



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Diseño de carcasa para reductor de
velocidad de tonillo impulsor y
cadena roscada**

TESIS

Que para obtener el título de
Ingeniero Mecatrónico

P R E S E N T A

Carlos Javier Solis Oviedo

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Enrique Jaime Chicurel y Uziel



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2019

Agradecimientos

Al M. en I. Filiberto Gutiérrez, por apoyarme en todo momento, con su gran calidad como persona y por todo el conocimiento que me compartió, siempre llevaré conmigo sus enseñanzas.

Al Dr. Enrique Chicurel, por la oportunidad que me brindó para participar en un proyecto que me dejó muchas enseñanzas en mi vida profesional.

Al Instituto de Ingeniería UNAM por brindarme un espacio para la elaboración de este trabajo.

Al Programa UNAM-PAPIIT, por la beca de tesis que se me otorgó dentro del proyecto IT101217.

A mis padres, Maricela Oviedo y Javier Solís, que con tanto amor me han apoyado incondicionalmente, sé bien que nunca terminaré de agradecerles. Y deben saber que cada reto que enfrento, y cada cosa que logro en mi vida, lo hago pensando en ustedes.

A mi hermana mayor, Magui, a quien admiro mucho y aprendo de su dedicación para trabajar y buscar sus metas, eres un gran ejemplo a seguir. A mi hermano menor, Fer, por animarme tanto a conseguir mis metas, porque sé lo atento que estás a todo lo que hago, sé que aprendes y me anima ver que cada día te conviertes en una mejor persona. A Pau por apoyarme en todas mis decisiones, con tanto cariño.

Agradezco a todas las personas que me apoyaron durante la elaboración de este trabajo, a mis profesores por regalarme tanto de su conocimiento, a mi familia y amigos, a mis compañeros de trabajo, Carmen, Rodrigo y Raúl, por aconsejarme y apoyarme tanto.

Contenido

Introducción	1
Objetivos	2
Antecedentes	3
Capítulo I: Características del reductor y metodología para el diseño de la carcasa	5
1.1. <i>Funcionamiento del reductor y de los elementos que lo componen</i>	5
1.2. <i>Propuesta de la metodología de diseño de la carcasa</i>	10
Capítulo II: Fuerzas producidas por el reductor, que se aplican sobre la carcasa	12
2.1 <i>Fuerzas producidas por los elementos del mecanismo del reductor</i>	13
2.2 <i>Fuerzas de reacción originadas por los momentos de volcadura del mecanismo</i>	17
2.3 <i>Fuerzas en los ejes, transmitidas a la carcasa</i>	21
Capítulo III: Propuestas geométricas de la carcasa	23
3.1 <i>Selección de los rodamientos</i>	23
3.2 <i>Propuesta de los alojamientos de los rodamientos</i>	24
3.3 <i>Propuestas de la carcasa</i>	26
3.4 <i>Propuesta para la lubricación y refrigeración del mecanismo</i>	29
3.5 <i>Propuesta de la mira de inspección y zona de izaje</i>	30
3.6 <i>Selección de tornillería</i>	31
Capítulo IV: Evaluación y mejora de la carcasa utilizando el análisis de elemento finito	32
4.1 <i>Metodología para el análisis de elemento finito</i>	32
4.2 <i>Selección de malla y definición de las condiciones de frontera</i>	34
4.3 <i>Análisis de elemento finito, considerando que la carcasa es de una sola pieza</i>	37
4.4 <i>Análisis de la propuesta final de carcasa considerando tres piezas unidas con tornillos</i>	41
4.5 <i>Análisis de elemento finito de la zona de izaje en el modelo final de carcasa</i>	44
Capítulo V: Modelo de la carcasa y recomendaciones de manufactura	47
5.1 <i>Modelo de la carcasa</i>	47
5.2 <i>Recomendaciones para manufacturar la carcasa</i>	49
Conclusiones	52
Trabajo a futuro	53
Referencias	54

Apéndices	55
Apéndice A. Características de las catarinas	55
Apéndice B. Características de los actuadores mecánicos Exlar	56
Apéndice C. Eficiencias de diversos actuadores lineales.....	57
Apéndice D. Experimento para estudiar la volcadura del reductor.	58
Apéndice E. Cálculo de las fuerzas que se aplican sobre la carcasa.....	61
Apéndice F. Archivos de dibujos de la carcasa.	73

Introducción

Investigadores del Instituto de Ingeniería de la UNAM, en la Coordinación de Mecánica y Energía, desarrollan un reductor de velocidad con elevada reducción y alta eficiencia, que es una transformación del reductor de sinfín y corona (RSC).

El sinfín del RSC se sustituye por un tornillo impulsor de rodillos y la corona por una cadena roscada. El tornillo impulsor está compuesto de rodillos planetarios que giran alrededor de un husillo. La cadena roscada está constituida por cuerpos roscados (semejantes a tuercas), montados sobre un par de cadenas de rodillos. Este reductor se designa como un reductor de tornillo impulsor y cadena roscada (RTICR).

Actualmente se tiene un prototipo del RTICR montado sobre una estructura provisional, por ello, se requiere de una carcasa. En este trabajo se presenta el diseño de dicha carcasa, así como recomendaciones para su manufactura.

Para el diseño de la carcasa se aplica una metodología de diseño que requiere del análisis con elemento finito. La calidad de dicho análisis depende principalmente de la discretización del modelo, es decir del mallado. Se presenta un procedimiento para seleccionar esta discretización, con base en su calidad y en los recursos computacionales que se requieren.

Se estudian las fuerzas y momentos que debe resistir la carcasa, tanto los producidos por los elementos del mecanismo, como los momentos de volcadura de la carcasa.

Objetivos

El objetivo general de este trabajo es diseñar una carcasa para el reductor de tornillo impulsor y cadena roscada. Los objetivos auxiliares son:

- Proponer y seguir una metodología de diseño.
- Definir las fuerzas que el reductor aplica sobre la carcasa.
- Calcular los esfuerzos y desplazamientos de la carcasa utilizando un programa que aplica el análisis de elemento finito.
- Obtener un factor de seguridad aceptable para la carcasa.

Antecedentes

Se tienen dos versiones del reductor de tornillo impulsor y cadena roscada (RTICR) [1]. Las dos versiones del RTICR están patentadas en E.U., y están en trámite las patentes en México. La primera versión tiene la patente US 9 234 570 [2] y la solicitud MX/a/2013/002354. La segunda versión tiene la patente US 9 927 012 [3] y la solicitud MX/a/2015/006661.

Se elaboró una tesis [4] de la primera versión del RTICR, en la que se describe el funcionamiento del reductor y se presenta un prototipo construido, figura I. En esta primera versión se tenía el grave inconveniente de un momento de volteo indeseable en los cuerpos roscados.

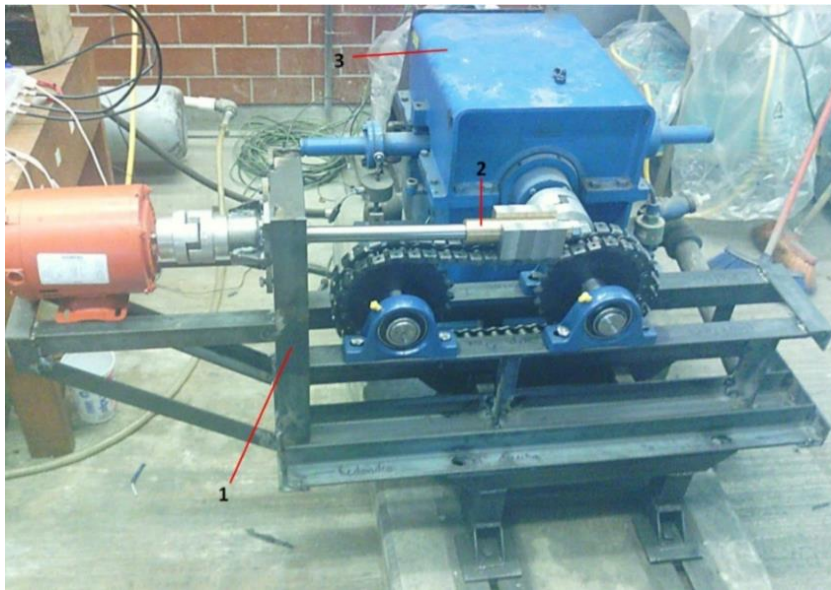


Figura I. Prototipo de la primera versión del RTICR. [4]

Otra tesis [5] describe el desarrollo de la segunda versión del RTICR, y compara dicho reductor con algunos conceptos antecedentes. En ese trabajo también se muestra un prototipo, figura II. En esta segunda versión se elimina el momento de volteo de la primera.

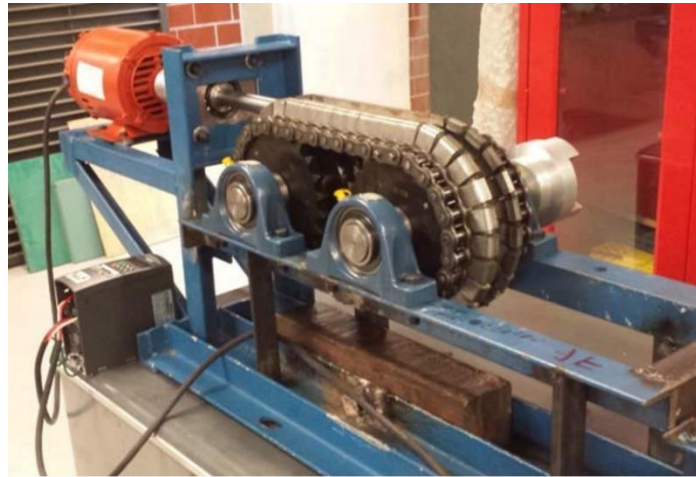


Figura II. Prototipo de la segunda versión del RTICR. [5]

Como se sabe, los reductores de velocidad se utilizan en prácticamente todas las máquinas de la industria. En estas máquinas la carcasa del reductor es de vital importancia, ya que brinda seguridad a los operadores, contiene a los elementos del mecanismo y resiste las fuerzas y momentos que estos generan [6].

Se han desarrollado metodologías para el diseño de carcasas, de las que se tomaron algunas ideas. En una de las metodologías [7] se definen las partes que integran a una carcasa, tabla I.

Tabla I. Partes que conforman a la carcasa de un reductor de velocidad. [7]

Parte	Función
Alojamientos de los rodamientos	Contener y sujetar los rodamientos de los ejes
Nervios rigidizadores	Aumentar la rigidez de las paredes de la carcasa
Mira de inspección	Observar el interior de la carcasa sin necesidad de desarmarla
Barreno para la medición de aceite	Medir el nivel de aceite
Barreno de purga de aceite	Drenar el aceite del interior de la carcasa
Barreno de respiración	Limitar la presión en el interior de la carcasa
Zonas de izaje	Permiten el izamiento del reductor

En otra metodología [8] se identifican los requerimientos de la carcasa, analizando su funcionalidad y estableciendo los conceptos para diseñarla.

La manufactura de una carcasa se puede realizar principalmente con dos procesos, uno con fundición y otro con soldadura [6]. La manufactura con fundición requiere de un molde, que se justifica en costo cuando la producción es a gran escala. La manufactura con soldadura no requiere de un molde y se utiliza para una producción a baja escala.

Capítulo I: Características del reductor y metodología para el diseño de la carcasa

1.1. Funcionamiento del reductor y de los elementos que lo componen

El reductor de tornillo impulsor y cadena roscada (RTICR) es una variante del reductor de sinfín y corona (RSC). El RTICR tiene las siguientes ventajas: gran capacidad de carga, gran resistencia al desgaste, gran razón de reducción y alta eficiencia [1]. Estas ventajas se logran debido a los elementos que componen a este reductor, figura 1.1.

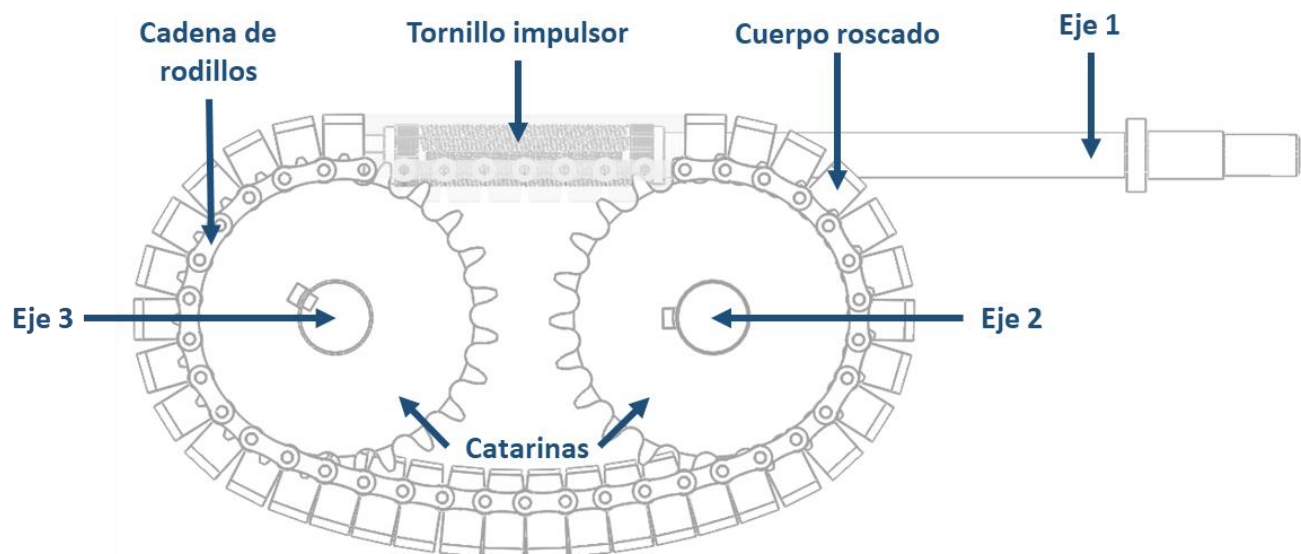


Figura 1.1. Elementos principales que componen al RTICR.

El tornillo impulsor del RTICR puede ser un tornillo convencional, un tornillo de bolas o un tornillo de rodillos. El prototipo construido, ver figura II, utiliza un tornillo de rodillos que proviene de un actuador mecánico EXLAR, modelo IX40-xx05, figura 1.2. El tornillo de rodillos permite que el RTICR también funcione como amplificador de velocidad. Este trabajo se limita al estudio como reductor de velocidad.



Figura 1.2. Foto del tornillo impulsor de rodillos del prototipo actual del RTICR.

Un tornillo impulsor más largo puede transmitir una carga mayor, ya que aumenta su área de contacto. En la figura 1.3 se muestran las proporciones requeridas del tornillo impulsor. Este tornillo no se encuentra disponible comercialmente.



Figura 1.3. Dibujo que muestra las proporciones requeridas del tornillo impulsor, no disponible comercialmente.

Los cuerpos roscados permiten convertir el movimiento rotatorio del tornillo impulsor en un desplazamiento lineal. Estos elementos se asemejan a tuercas con un corte que permite librar al eje del tornillo impulsor, figura 1.4.

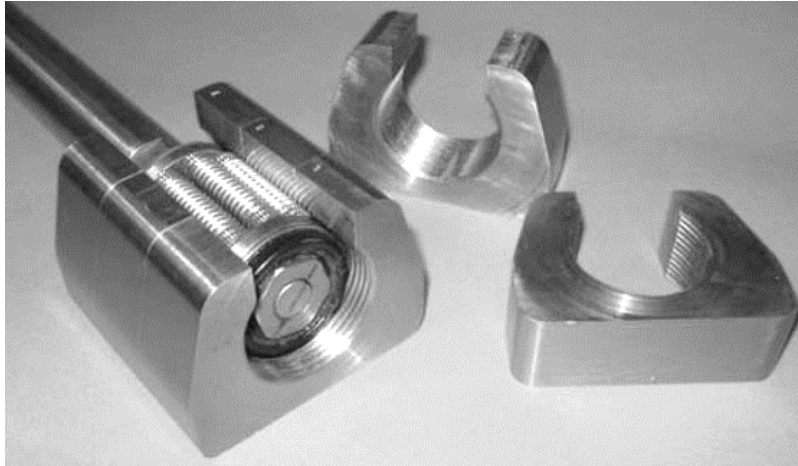


Figura 1.4. Cuerpos roscados con tornillo impulsor. [5].

La cadena roscada se compone de cuerpos roscados unidos a un par de cadenas de transmisión, por medio de sus pernos extendidos, figura 1.5.



Figura 1.5. Cadena roscada del RTICR.

El tornillo de rodillos impulsa a la cadena roscada. Este sistema convierte el movimiento rotatorio en un movimiento lineal (de la cadena roscada). El contacto entre el tornillo impulsor y la cadena

roscada es rodante, lo que disminuye la fricción y aumenta la eficiencia, en comparación con el RSC que tiene un contacto deslizante.

En el prototipo del RTICR, el tornillo de rodillos jala o empuja a los cuerpos roscados, dependiendo del sentido de giro de los ejes, ver figura 1.6. En la cadena roscada existen zonas de tensión, zonas de compresión, y zonas holgadas.

