg/m
	mm	inch							
04-1	6	-	2,80	1,85	4,00	7,4	5,00	3,0	0,12
05B-1	8	-	3,00	2,31	5,00	8,6	7,11	4,4	0,18
06B-1 ▲	9,525	3/8"	5,72	3,28	6,35	13,5	8,26	8,9	0,41
081-1 ▲	12,7	1/2"	3,30	3,63	7,75	9,8	9,60	8,0	0,28
083-1	12,7	1/2"	4,88	4,08	7,75	12,3	10,30	11,6	0,42
084-1	12,7	1/2"	5,01	4,08	7,75	14,3	10,00	15,6	0,49
08B-1 ▲	12,7	1/2"	7,75	4,45	8,51	17,0	11,81	17,8	0,70
10B-1	15,875	5/8"	9,65	5,08	10,16	19,6	14,73	22,2	0,95
12B-1	19,05	3/4"	11,68	5,72	12,07	22,7	16,13	28,9	1,25
16B-1	25,4	1"	17,02	8,28	15,88	36,1	21,08	60,0	2,70
20B-1	31,75	1 1/4"	19,56	10,19	19,05	43,2	26,42	95,0	3,60
24B-1	38,1	1 1/2"	25,40	14,63	25,40	53,4	33,40	160,0	6,70
28B-1	44,45	1 3/4"	30,99	15,90	27,94	65,1	37,08	200,0	8,30
32B-1	50,8	2"	30,99	17,81	29,21	67,4	42,29	250,0	10,50

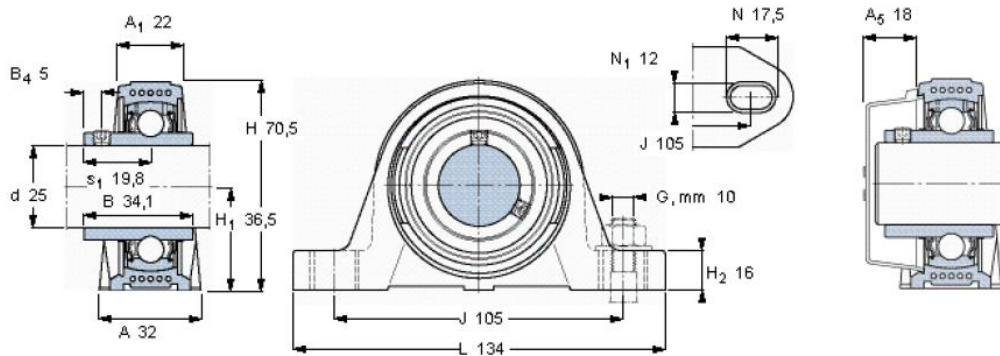
▲ Fornita anche in rotoli/Supplied also in reels.

### Soportes y Rodamientos del Reductor



#### Y-bearing plummer block units, Y-TECH, grub screw locking

Dimensions					Basic load ratings		Limiting speed with shaft tolerance h6	Mass	Designations		
d	A	H	H1	L	C	C0			Bearing unit	Housing	Bearing
mm					kN		r/min	kg	-	-	-
25	32	70,5	36,5	134	14	7,8	7000	0,29	SYK 25 TF	SYK 25	YAR 205-2F

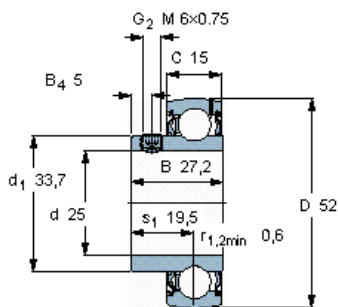


**Grub screw** M 6x0.75  
 Recommended tightening torque, Nm 4  
 Hexagonal key size, mm 3  
**End cover** ECY 205

#### Y-bearings, with grub screws

Principal dimensions				Basic load ratings		Fatigue load limit Pu	Limiting speed for shaft tolerance h6	Mass	Designation
d	D	B	C	C	C0				
mm				kN		kN	r/min	kg	-
25	52	27,2	15	14	7,8	0,335	7000	0,14	YAT 205

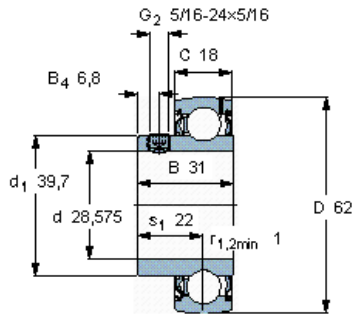
Tolerances  
 Radial internal clearance  
 Shaft tolerances, see text



**Hexagonal key size, mm** 3  
**Rec. tightening torque, Nm** 4  
**Appropriate rubber seating ring** RIS 205  
**Calculation factor** f0 14