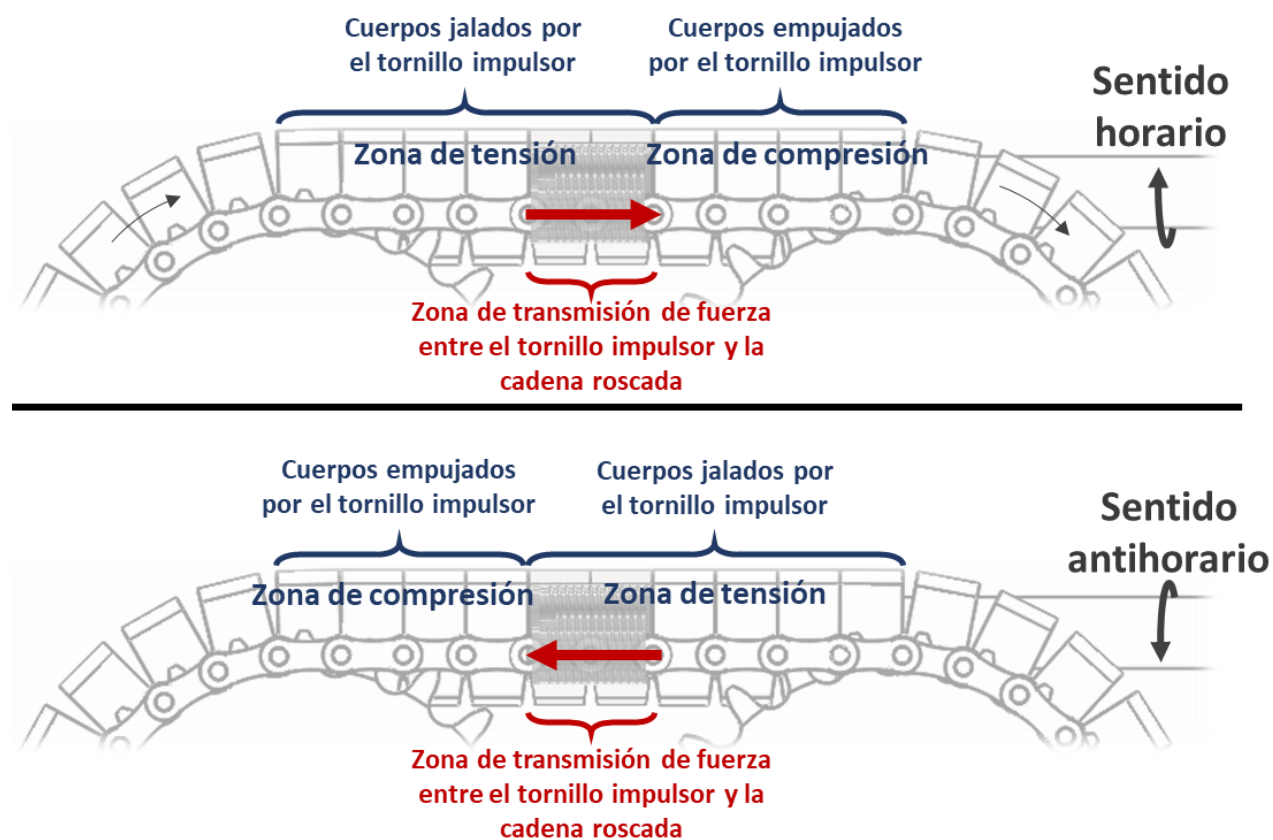


Figura 1.6. Transmisión de la fuerza entre el tornillo impulsor y la cadena roscada en el prototipo del reductor, cuando el RTICR funciona como reductor de velocidad. La zona de transmisión de fuerza se observa en la figura 1.4.

La cadena roscada transmite la fuerza a cuatro catarinas. Estas catarinas tienen 23 dientes con un paso de 1", y están manufacturadas en acero, apéndice A. Las catarinas transmiten la fuerza de la cadena roscada a los ejes donde se puede aplicar una carga, figura 1.7.

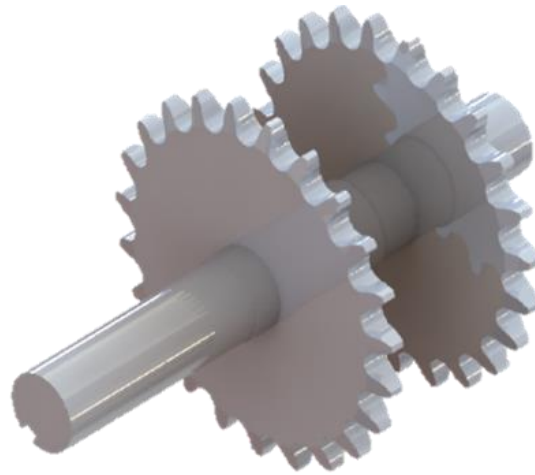


Figura 1.7. Ensamble de catarinas y eje 3.

Con referencia al prototipo, la carga se puede aplicar en el eje 2, en el eje 3 o en ambos. Es conveniente que la cadena roscada transmita la fuerza en su zona de tensión y no en su zona de compresión. Por lo tanto, el eje donde se aplica la carga depende del sentido de giro del eje 1, y se selecciona como se muestra en la figura 1.8.

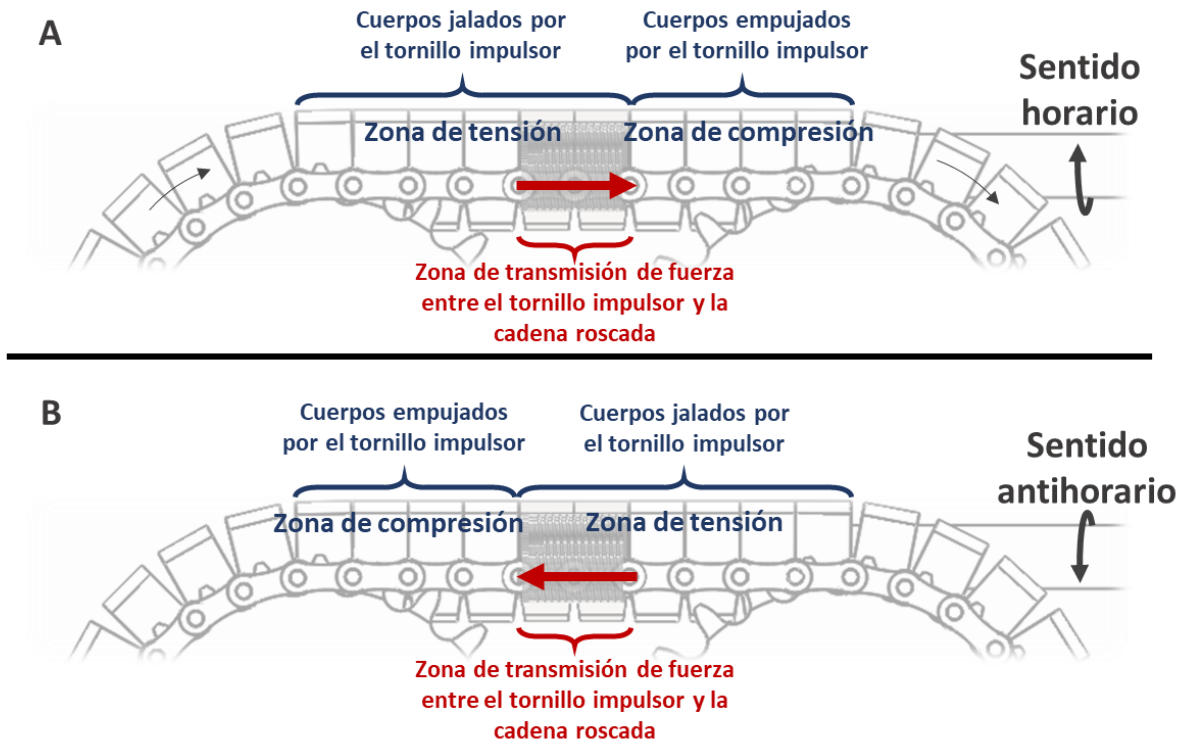


Figura 1.8. Selección de los ejes donde se aplica la carga cuando el RTICR funciona como reductor de velocidad, según el sentido de giro del tornillo impulsor

Si los sentidos de giro de los ejes son opuestos a los mostrados en la figura 1.8, y se conserva la aplicación del par motor en los ejes indicados, los cuerpos roscados se empujarían entre sí al transmitir la fuerza, es decir que la cadena roscada trabajaría a compresión. Esto debe evitarse, puesto que los cuerpos roscados saldrían de su trayectoria. Se espera que el prototipo final del RTICR, tenga un tornillo impulsor más largo, adecuado al tamaño del tramo recto de la cadena roscada, para que no suceda esto.

El prototipo del RTICR tiene una reducción de $46:1$, y está acoplado a un motor de $3/4$ HP que le suministra par al eje 1. Este prototipo se ha hecho trabajar a 350 RPM en pruebas preliminares.

1.2. Propuesta de la metodología de diseño de la carcasa

Las metodologías de diseño se fundamentan en el método científico para organizar paso a paso las actividades de diseño [9]. Para el desarrollo de la carcasa se propone la metodología de la figura 1.9.

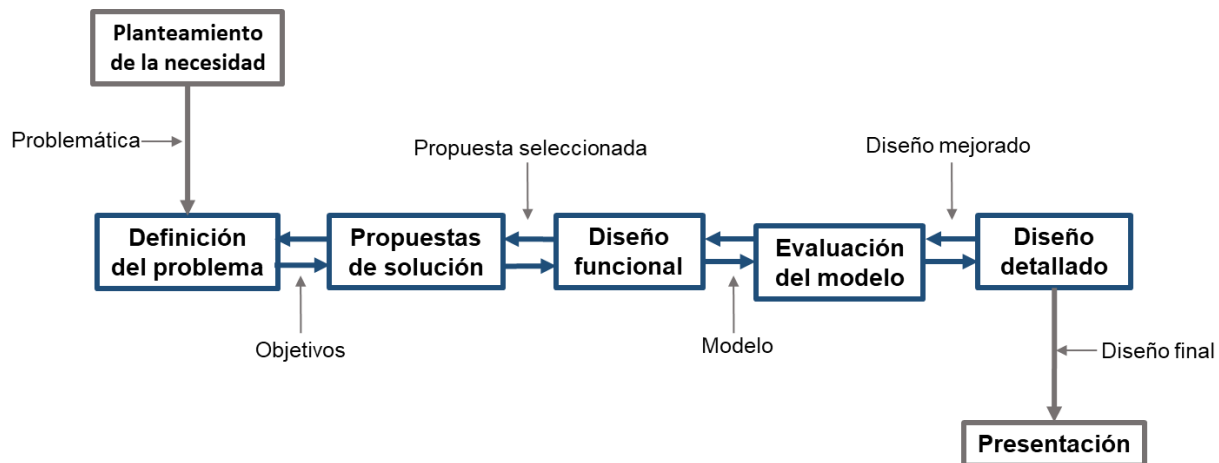


Figura 1.9. Metodología propuesta para el diseño de la carcasa.

La metodología propuesta permite avanzar o retroceder entre sus etapas, ya que es iterativa. En cada una de estas etapas se considera la manufactura y se genera información que se introduce al siguiente paso. A continuación, se describen las siete etapas que conforman esta metodología.

- 1) Planteamiento de la necesidad: se describe la problemática.
- 2) Definición del problema: se hace una investigación para definir las variables que influyen en el diseño. A partir de esas definiciones se plantean los objetivos.
- 3) Propuestas de solución: se presentan algunas soluciones que cumplen con algunos o todos los objetivos. Una o algunas de estas soluciones se eligen para desarrollarlas.
- 4) Diseño funcional: se desarrollan las propuestas del paso anterior. Al final de esta etapa se presenta un modelo funcional, ya sea virtual o inclusive físico.
- 5) Evaluación del modelo: Se evalúan los esfuerzos y deformaciones para validar el funcionamiento del modelo. A partir de esta evaluación se hacen mejoras en el diseño, y se compara con la propuesta anterior.
- 6) Diseño detallado: se desarrollan los detalles del diseño final y las propuestas para su manufactura.
- 7) Presentación: se organizan los resultados de las etapas anteriores y se presenta el diseño final.

La metodología propuesta puede ser aplicada en otros diseños. La ubicación de la información que se ha generado en cada etapa del diseño de la carcasa se muestra en la tabla 1.1.

Tabla 1.1 Ubicación de la información de cada etapa, en el desarrollo de la carcasa.

Etapa	Ubicación de la información
Planteamiento de la necesidad	Introducción, Apartado 1.1
Definición del problema	Antecedentes, Objetivos, Capítulo II
Propuestas de solución	Capítulo III
Diseño funcional	Capítulo III
Evaluación	Capítulo IV
Diseño detallado	Capítulo V
Presentación	Tesis

Capítulo II: Fuerzas producidas por el reductor, que se aplican sobre la carcasa

Nomenclatura

τ_1	Par pico permisible de operación del tornillo de rodillos	24.2 Nm
F_t	Fuerza pico permisible de operación del tonillo de rodillos	9582 N
A, B, C, D, E	Puntos en los centroides de los rodamientos	-
$FA = (FA_x, FA_y, FA_z)$	Fuerzas en el punto A	N
$FB = (FB_x, FB_y, FB_z)$	Fuerzas en el punto B	N
$FC = (FC_x, FC_y, FC_z)$	Fuerzas en el punto C	N
$FD = (FD_x, FD_y, FD_z)$	Fuerzas en el punto D	N
$FE = (FE_x, FE_y, FE_z)$	Fuerzas en el punto E	N
F_{IE}	Fuerza de reacción debida a la fuerza del tonillo impulsor	N
F_2	Fuerza aplicada por las catarinas sobre el eje 2	N
F_3	Fuerza aplicada por las catarinas sobre el eje 3	N
$E_{2A}, E_{2B}, E_{1C}, E_{1D}$	Puntos en los centroides de las catarinas	-
F_c	Fuerza centrífuga en las catarinas	N
F_i	Fuerza de tensión inicial de la cadena roscada	N
τ_2	Par de salida en el eje 2	Nm
τ_3	Par de salida en el eje 3	Nm
r	Relación de reducción del reductor	46
η	Eficiencia aproximada del tornillo impulsor	%
η_t	Eficiencia total aproximada del reductor	%
$F_{GA}, F_{GB}, F_{GC}, F_{GD}, F_{GE}$	Fuerzas originadas por los momentos de volcadura	N
a	Distancia entre centros de los ejes 2 y 3	0.239 m
e	Distancia en x entre el eje 2 y el punto E	0.293 m
i	Distancia entre el punto A y el punto B	0.181 m
o	Radio de las catarinas	0.102 m
W	Peso aproximado del mecanismo	446 N
F_w	Fuerza de reacción debida al peso del mecanismo	N

2.1 Fuerzas producidas por los elementos del mecanismo del reductor

La carcasa debe resistir las fuerzas generadas por el mecanismo del RTICR. Para calcular estas fuerzas se elabora un análisis estático, considerando que el reductor funciona con la carga máxima.

La carga máxima que soporta el prototipo del RTICR depende de la resistencia de sus elementos. El tornillo impulsor es el elemento más propenso a dañarse durante la operación. La carga máxima se calcula a partir de las características del tornillo impulsor, ver apéndice B, estas características son:

Par pico permisible de operación (τ_1) = 24.2 Nm

Fuerza pico permisible en operación continua (F_t) = 9582 N

En la figura 2.1 se muestra el diagrama de cuerpo libre del mecanismo del RTICR. Las fuerzas mostradas se aplican sobre los alojamientos de los rodamientos de la carcasa.

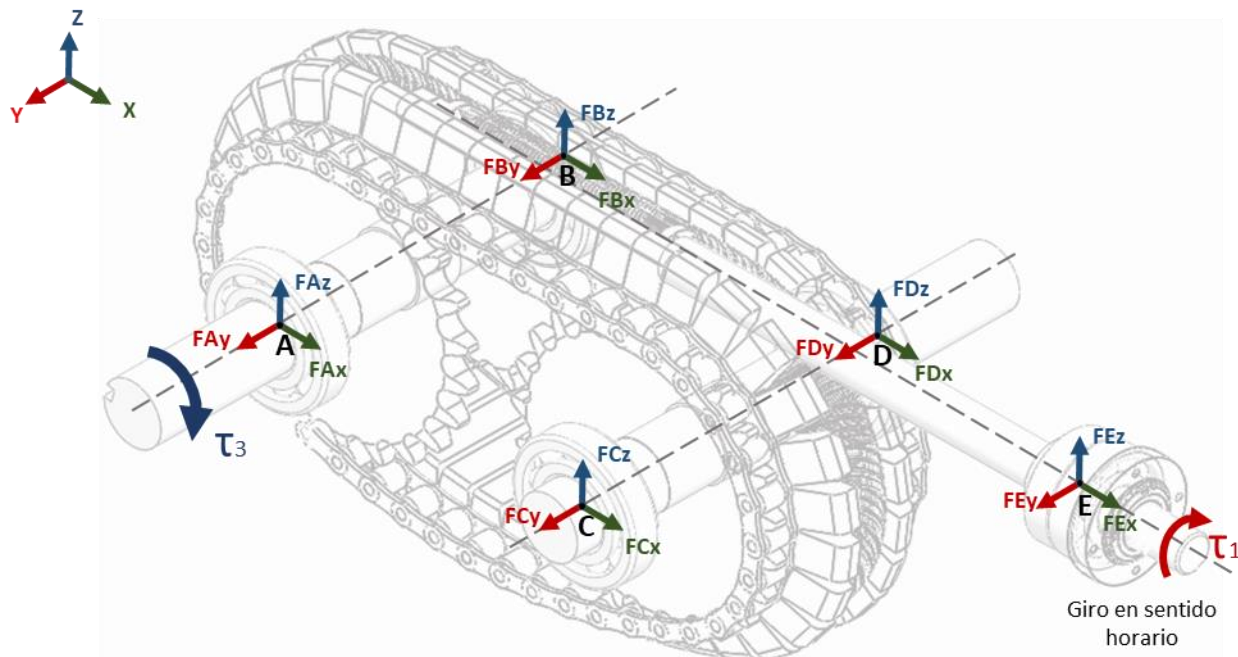


Figura 2.1. Diagrama de cuerpo libre del reductor de velocidad, con el eje de entrada girando en sentido horario.

Para calcular las fuerzas de la figura 2.1 primero se estudia al tornillo impulsor de rodillos. Este tornillo produce una fuerza (F_t), cuando se le aplica un par, figura 2.2.

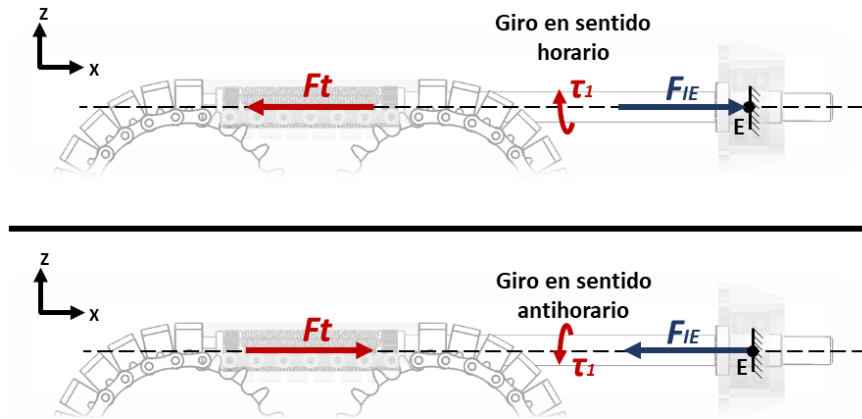


Figura 2.2. Diagramas de cuerpo libre del tornillo impulsor.

La fuerza (F_t) produce una fuerza de reacción (F_{IE}). La fuerza (F_{IE}) tiene una línea de acción que pasa por el punto (E), donde se encuentra el alojamiento de los rodamientos del eje 1.

$$F_t = F_{IE} = 9582 \text{ N}$$

El tornillo de rodillos le transmite la fuerza (F_t) a la cadena roscada, figura 2.3. Este tornillo tiene una eficiencia (η) mayor al 90%, ver apéndice C. En la fuerza (F_t) ya se considera esta eficiencia.

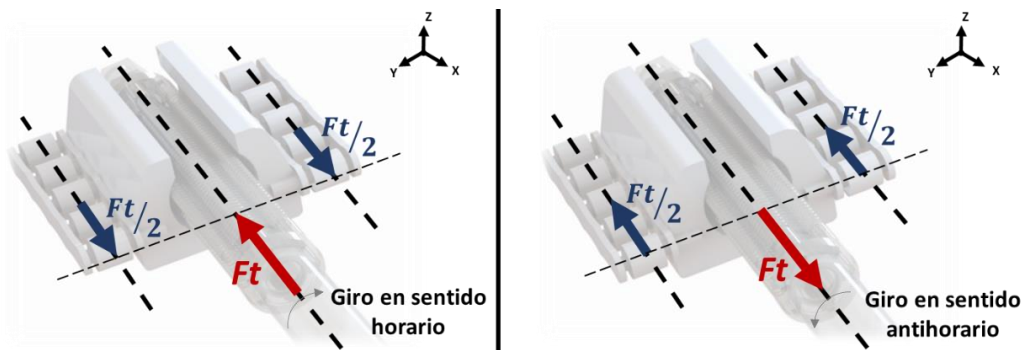


Figura 2.3. Diagramas de cuerpo libre de la transmisión entre el tornillo impulsor y la cadena roscada [1].

A continuación, se estudia la transmisión entre la cadena roscada y las catarinas. La cadena roscada le transmite principalmente tres fuerzas a las catarinas: la fuerza (F_t) aplicada por el tornillo impulsor, la fuerza centrífuga (F_c) y la fuerza de tensión inicial (F_i), figura 2.4.

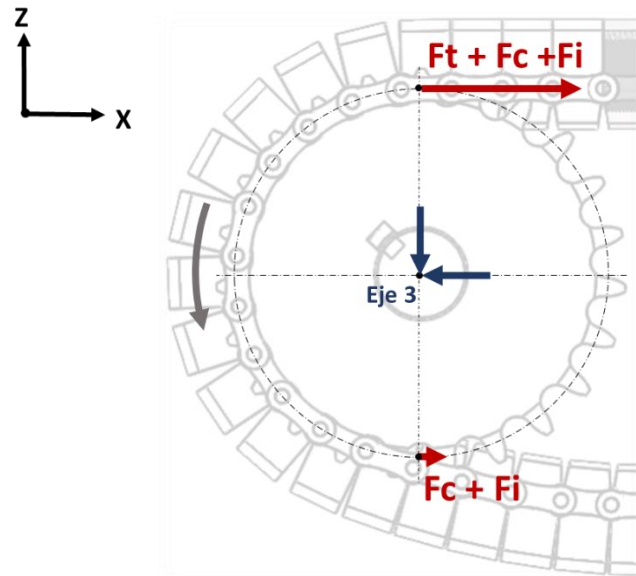


Figura 2.4. Fuerzas en las catarinas [10].

La fuerza (F_t) se distribuye entre las dos catarinas, figura 1.7, que están en contacto con la zona de tensión de la cadena roscada, como se muestra en la figura 1.8-A.

La fuerza centrífuga (F_c) fue muy baja en las pruebas que se han realizado, puesto que las catarinas giran con una velocidad de sólo 7.6 rpm cuando el tornillo impulsor gira a 350 rpm, por lo que no se considera en los cálculos.

La cadena roscada no necesita ser tensada inicialmente para su funcionamiento, por ello la fuerza de tensión inicial (F_i) es considerada con un valor de cero.

La fuerza (F_t) es la fuerza principal que la cadena roscada le transmite a las catarinas. Esta fuerza genera reacciones sobre los ejes 2 y 3, figura 2.5.

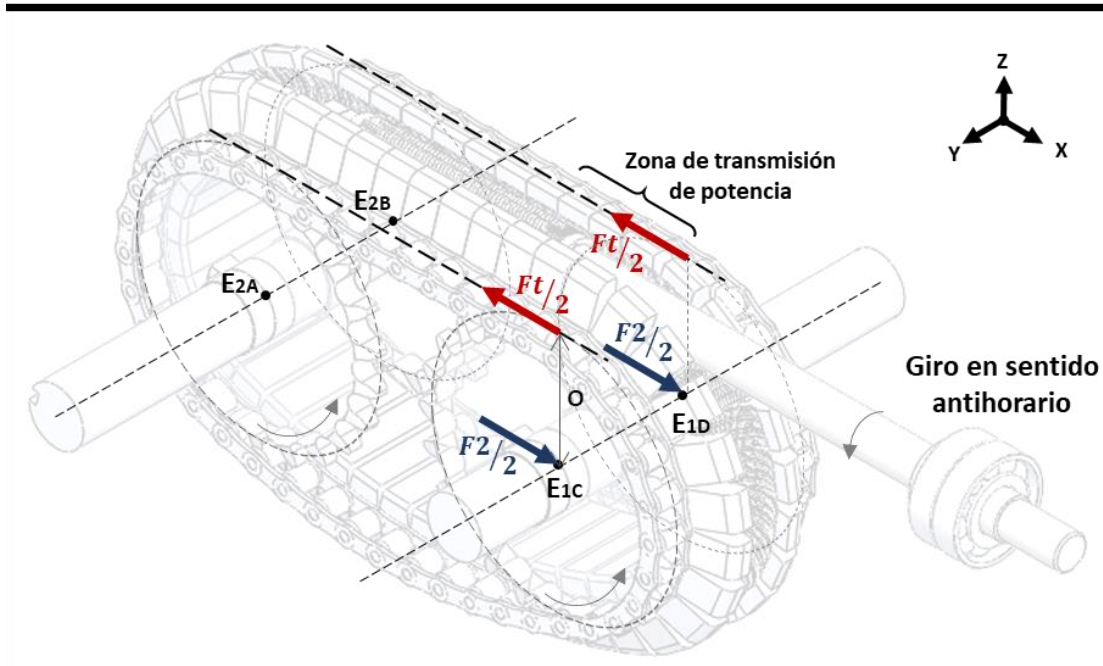
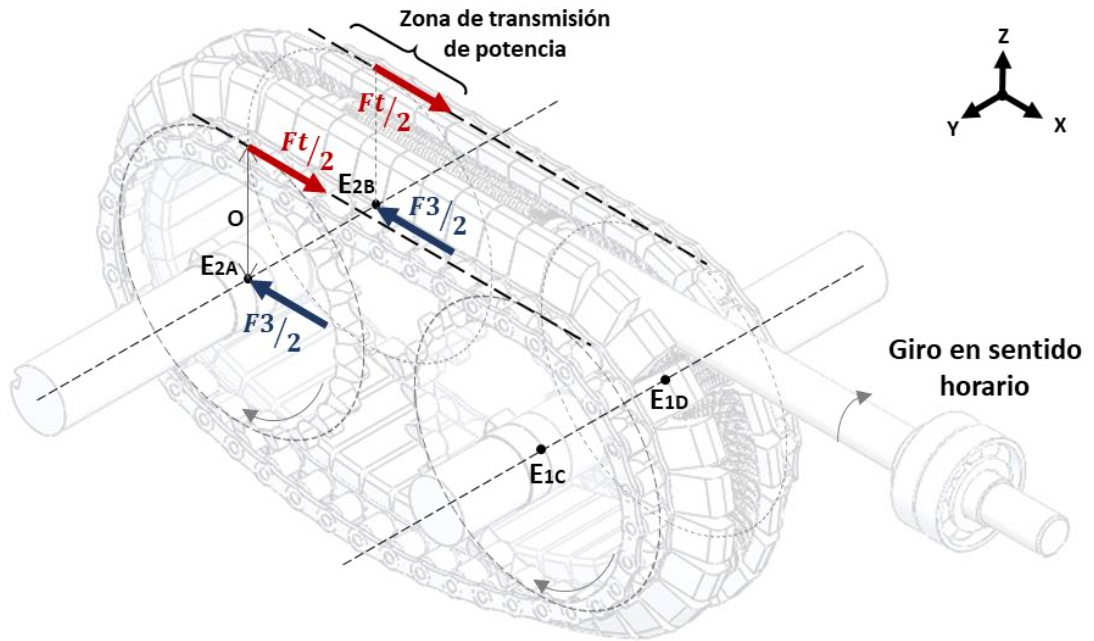


Figura 2.5. Fuerzas de tensión que la cadena roscada transmite a las catarinas.

De la figura 2.5 se tiene que:

$$F2 = F3 = Ft = 9582 \text{ N}$$

Para calcular el par de salida en el eje 2 o en el eje 3 se considera la eficiencia total del reductor (η_t); a continuación se muestra una aproximación a partir de la comparación de los siguientes cálculos:

Par de salida del reductor, en el caso de que no hubiera pérdidas:

$$\tau_{2_{\eta_t=100\%}} = \tau_{3_{\eta_t=100\%}} = \tau_1 r = 1113.2 \text{ Nm}$$

Par de salida del reductor, considerando que sus pérdidas son similares a las que se presentan en un actuador mecánico que opera con un tornillo de rodillos:

$$\tau_2 = \tau_3 = Ft_{\eta=90\%} = 977.4 \text{ Nm}$$

La eficiencia total aproximada del reductor es:

$$\eta_t = \frac{\tau_2}{\tau_{2_{nt=100\%}}} = 0.87 = 87\%$$

Con base en la eficiencia (η_t), de 87%, el par máximo en el eje 2 o el eje 3 es de 977.4 N.

2.2 Fuerzas de reacción originadas por los momentos de volcadura del mecanismo

Cuando el RTICR se encuentra en operación, aparecen momentos que tienden a volcarlo. Estos momentos de volcadura se presentan al aplicar un par en el eje 1 y una carga en el eje 2, el eje 3 o ambos. Para estudiar dichos momentos se realizó un experimento con un pequeño reductor de engranes, figura 2.6. La información detallada de este experimento se muestra en el apéndice D.

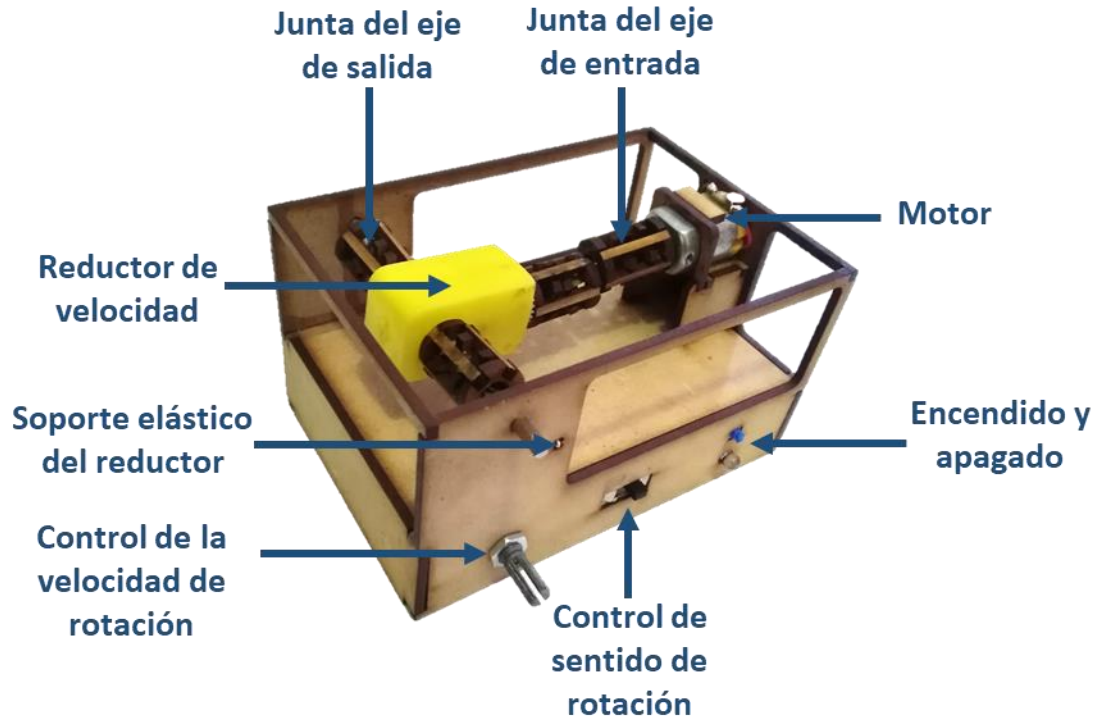


Figura 2.6. Foto del modelo experimental fabricado para estudiar las reacciones de volcadura del reductor, resultantes de la transmisión de potencia.

Cuando se aplica una carga en el eje de salida del pequeño reductor, se presenta un momento de reacción que vuelca al propio reductor. Estos momentos de volcadura se presentarían también en el RTICR, como se muestra en la figura 2.7.

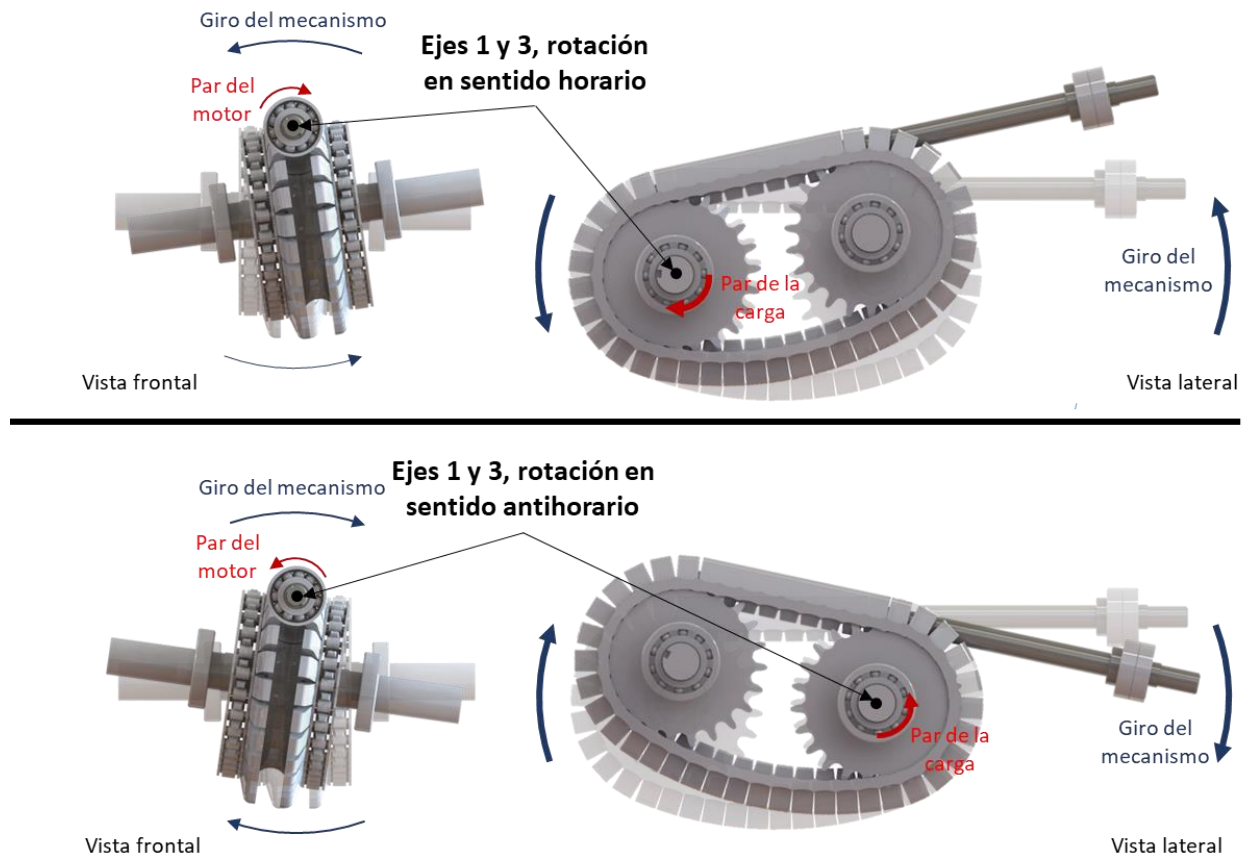


Figura 2.7. Giros del mecanismo del reductor causados por los momentos de volcadura, basados en el experimento con un pequeño reductor.

Los momentos de volcadura originan fuerzas que se aplican sobre los alojamientos de los rodamientos. Para el cálculo de estas fuerzas, se considera el par máximo (τ_1) en el eje 1 y las cargas máximas (τ_2) o (τ_3) aplicadas en los ejes correspondientes, figura 2.8. Los detalles de estos cálculos se muestran en el apéndice E.