Y-bearings, with grub screws				Basic load ratings		Fatigue load limit	Limiting speed for shaft tolerance h6	Mass	Designation
Principal dimensions				dynamic	static	$P_u$			
d	D	B	C	C	$C_0$				
mm				kN		kN	r/min	kg	-
28,575	62	31	18	19,5	11,2	0,475	6300	0,25	YAT 206-102

Tolerances  
Radial internal clearance  
Shaft tolerances, see text



Hexagonal key size, mm  
3,96875

Rec. tightening torque, Nm  
6,5

Appropriate rubber seating ring  
RIS 206 A

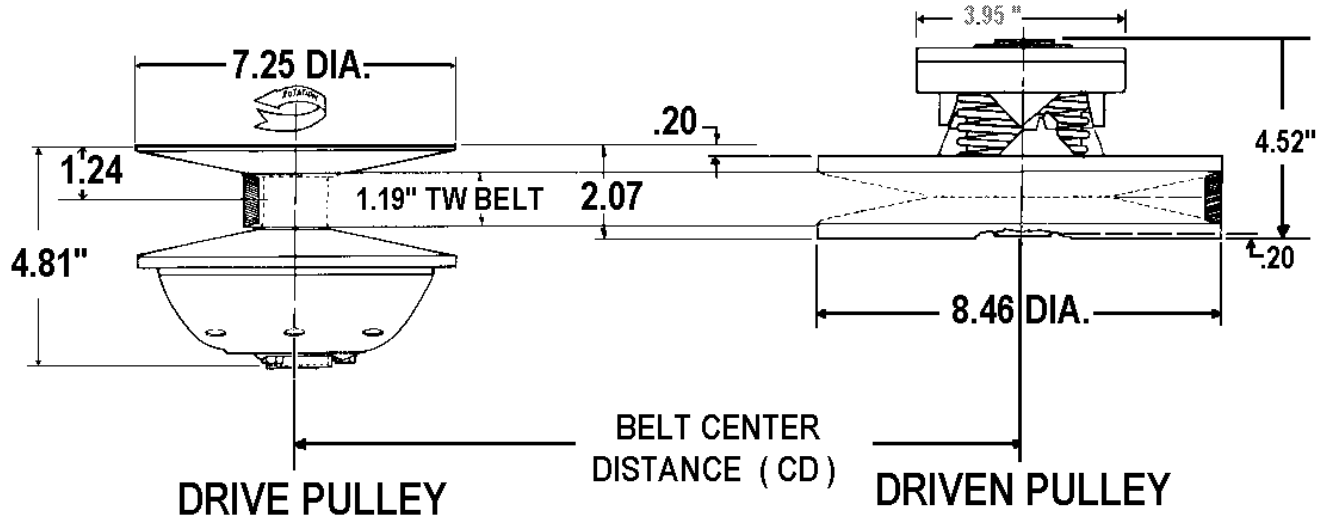
Calculation factor  
 $f_0$  14

**Especificación del CVT**



**MODEL 790  
AUTOMATIC TORQUE CONVERTER**

**LAYOUT DIMENSIONS:**



**SPECIFICATIONS**

<b>MAX ENGINE RATING:</b>	<b>MAX RPM:</b>
2-Cycle - 30 H.P.	10,000
4-Cycle - 16 H.P.	5,500
<b>BORE SIZES</b>	<b>SPEC. NO.</b>
DRIVE - 1"	300821C
DRIVEN - 3/4"	302603C

**BELT SELECTION:**

<b>PART NUMBER</b>	<b>BELT C.D.</b>
300780C (704054)	9.41"
300634C (704055)	10.41"
300637C (704060)	11.50"
300638C (704061)	11.84"

**PULLEY RATIOS:**  
HIGH - .54:1  
OVERALL - 6.26:1

**DISCOUNTED PRICES APPLY TO** LOW - 3.38:1  
(SHOWN ABOVE) **MIN-BAJA PROJECT ONLY.**

	<b>LIST</b>	<b>NET*</b>
<b>DRIVES :</b>	\$290.00	\$ 170.00
<b>DRIVENS:</b>	260.00	160.00
<b>BELTS :</b>	75.00	45.00

**\*SHIPPING :** "PREPAID" (UPS OR PARCEL POST) OR "FRT.COLLECT" (AIR FRT).

**NOTE: NEVER OPERATE A TORQUE CONVERTER WITHOUT A SUITABLE SAFETY SHIELD.**

**NOTE: DO NOT RUN AN ENGINE EQUIPPED WITH A DRIVE PULLEY IF THE BELT IS NOT ENGAGED WITH THE DRIVEN PULLEY.**

**DISTRIBUTED BY:**

**QDS P.O. BOX 6910 , ALHAMBRA , CALIFORNIA 91802 TEL. ( 626 ) 293-5770 / FAX.( 626) 281-3392**