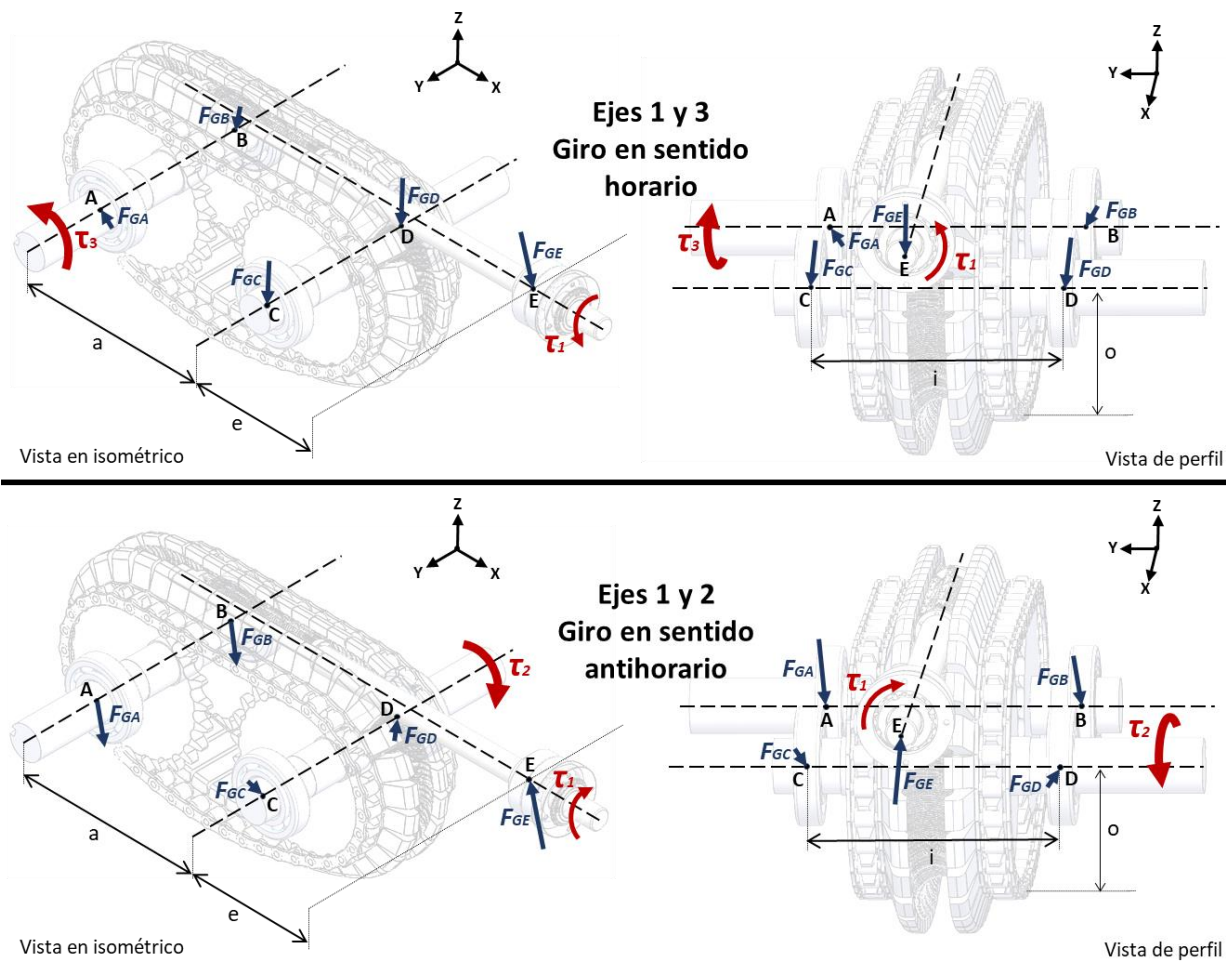


Figura 2.8. Fuerzas y momentos de reacción presentes al operar el reductor.

En la tabla 2.1 se muestran los valores de las fuerzas provocadas por los momentos de volcadura.

Tabla 2.1. Fuerzas provocadas por los momentos de volcadura del mecanismo.

Sentido Horario	Fuerza	Valor escalar [N]	Valores vectoriales (x,y,z) [N]	Sentido Antihorario	Fuerza	Valor escalar [N]	Valores vectoriales (x,y,z) [N]
	F_{GA}	44.4	0, 33.2, 29.5		F_{GA}	1367.1	0, -33.2, -1366.75
F_{GB}	44.4	0, 33.2, -29.4	F_{GB}	1308.3	0, -33.2, -1307.9		
F_{GC}	932.4	0, 33.2, -931.8	F_{GC}	44.4	0, -33.2, -29.4		
F_{GD}	991.2	0, 33.2, -990.7	F_{GD}	44.4	0, -33.2, 29.5		
F_{GE}	939.7	176.9, 0, -922.9	F_{GE}	1061.3	-199.8, 0, 1042.3		

2.3 Fuerzas en los ejes, transmitidas a la carcasa

A continuación, se muestran los resultados del cálculo de las fuerzas que actúan sobre los ejes, y que son transmitidas a la carcasa por medio de los rodamientos, figura 2.9. Los detalles de estos cálculos se muestran en el apéndice E.

Para hacer el análisis de esfuerzos y deformaciones en la carcasa se requieren las fuerzas resultantes (F_A , F_B , F_C , F_D y F_E), que incluyen las siguientes fuerzas:

Las fuerzas debidas a la transmisión de potencia entre los elementos del mecanismo: (F_{IE}), (F_t), (F_2), (F_3).

Las fuerzas que evitan la volcadura del mecanismo: (F_{GA}), (F_{GB}), (F_{GC}), (F_{GD}), (F_{GE}).

La fuerza de reacción debido al peso del mecanismo: (F_W).

En la tabla 2.2 se muestran los valores de las fuerzas ilustradas en la figura 2.9.

Tabla 2.2 Fuerzas máximas que los ejes podrían transmitir a los rodamientos, cuando el reductor funciona con la carga máxima y como reductor de velocidad.

Sentido Horario	Fuerza	Valor escalar [N]	Valores vectoriales (x,y,z) [N]	Sentido Antihorario	Fuerza	Valor escalar [N]	Valores vectoriales (x,y,z) [N]
	FA	4793.2	4791, - 33.2, - 140.9		FA	1255.7	0, 33.2, 1255.2
FB	4791.8	4791, - 33.2, - 82	FB	1199.8	0, 33.2, 1196.4		
FC	820.9	0, - 33.2, 820.2	FC	4793.2	- 4791, 33.2, - 82		
FD	879.8	0, - 33.2, 879.2	FD	4793.2	- 4791, 33.2, - 140.9		
FE	9802.5	- 9758.9, 0, 922.9	FE	9837.2	9781.8, 0, - 1042.3		

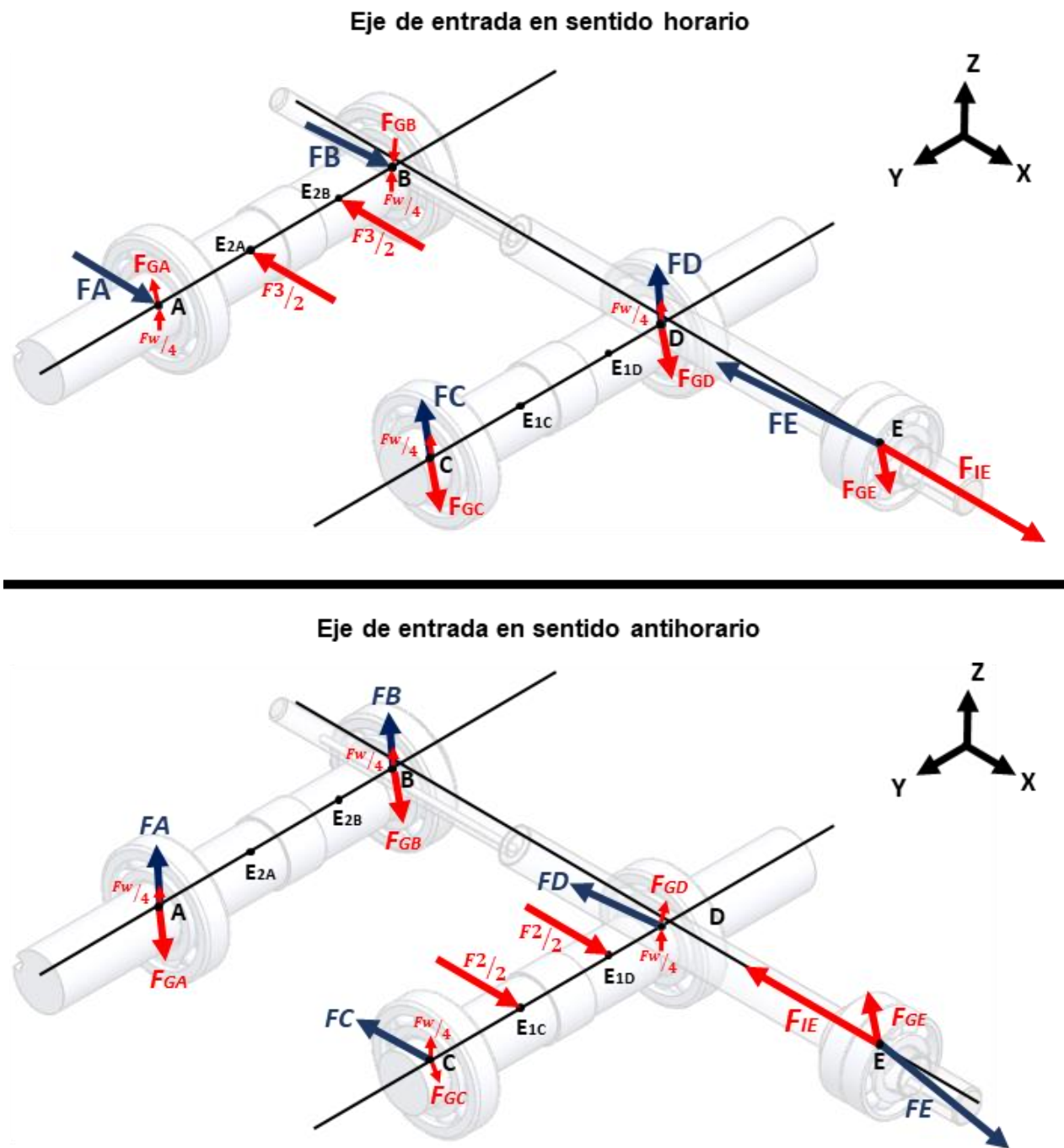


Figura 2.9. Diagrama de cuerpo libre de los ejes del reductor.

Como se muestra en la figura anterior, las fuerzas tienen diferentes direcciones y magnitudes que dependen del sentido de giro del eje 1. Por ello se analiza el comportamiento de la carcasa considerando ambos sentidos de rotación.

Capítulo III: Propuestas geométricas de la carcasa

3.1 Selección de los rodamientos

Los rodamientos se seleccionan a partir de las dimensiones de los ejes y de las fuerzas que estos transmiten, principalmente radiales y axiales. Estas fuerzas se presentan en la tabla 2.2.

El eje 1 transmite las siguientes fuerzas a sus rodamientos:

Fuerza axial máxima de 9782 N

Fuerza radial máxima de 1042 N

Los rodamientos que soportan al eje 1, en el prototipo, son de bolas con contacto angular, figura 3.1.

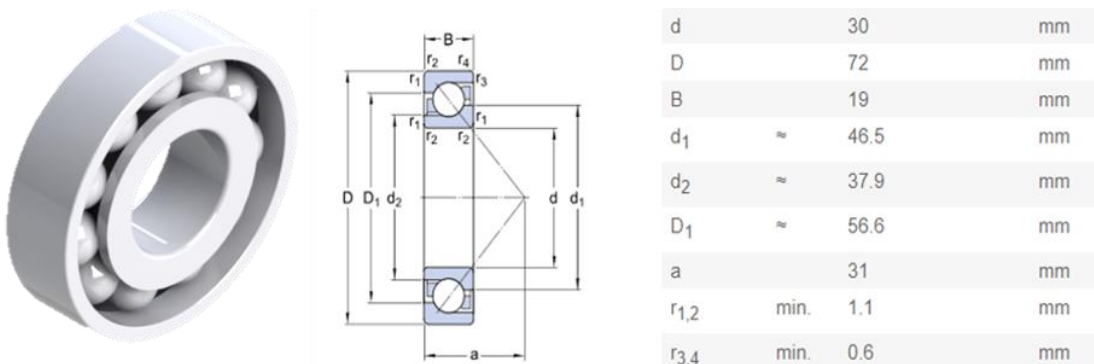


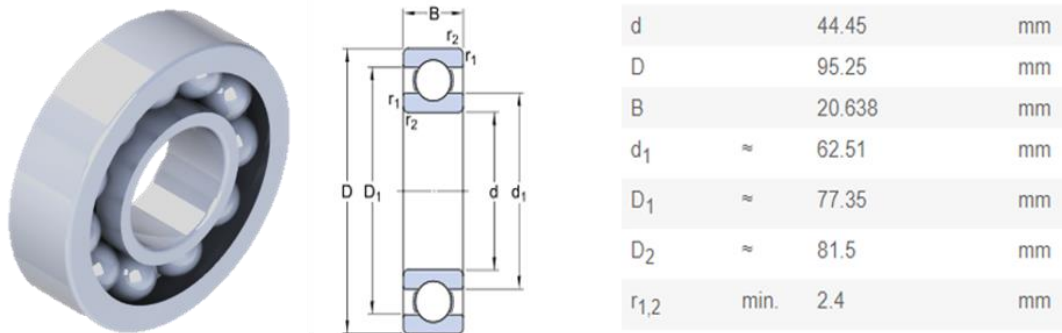
Figura 3.1. Rodamiento 7306 BECBY, se utilizan dos para soportar al eje 1
Datos e imágenes obtenidas del catálogo de SKF.

El eje 2 y el eje 3 podrían llegar a transmitir las siguientes fuerzas a alguno de sus rodamientos:

Fuerza axial máxima de 33 N .

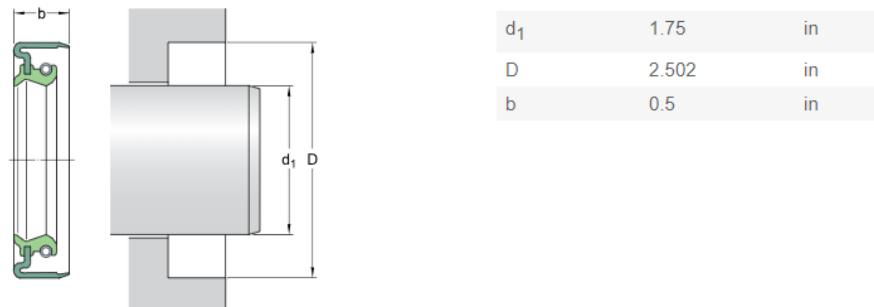
Fuerza radial máxima de 4791 N

Para soportar al eje 2 y al eje 3 se utilizan dos rodamientos de bolas, de la figura 3.2, en cada eje.



*Figura 3.2. Rodamiento RLS14 para soportar al eje 2 y al eje 3
Datos e imágenes obtenidas del catálogo de SKF.*

En los ejes 2 y 3 se utilizan sellos radiales (retenes) para evitar la salida del aceite, figura 3.3.



*Figura 3.3 Características de los sellos radiales 17374 para el eje 2 y el eje 3
Datos e imágenes obtenidas del catálogo de SKF*

3.2 Propuesta de los alojamientos de los rodamientos

Los alojamientos de los rodamientos transfieren las fuerzas del mecanismo del reductor a la carcasa.

En el prototipo del reductor, el eje 1 está ensamblado con los elementos de la figura 3.4.

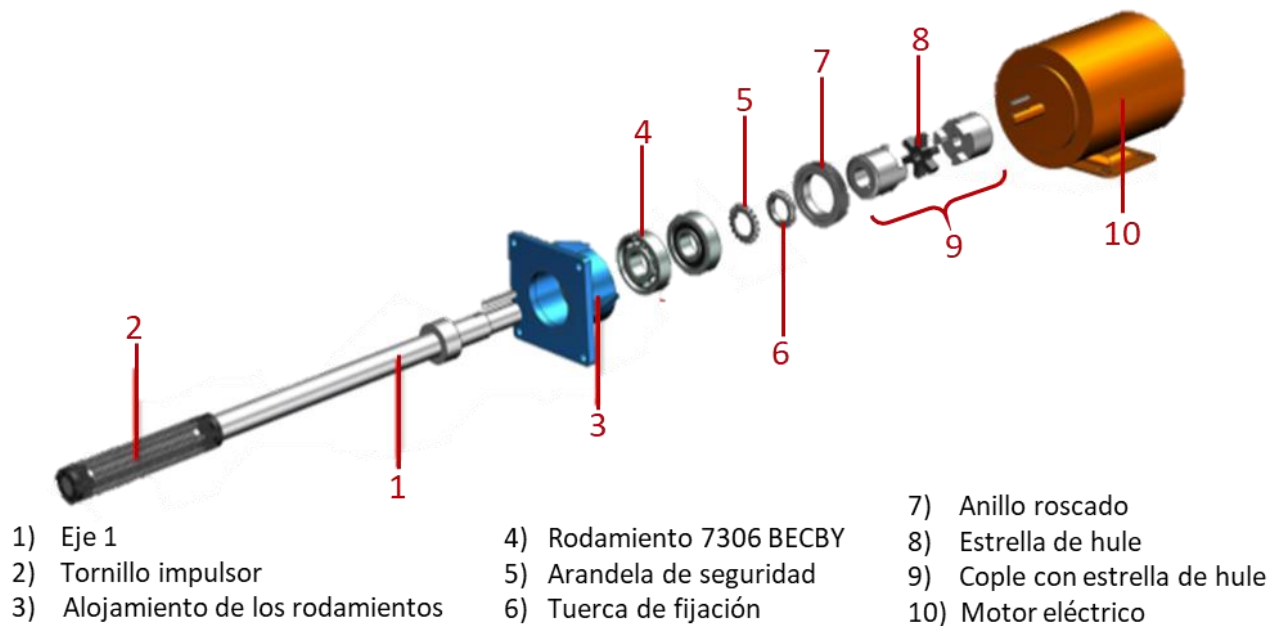


Figura 3.4. Ensamble del eje 1 en el prototipo del reductor. [4]

El alojamiento de los rodamientos (3) se reutiliza en la carcasa que se está diseñando. En la figura 3.5 se muestran las piezas que lo conforman.

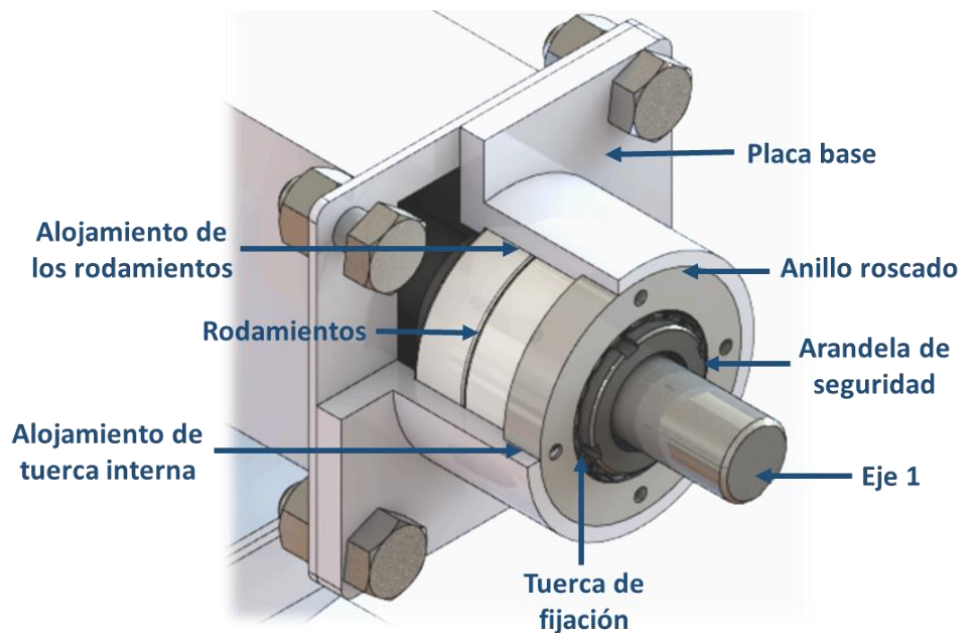


Figura 3.5. Alojamiento de los rodamientos del eje 1.

Para el eje 2 y el eje 3 se propone el alojamiento de la figura 3.6.

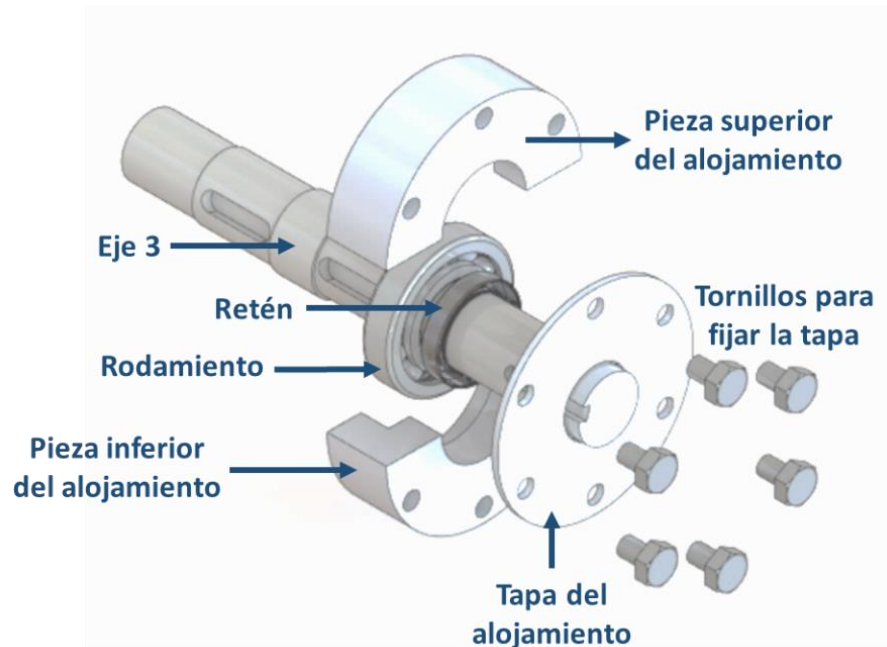


Figura 3.6. Alojamiento bipartido para los ejes de salida.

3.3 Propuestas de la carcasa

Se presentan tres propuestas de carcasa: 1) Con geometría recta y sin nervaduras, o geometría base. 2) Con geometría mejorada y sin nervaduras. 3) Con geometría mejorada y nervaduras. Ver figura 3.7.

Las propuestas fueron elaboradas a partir de las dimensiones físicas del mecanismo del prototipo del reductor, figura II. Algunas modificaciones se hicieron con base en los esfuerzos y desplazamientos de la carcasa, ver capítulo IV.

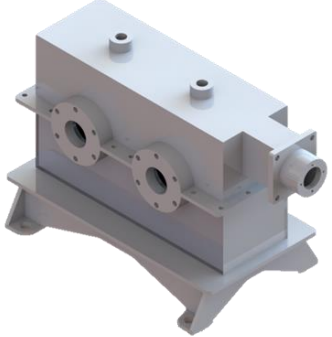
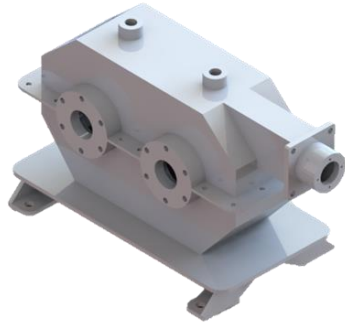
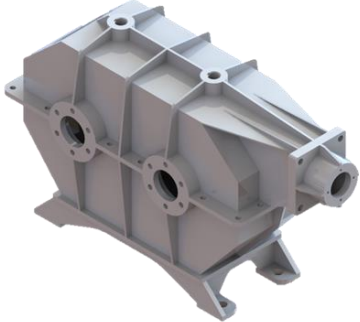
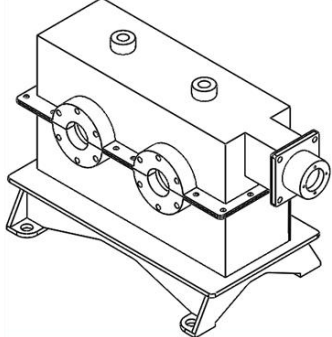
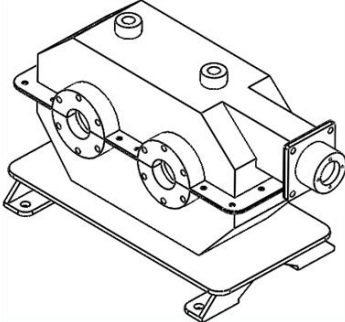
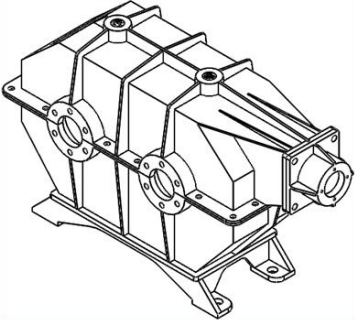
Primera propuesta	Segunda propuesta	Tercera propuesta
		
		
<ul style="list-style-type: none"> - Material: Acero ASTM A36 - Espesor de la caja: 4.7 mm (3/16") - Diámetro externo de los alojamientos de los rodamientos: 146 mm (5 3/4") - Superficie de la base de (600 x 320) mm - Sin nervaduras 	<ul style="list-style-type: none"> - Material: Acero ASTM A36 - Espesor de la caja: 3.2 mm (1/8") - Diámetro externo de los alojamientos de los rodamientos: 146 mm (5 3/4") - Superficie de la base de (600 x 320) mm - Sin nervaduras 	<ul style="list-style-type: none"> - Material: Acero ASTM A36 - Espesor de la caja: 3.2 mm (1/8") - Diámetro externo de los alojamientos de los rodamientos: 120.6 mm (4 3/4") - Superficie de la base de (380 x 213) mm - Nervaduras: espesor de 4.7 mm (3/16")

Figura 3.7. Características de las tres propuestas de carcasa.

Para generar la segunda propuesta se hicieron dos cambios principales, respecto a la primera:

- 1) Se disminuyó el espesor de las paredes de 4.7 mm (3/16") a 3.2 mm (1/8").
- 2) Se cambió la geometría.

En la tercera propuesta se hicieron tres cambios principales, respecto a la segunda propuesta:

- 1) Se redujeron las dimensiones de los alojamientos de los rodamientos.
- 2) Se colocaron nervaduras de refuerzo.
- 3) Se redujeron las dimensiones de la base.

El concepto de la carcasa fue mejorado en la segunda y tercera propuestas, ver tabla 3.1.

Tabla 3.1. Pesos de las carcasas propuestas, área y número de piezas.

Propuesta analizada	Peso de la carcasa (Kg)	Disminución de peso* (%)	Superficie de las piezas (m^2)	Disminución de la superficie de las piezas* (%)	Número de piezas
Primera propuesta	67.9 Kg	-	0.9709 m^2	-	30
Segunda propuesta	54.5 Kg	19.7 %	0.9632 m^2	0.8%	35
Tercera propuesta	38.1 Kg	43.8 %	0.8014 m^2	16.95%	57

(*) Respecto a la primera propuesta

Las geometrías de la segunda y la tercera propuesta de carcasa se ajustan mejor al mecanismo del reductor. Entre la cadena roscada y el interior de la carcasa hay una separación mínima de una pulgada, figura 3.8.

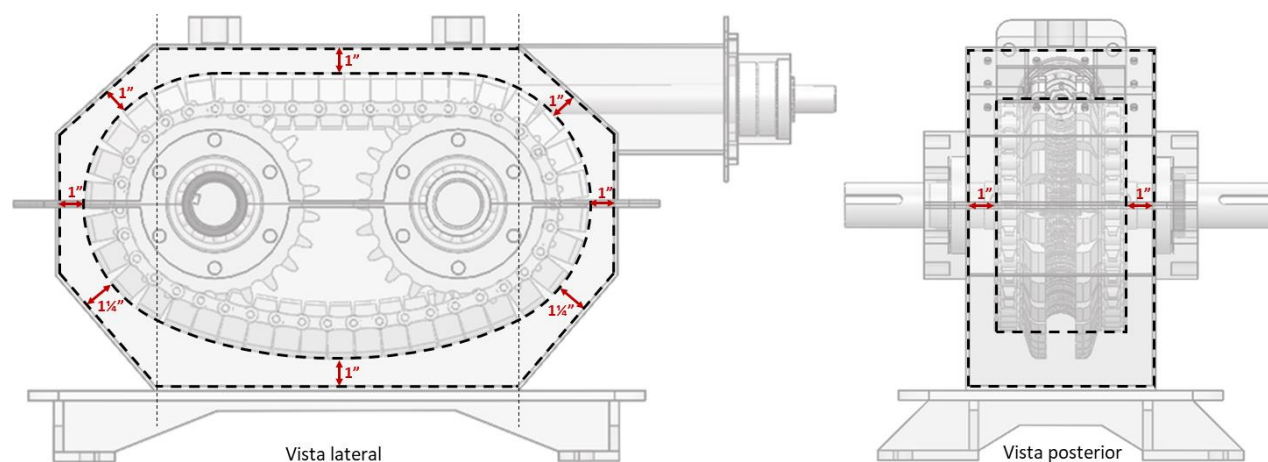


Figura 3.8. Geometría de la carcasa en la segunda propuesta.

En las tres propuestas de carcasa se tienen tres piezas principales, figura 3.9, que están unidas con tornillos.

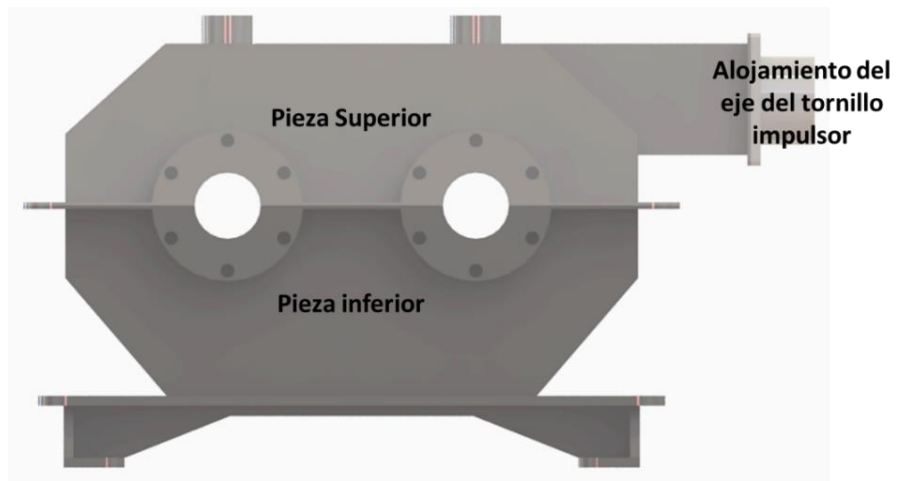


Figura 3.9. Piezas principales de la carcasa.

3.4 Propuesta para la lubricación y refrigeración del mecanismo

La parte baja de la pieza inferior de la carcasa se utiliza como depósito de lubricante, figura 3.10. El nivel de lubricante se mantiene a una altura tal que la cadena roscada esté sumergida $\frac{1}{2}$ ". [13]

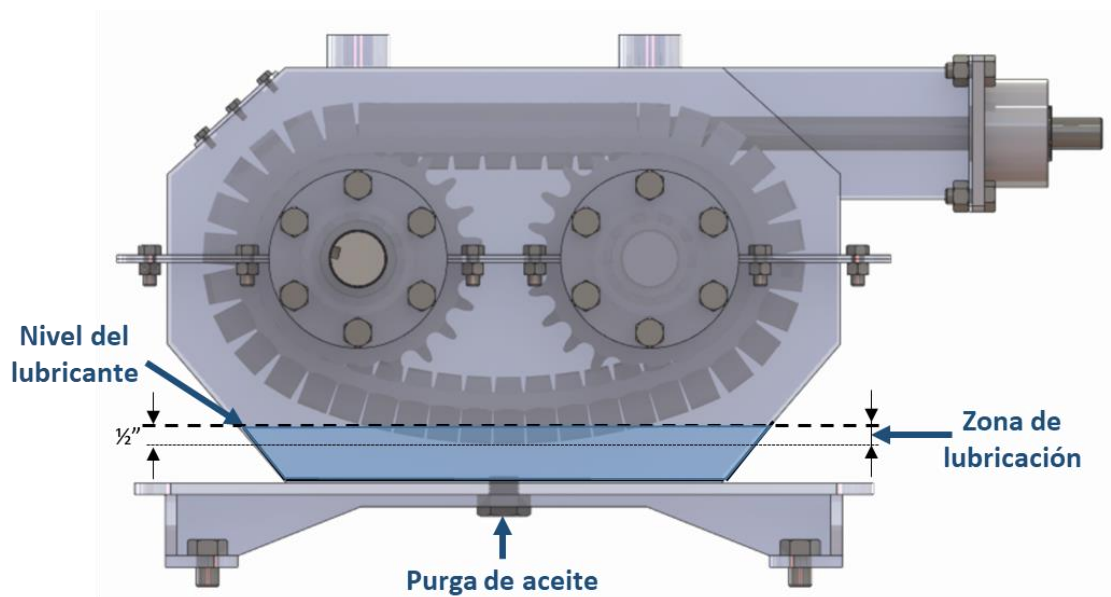


Figura 3.10. Sistema de lubricación.

El sistema de lubricación también funciona como sistema de refrigeración. El calor es transmitido, por medio del lubricante, del mecanismo hacia la carcasa y después al ambiente. Las nervaduras de la tercera propuesta de carcasa ayudan a disipar el calor.

El RTICR tiene la ventaja de generar menos calor que otros reductores de tamaño similar, debido al contacto rodante entre el tornillo impulsor y la cadena roscada. Por ello no se requiere un sistema de refrigeración complejo, ni de un orificio de respiración.

El lubricante se drena por un orificio en la parte inferior de la carcasa, ver figura 3.10. El tapón que se coloca en este orificio tiene un imán para atrapar las limaduras generadas por el desgaste de los elementos del mecanismo. El lubricante se suministra a la carcasa por la ventana de la mira de inspección, ver figura 3.11.

3.5 Propuesta de la mira de inspección y zona de izaje

La mira de inspección permite ver el interior de la carcasa, para observar el mecanismo del reductor y el nivel de aceite, sin tener que desmontar la carcasa, figura 3.11. No se requiere de un orificio para la medición del nivel aceite, ya que es sustituido por la mira de inspección.

El reductor se puede izar gracias a las piezas de izaje de la carcasa. En estas piezas se atornilla un par de armellas con vástagos roscador de una pulgada de diámetro.

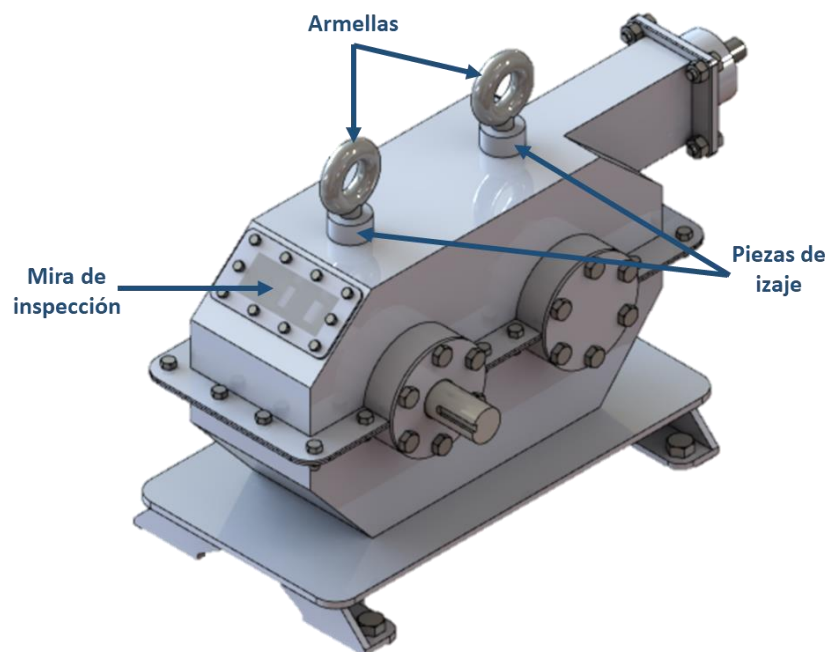


Figura 3.11. Mira de inspección y zonas de izaje del reductor.

3.6 Selección de tornillería

Los tornillos para ensamblar las tres piezas principales de la carcasa son de cabeza hexagonal, cuerda estándar, y con tratamiento térmico. En la figura 3.12 se muestran las dimensiones de estos tornillos.

Ensamble	Nombre	Número de tornillos	Diámetro [in]	Longitud de vástago [in]
Pieza superior con alojamiento del eje 1	Tornillos para el alojamiento del eje 1	4	1/2"	1 1/16"
Tapas de ejes 2 y 3	Tornillos de las tapas para los ejes 2 y 3	24	5/16"	1/2"
Pieza superior con pieza inferior del reductor	Tornillos de las piezas superior e inferior	16	7/16"	1"
Mira de inspección	Tornillos de mira de inspección	10	1/4"	1/2"
Sujeción del reductor	Tornillos para sujeción de reductor.	4	3/4"	Según la zona de sujeción

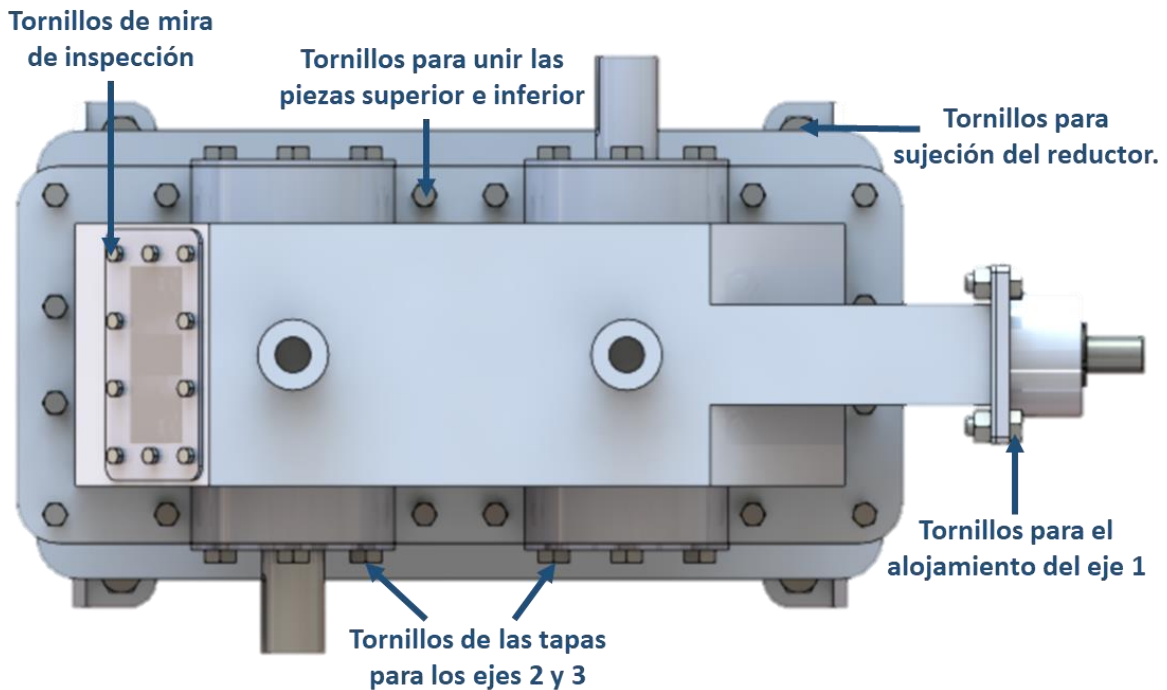


Figura 3.12 Ubicación de los tornillos en la carcasa.

La suficiencia de los tornillos se comprueba calculando sus esfuerzos y desplazamientos en el capítulo IV.

Capítulo IV: Evaluación y mejora de la carcasa utilizando el análisis de elemento finito

4.1 Metodología para el análisis de elemento finito

Los esfuerzos y desplazamientos de la carcasa se calcularon con el programa “SOLIDWORKS”.

La metodología utilizada para el análisis de elemento finito está conformada por cinco pasos que se distribuyen en tres etapas: pre-procesamiento, procesamiento y post-procesamiento, figura 4.1. [11]

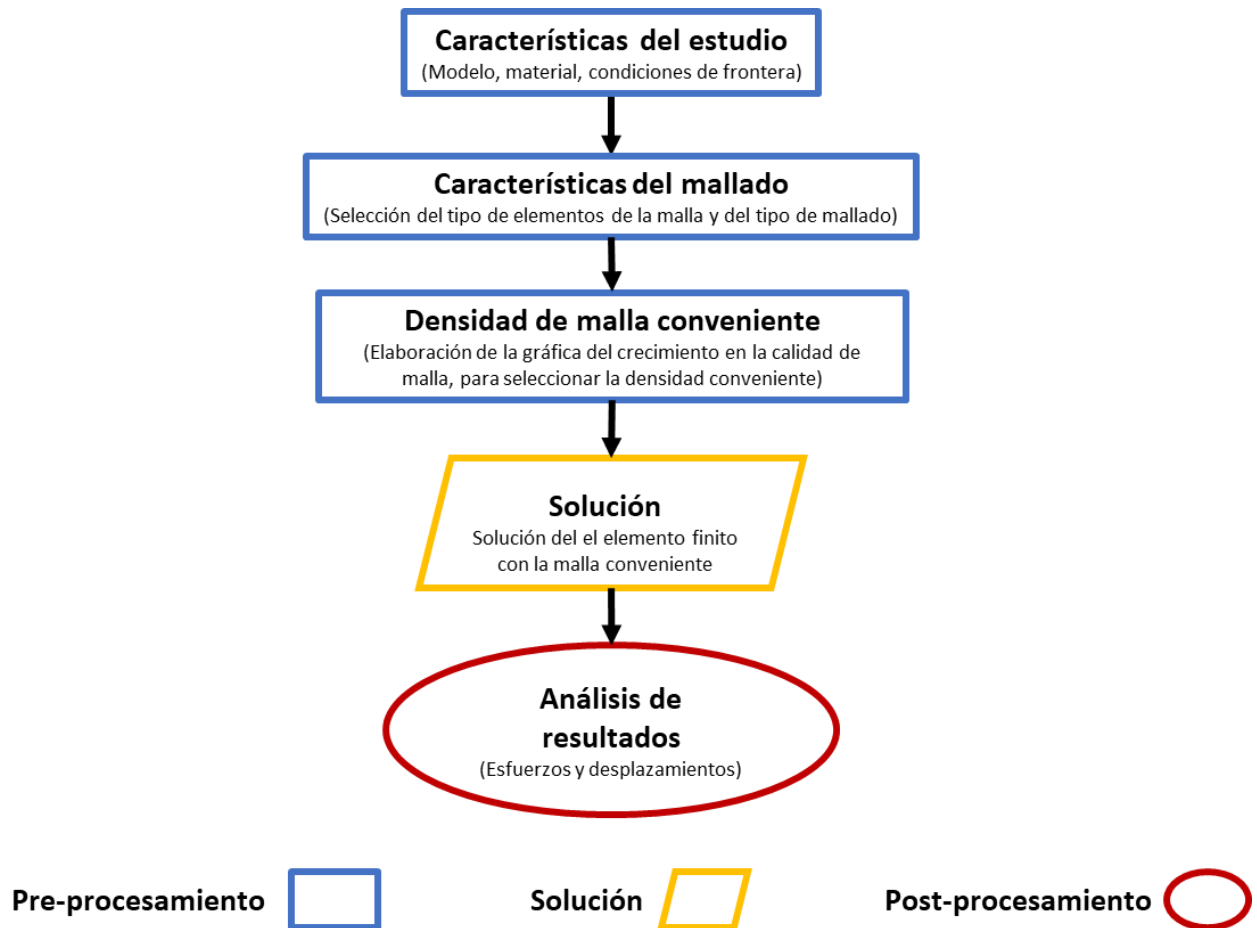


Figura 4.1. Metodología para evaluar el diseño, utilizando elemento finito.

En la etapa de pre-procesamiento se definen tanto el material como las condiciones de frontera del modelo. Después se selecciona el tipo de mallado, y las características de sus elementos.

Finalmente se elige la densidad de malla conveniente, a partir de la gráfica que representa el crecimiento de la calidad de malla conforme aumenta su densidad, figura 4.2.

La malla mejora en su calidad al aumentar el número de elementos que la conforman, y al ir mejorando esta calidad, los resultados del elemento finito convergen en una solución satisfactoria [10], pero los recursos computacionales necesarios son cada vez mayores.

La densidad de malla conveniente se elige en la región en que la pendiente de la curva de la figura 4.2 cambia significativamente [9]. Al elegir correctamente esta densidad se obtienen resultados confiables sin utilizar recursos computacionales excesivos.

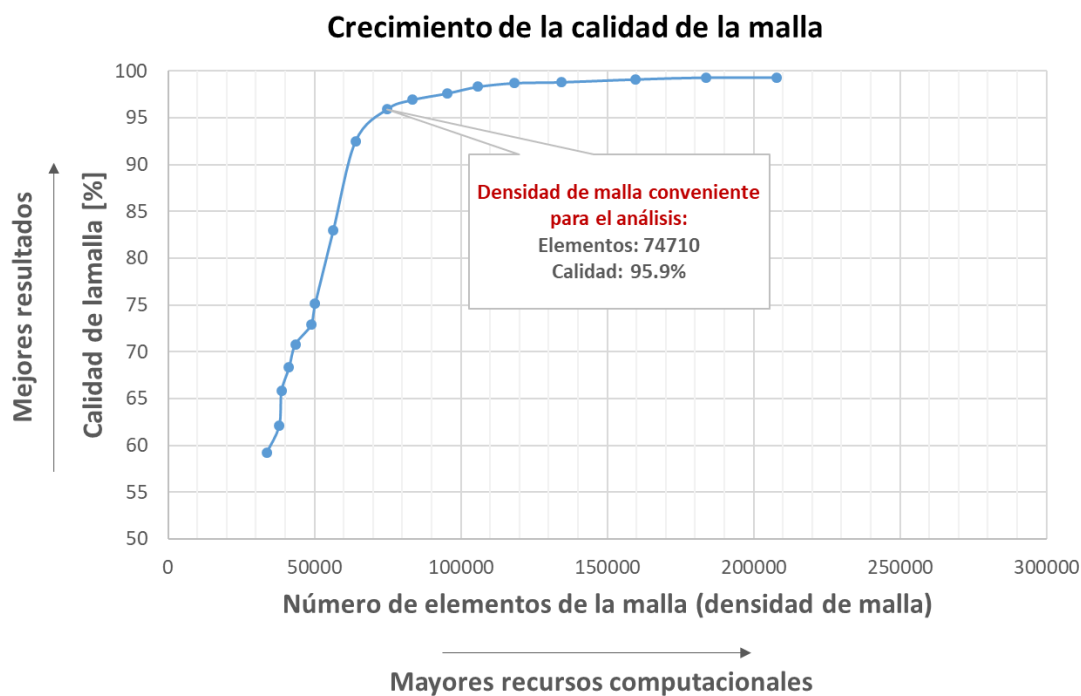


Figura 4.2. Se ilustra la mejora en la calidad de la malla conforme aumenta su densidad. Se prefiere que dicha calidad sea, como mínimo, 90%.

La siguiente etapa de la metodología es el procesamiento, y en ella se calculan los esfuerzos y desplazamientos con un programa que realiza el análisis de elemento finito.

En el post-procesamiento se evalúan los resultados de dicho análisis para identificar si se cumplen con los parámetros requeridos, tales como: la distribución de esfuerzos, distribución de los desplazamientos y el factor de seguridad.

4.2 Selección de malla y definición de las condiciones de frontera

El material del modelo de la carcasa es acero A36, con un límite elástico de 250 MPa.

Se elige un mallado automático de alta calidad, que utiliza elementos tetraédricos parabólicos, figura 4.3.

Solid Works calcula la calidad de malla con base en el coeficiente de aspecto. Una malla con una calidad del 100% tiene todos los elementos con un coeficiente de aspecto en un rango de uno a tres.

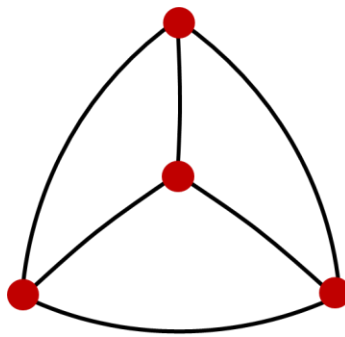
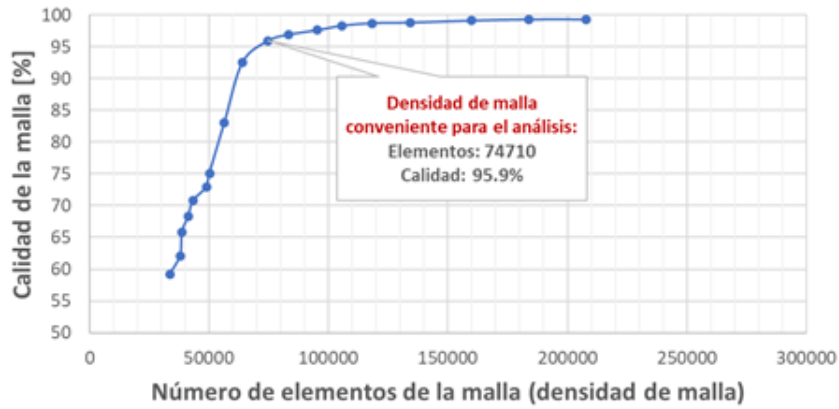


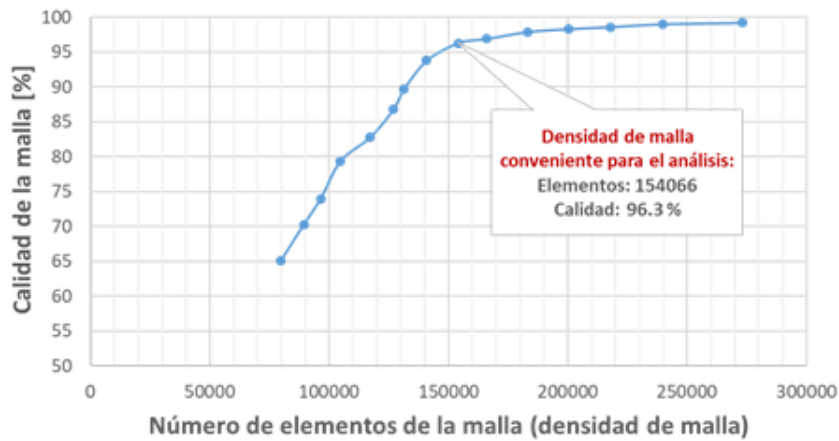
Figura 4.3. Elemento sólido tetraédrico parabólico, con coeficiente de aspecto igual a uno, lo que significa que la distancia entre cada vértice mide lo mismo. [12]

A continuación, se muestran las gráficas del crecimiento de la calidad de la malla para cada propuesta de carcasa. Estas gráficas se elaboran a partir de la calidad de malla calculada por el programa, al ir aumentando el número de elementos, figura 4.4. La densidad de malla conveniente para cada análisis de elemento finito se elige a partir de estas gráficas.

Crecimiento de la calidad de malla para la primera propuesta de carcasa



Crecimiento de la calidad de malla para la segunda propuesta de carcasa



Crecimiento de la calidad de malla para la tercera propuesta de carcasa

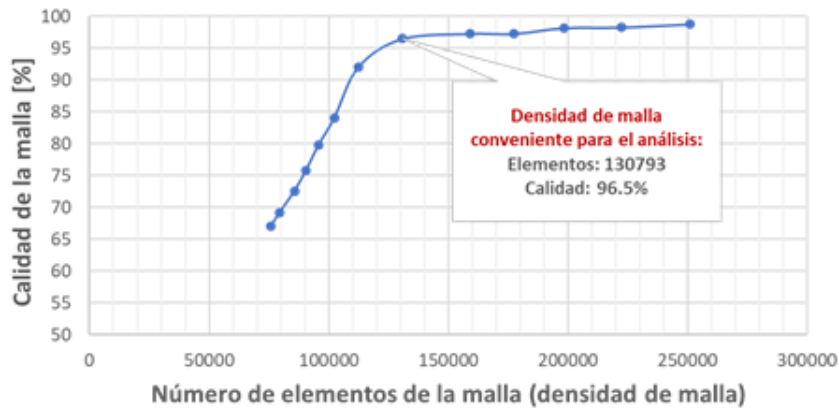
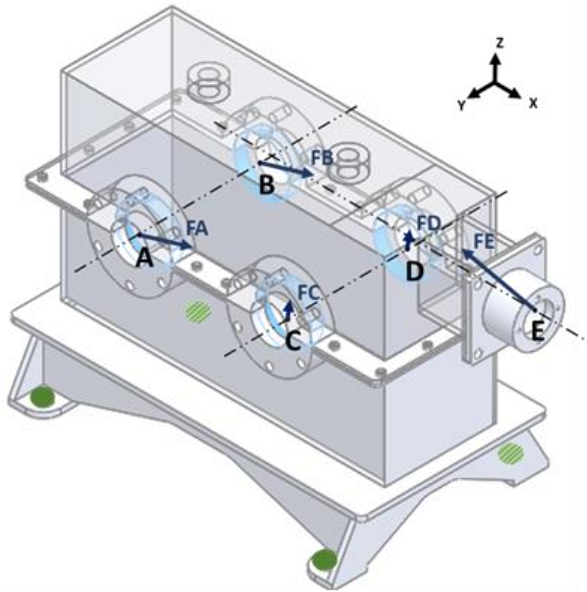


Figura 4.4 Gráficas de la densidad de malla para las tres propuestas de carcasa.

Las fuerzas calculadas en el capítulo II se consideran en un análisis estático, figura 4.5. De acuerdo con lo requerido por el programa, estas fuerzas se ingresan separadas en sus componentes (x,y,z).

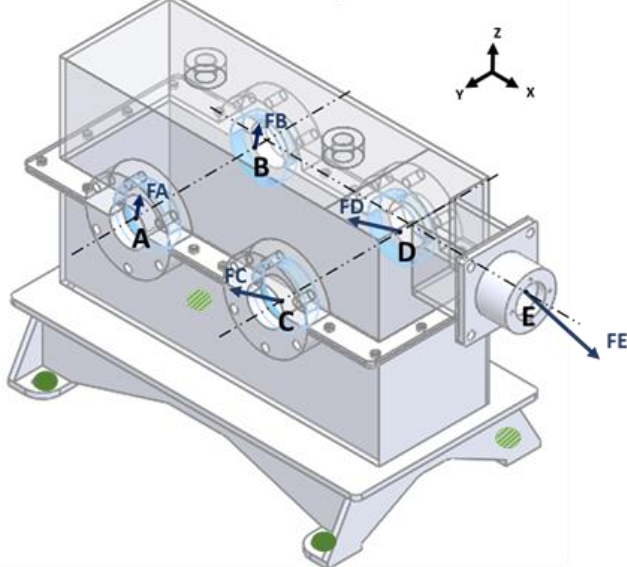
Las fuerzas se aplican en las zonas azul claro de la carcasa, a través de los alojamientos de los rodamientos. Las cuatro patas de la carcasa se consideran sujetas mediante tornillos en la zona de color verde de la figura 4.5.

Eje de entrada en sentido horario



Sentido Horario	Fuerza	Valor escalar [N]	Valores vectoriales (x,y,z) [N]
	FA	4793.2	4791, - 33.2, - 140.9
	FB	4791.8	4791, - 33.2, - 82
	FC	820.9	0, - 33.2, 820.2
	FD	879.8	0, - 33.2, 879.2
	FE	9802.5	- 9758.9, 0, 922.9

Eje de entrada en sentido antihorario



Sentido Antihorario	Fuerza	Valor escalar [N]	Valores vectoriales (x,y,z) [N]
	FA	1255.7	0, 33.2, 1255.2
	FB	1199.8	0, 33.2, 1196.4
	FC	4793.2	- 4791, 33.2, - 82
	FD	4793.2	- 4791, 33.2, - 140.9
	FE	9837.2	9781.8, 0, - 1042.3

Figura 4.5. Fuerzas y puntos de sujeción de la carcasa. Se ilustra con la primera propuesta de carcasa.

A continuación, se describen algunas características del procedimiento para evaluar y mejorar a la carcasa con análisis de elemento finito.

Se analiza la primera propuesta de carcasa, con geometría base. A partir de este análisis se modifica dicha carcasa para obtener otra propuesta que también se analiza y modifica hasta llegar a la propuesta final. Para estos análisis se considera que la carcasa está hecha de una sola pieza, de esta manera se requieren menos recursos computacionales.

Una vez elegida la propuesta final de carcasa, se hace un análisis que considera a las tres piezas principales de la carcasa unidas con tornillos, figura 3.9. A partir de este análisis se obtienen las características finales de la carcasa. Este análisis utiliza muchos más recursos computacionales, pero se obtienen resultados más cercanos a la realidad.

Por último, se efectúa un análisis para comprobar la resistencia de la carcasa cuando está colgada de las piezas de izaje.

4.3 Análisis de elemento finito, considerando que la carcasa es de una sola pieza

En la figura 4.6 se muestran los esfuerzos y desplazamientos de la carcasa, para las tres configuraciones propuestas, cuando el eje del tornillo impulsor gira en sentido antihorario. Si este eje gira en sentido horario, los esfuerzos y desplazamientos son menores.

Los resultados de la figura 4.6 consideran las condiciones de frontera de la figura 4.5.

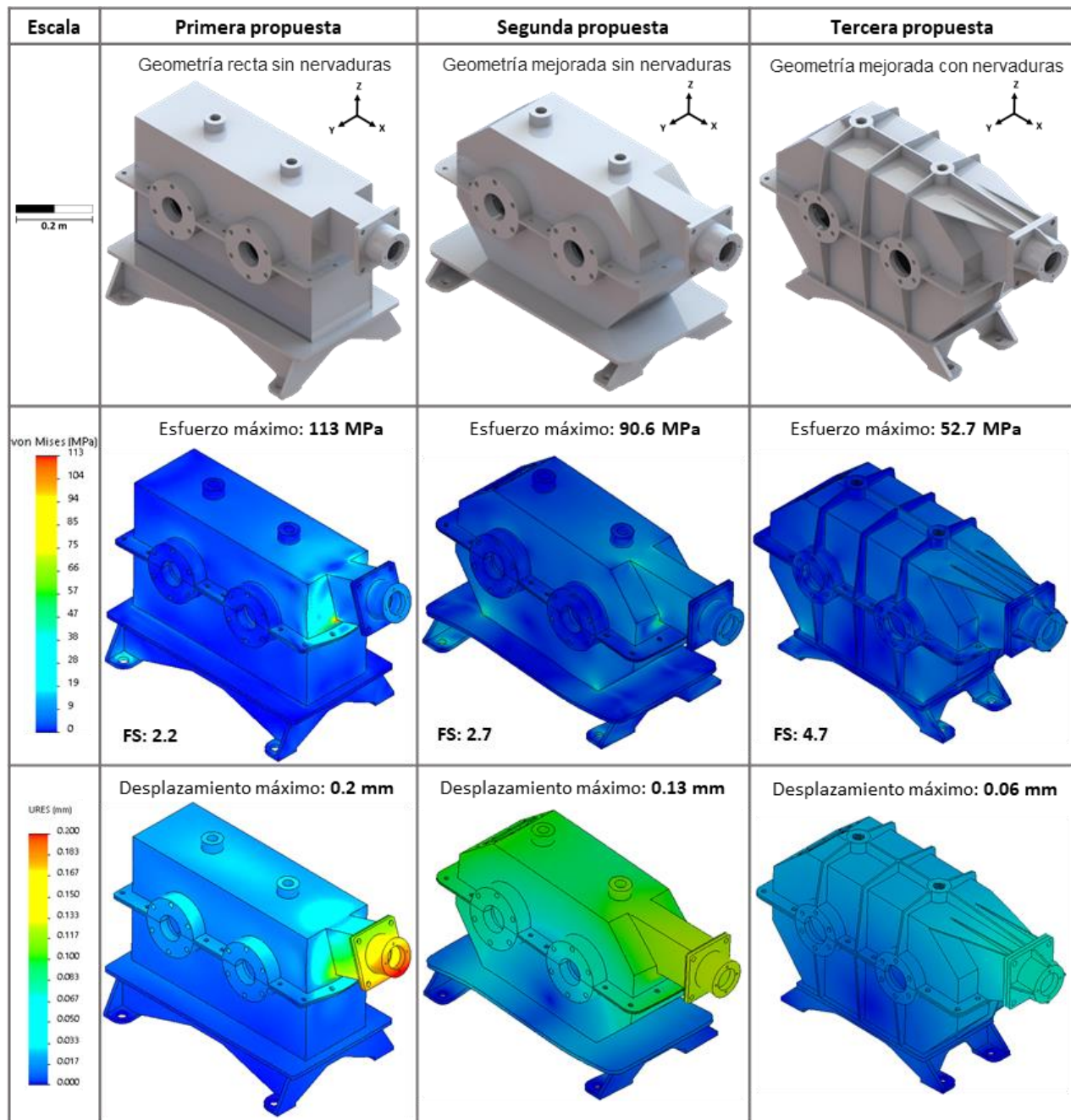


Figura 4.6. Escala de color de la distribución de los esfuerzos y los desplazamientos de las tres propuestas de carcasa, cuando el reductor trabaja en sentido antihorario. Con el propósito de hacer visibles las deformaciones de la carcasa, estas se presentan amplificadas en una proporción de 1 a 300.

Para comparar los cambios en los esfuerzos y desplazamientos de las tres propuestas de carcasa se elabora la tabla 4.1.

Tabla 4.1. Resultados de la comparación de las tres propuestas de carcasa.

Propuesta analizada	Esfuerzo máximo (Mpa)	Disminución del esfuerzo máximo *	Factor de seguridad	Aumento del factor de seguridad *	Desplazamiento máximo (mm)	Disminución del desplazamiento máximo *
		(%)		(%)		(%)
Primera propuesta	113 Mpa	-	2.2	-	0.2 mm	-
Segunda propuesta	90.6 MPa	19.8 %	2.7	22.7 %	0.13 mm	35%
Tercera propuesta	52.7 MPa	53.3 %	4.7	113 %	0.06 mm	70 %

(*) Respecto a la primera propuesta

En la primera propuesta de carcasa (recta y sin nervaduras) hay una distribución de esfuerzos y desplazamientos poco uniformes, concentrados en las zonas rojas y amarillas, ver figura 4.6. La operación del tornillo impulsor puede ser afectada de manera importante por el desplazamiento máximo de 0.2 mm, ya que modifica la alineación del propio tornillo.

En la tercera propuesta disminuye el esfuerzo máximo en un 53.3% y el desplazamiento máximo en un 70 %. El factor de seguridad aumenta un 113% respecto a la primera propuesta.

En la figura 4.7 se compara la zona con mayores esfuerzos y desplazamientos de la primera propuesta de carcasa, con la misma zona en las otras dos propuestas de carcasa.

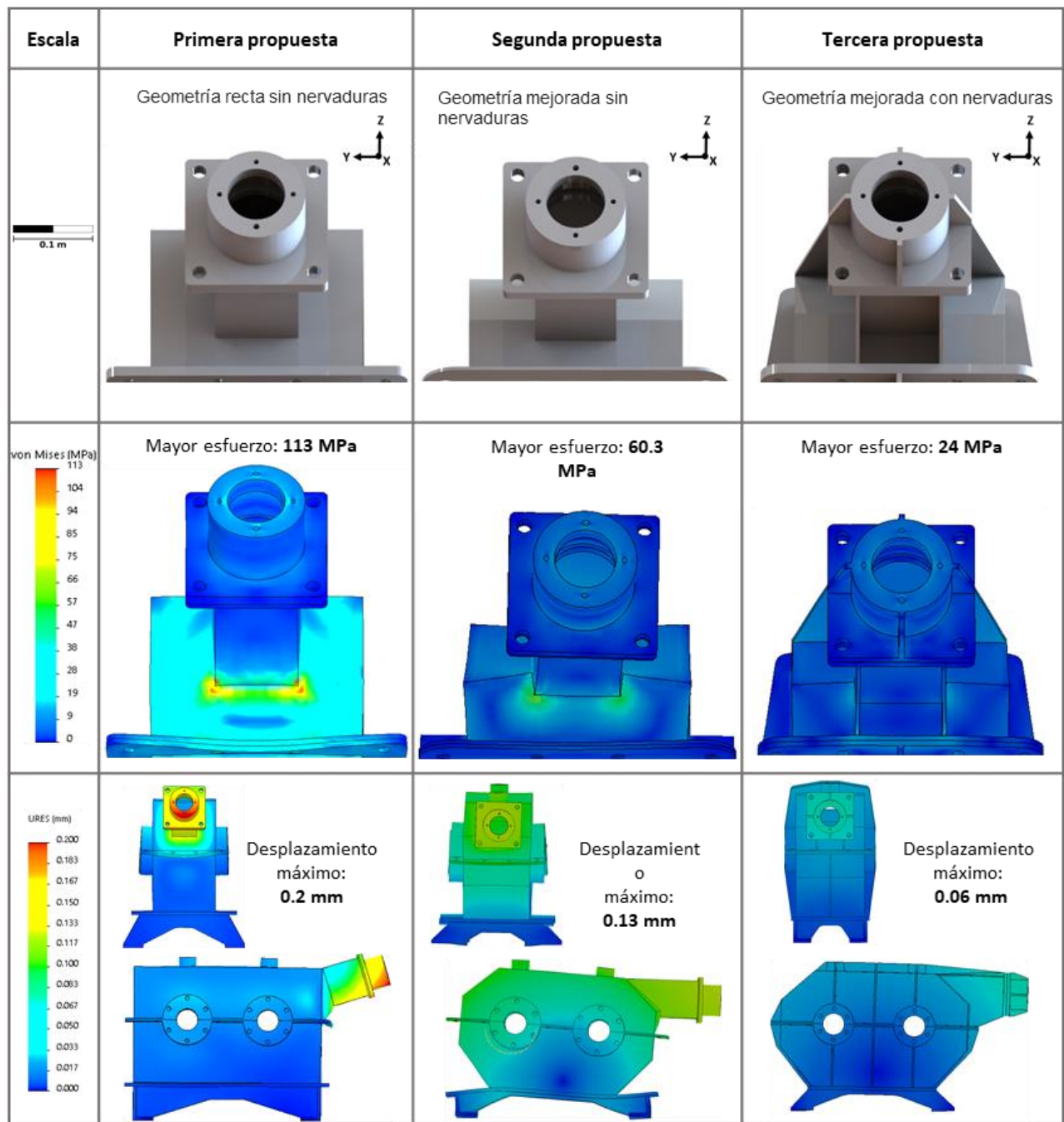


Figura 4.7. Distribución de esfuerzos y desplazamientos en la zona de interés en las tres propuestas de carcasa, cuando el tornillo impulsor trabaja en sentido antihorario. Con el propósito de hacer visibles las deformaciones de la carcasa, estas se presentan amplificadas en una proporción de 1 a 300.

Los esfuerzos y deformaciones mostrados en la figura 4.7 se comparan en la tabla 4.2.

Tabla 4.2. Se muestra la comparación de la zona de interés entre las tres propuestas de carcasa.

Propuesta analizada	Esfuerzo máximo en la zona de interés (MPa)	Disminución del esfuerzo máximo * (%)	Desplazamiento máximo en la zona de interés (mm)	Disminución del desplazamiento máximo * (%)
Primera propuesta	113 Mpa	-	0.2 mm	-
Segunda propuesta	60.3 Mpa	46.6 %	0.13 mm	35%
Tercera propuesta	24 Mpa	78.7 %	0.06 mm	70 %

(*) Respecto a la primera propuesta

A partir de los resultados que aparecen en la figura 4.7 y la tabla 4.2, se concluye que la carcasa se rigidiza significativamente al agregarle nervaduras, ya que los esfuerzos y desplazamientos disminuyen considerablemente.

En la tercera propuesta, el esfuerzo máximo disminuyó un 78.7 % y el desplazamiento máximo se redujo un 70 %.

4.4 Análisis de la propuesta final de carcasa considerando tres piezas unidas con tornillos

Se evalúa la propuesta final de carcasa considerando que está dividida en tres partes que se unen con tornillos, figura 4.8. Como ya se mencionó, el estudio de las tres piezas atornilladas conduce a resultados más cercanos a lo que sucede en la realidad, pero utiliza muchos más recursos computacionales que en el caso donde la carcasa se considera de una sola pieza.

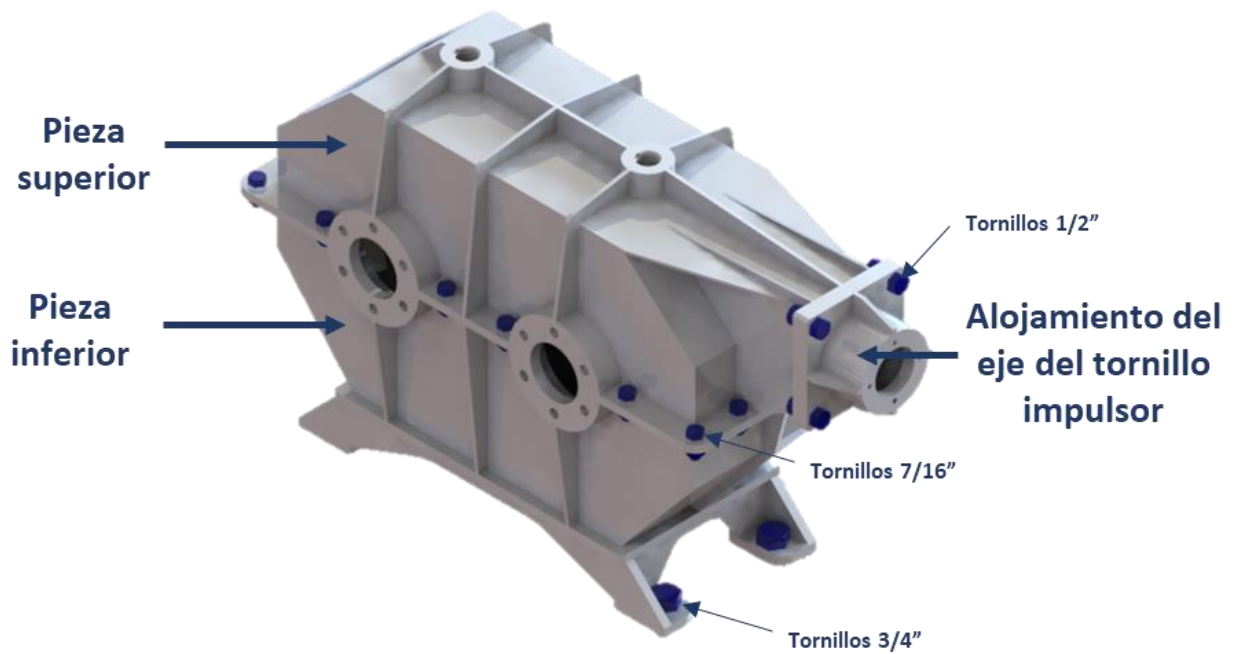


Figura 4.8. Piezas que conforman el modelo de carcasa final. En el análisis de elemento finito se toma en cuenta el contacto entre estas piezas y los tornillos que las unen entre sí.

SOLIDWORKS calcula tanto el par de apriete aplicado a cada tornillo, como los esfuerzos y los desplazamientos de la carcasa.

En la figura 4.9 se muestran los esfuerzos y deformaciones del modelo de carcasa final. A partir de estos resultados se definen las características finales de la carcasa.

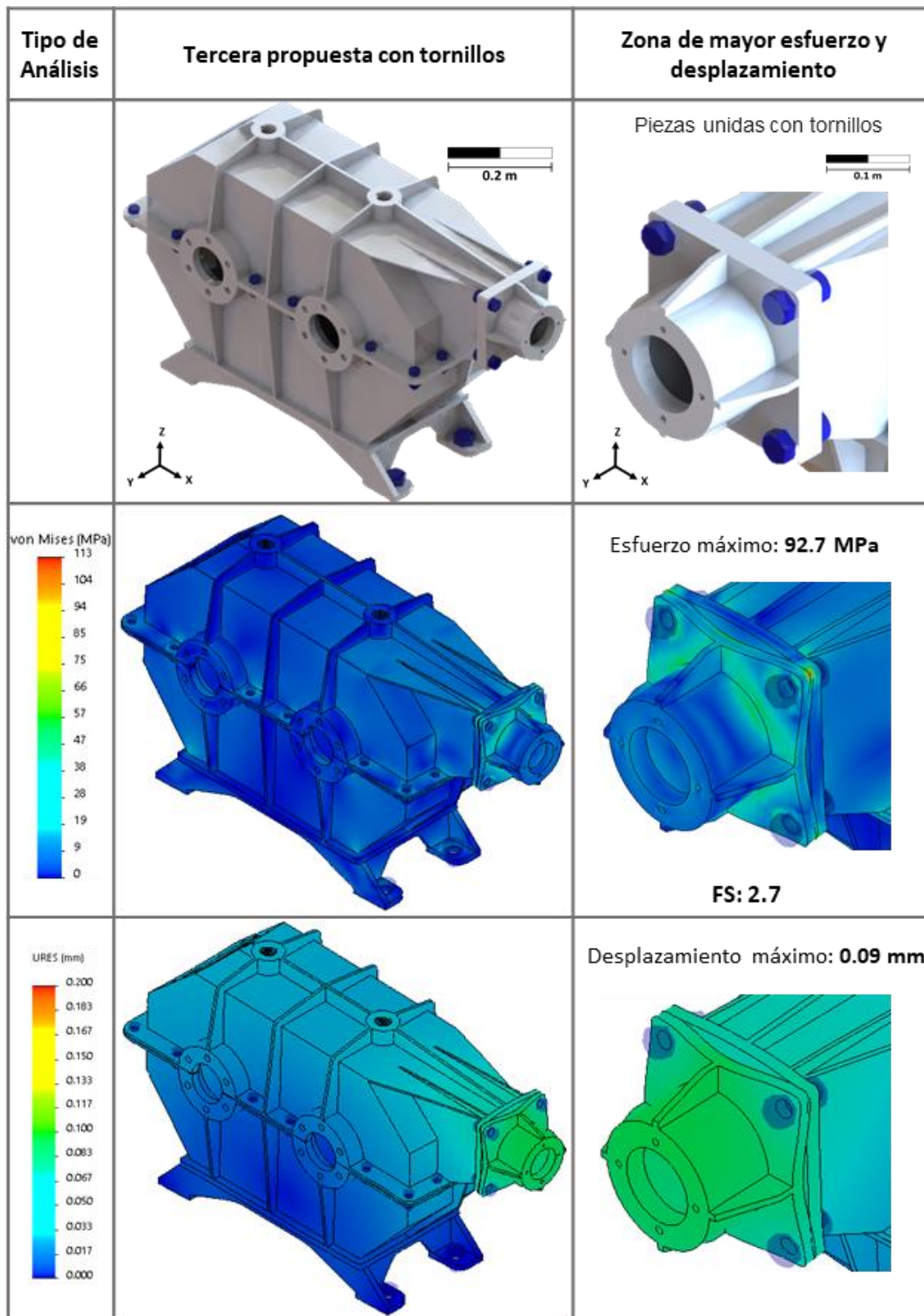


Figura 4.9. Resultados del análisis de esfuerzos y desplazamientos del modelo de carcasa final. Con el propósito de hacer visibles las deformaciones de la carcasa, estas se presentan amplificadas en una proporción de 1 a 300.

A partir de la información de la figura 4.9 se elabora la tabla 4.3, que contiene algunas características del modelo final de carcasa.

Tabla 4.3. Características finales de la carcasa.

Nombre de la propuesta	Factor de seguridad	Esfuerzo máximo (MPa)	Desplazamiento máximo (mm)	Peso de la carcasa (Kg)	Número de piezas de corte	Superficie de las piezas (m^2)
Propuesta final (tercera propuesta)	2.7	92.7	0.09 mm	38.1 Kg	57	0.8014 m^2

Las nervaduras añadidas son suficientes para rigidizar la carcasa ya que se presenta un desplazamiento máximo de sólo 0.09 mm y un esfuerzo máximo de 92.7 MPa. A partir de estos valores y de las características del material, se obtiene un factor de seguridad de 2.7, que es aceptable.

4.5 Análisis de elemento finito de la zona de izaje en el modelo final de carcasa

Se estudian los esfuerzos y los desplazamientos del modelo final de carcasa cuando el reductor se encuentra colgado de la zona de izaje.

El peso total del reductor (mecanismo y carcasa), está soportado por un par de armellas que están atornilladas en las piezas de izaje. Como ya se sabe, el mecanismo pesa aproximadamente 446 N. La carcasa tiene un peso aproximado (W_c) de 381 N. Los elementos cilíndricos donde se atornillan las armellas están manufacturados en acero A36, y tienen una pulgada de diámetro.

El modelo que se analiza con elemento finito se muestra en la figura 4.10. Las fuerzas $\frac{W}{4}$ y W_c , mostradas en la figura 4.10, se aplican en las zonas azul claro. Las restricciones de movimiento que requiere el programa se muestran en color verde.

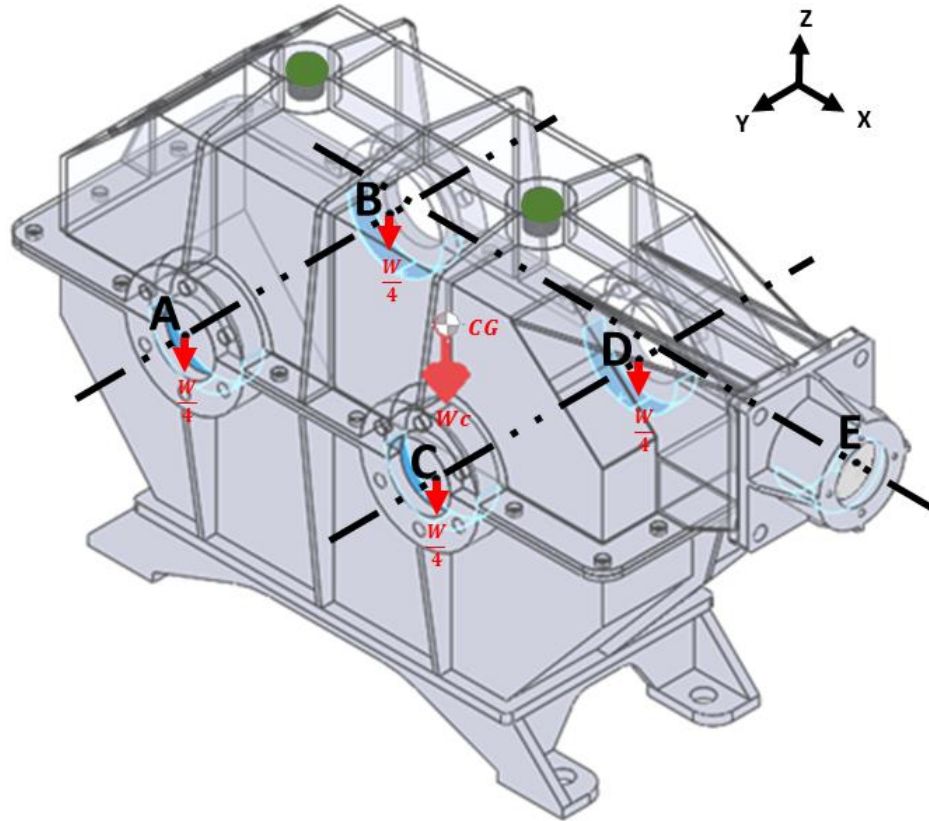


Figura 4.10. Se ilustran los puntos de izaje de la tercera propuesta de carcasa, así como la distribución del peso del mecanismo y de la propia carcasa.

Los resultados del análisis de esfuerzos y desplazamientos se muestran en la figura 4.11. Las nervaduras de la carcasa son suficientes para distribuir adecuadamente los esfuerzos. El desplazamiento máximo y el esfuerzo máximo de la carcasa son de 0.03 mm y de 36.3 MPa respectivamente. El factor de seguridad es de 6.8 cuando el reductor se cuelga de manera estática. Estos valores comprueban que la carcasa resiste al izarse el reductor.

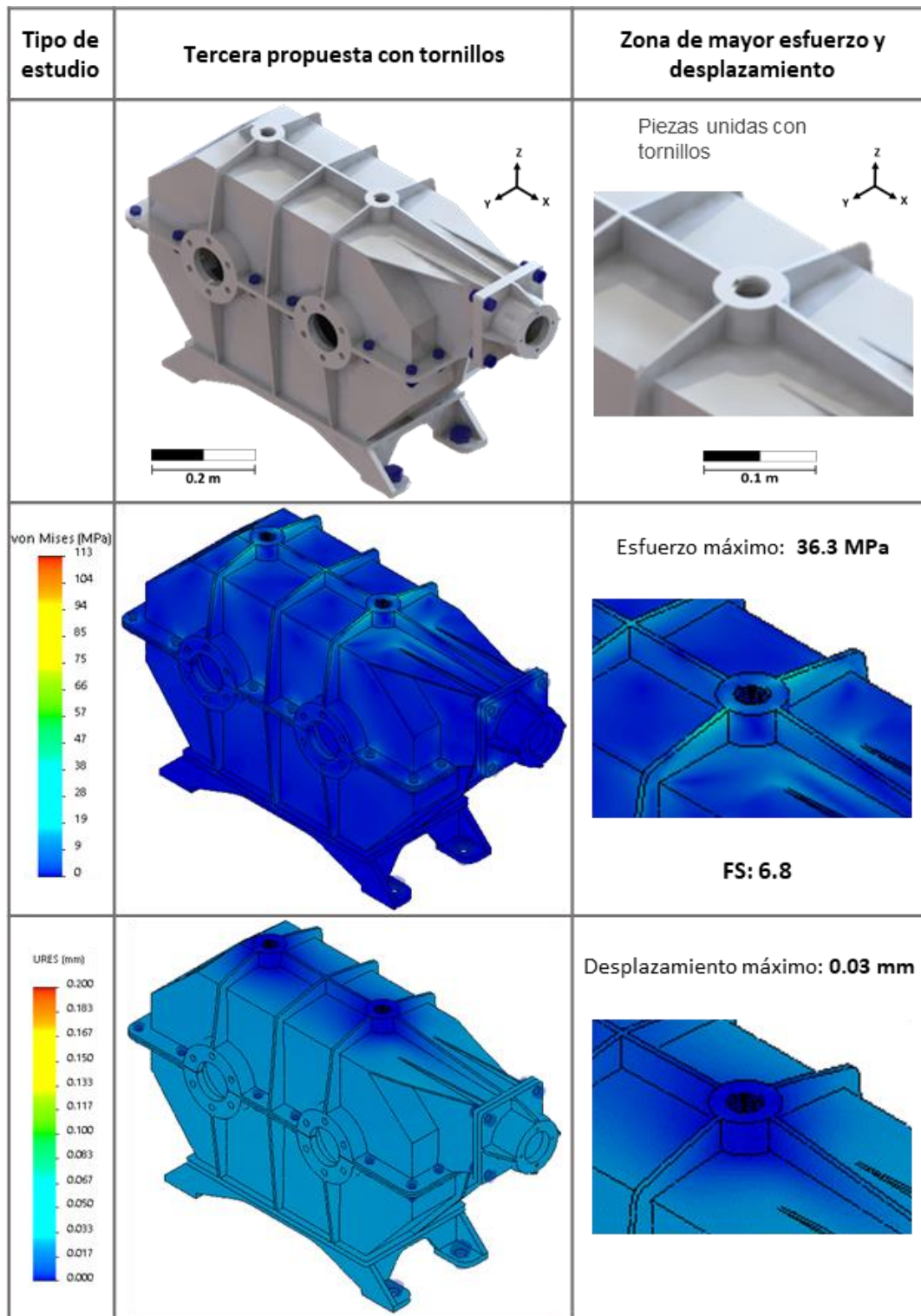


Figura 4.11 Distribución de fuerzas y desplazamientos en la carcasa, cuando el reductor se sujeta de sus puntos de izaje. Con el propósito de hacer visibles las deformaciones de la carcasa, estas se presentan amplificadas en una proporción de 1 a 300.

Capítulo V: Modelo de la carcasa y recomendaciones de manufactura

5.1 Modelo de la carcasa

Siguiendo la metodología de diseño, figura 1.9, se hizo un dibujo de la carcasa, figura 5.1, y se fabricó un modelo físico, figura 5.2.

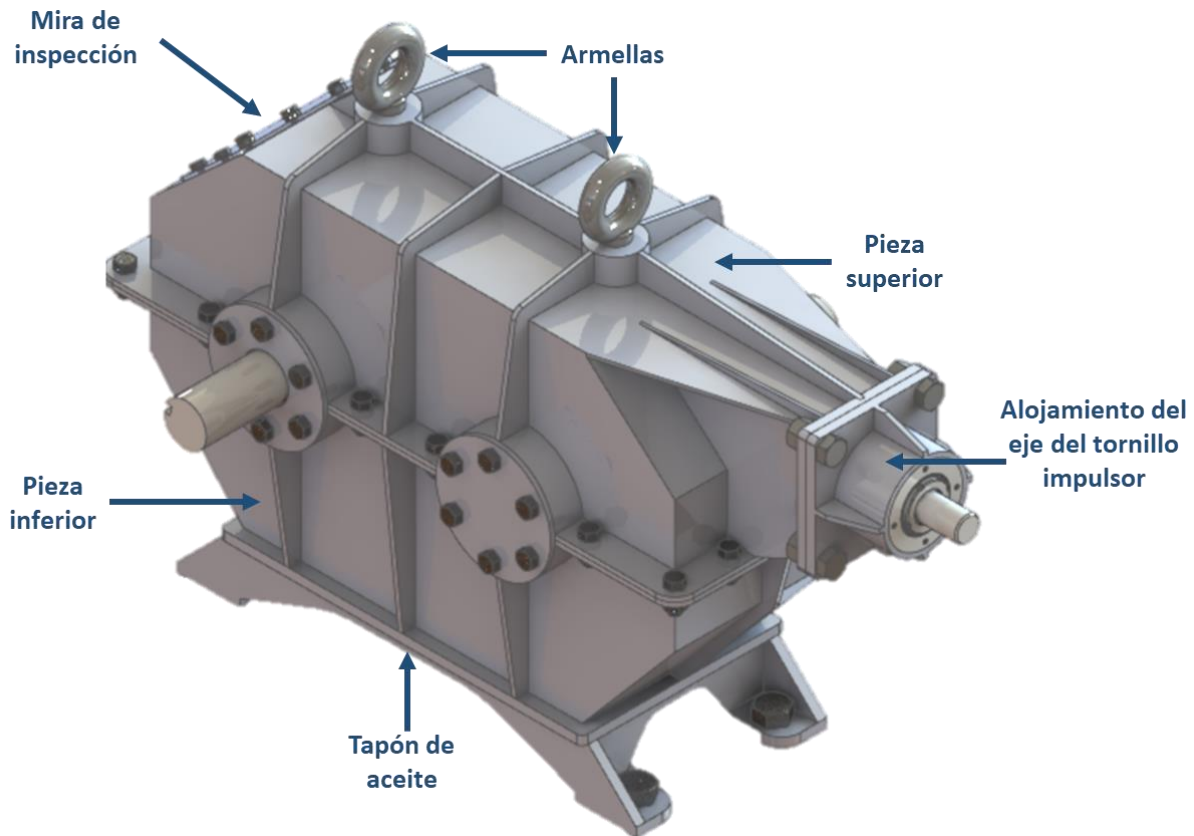


Figura 5.1. Dibujo de la carcasa.

El modelo físico de la carcasa está fabricado en madera (MDF). Las piezas de este modelo se cortaron con rayo láser y se unieron entre sí con pegamento, figura 5.2. En este modelo se encontraron algunos detalles que deben cuidarse al momento de manufacturar la carcasa real. Por ejemplo, se debe seguir un orden para soldar o pegar las piezas, de esta manera no estorban otras piezas pegadas o soldadas anteriormente.

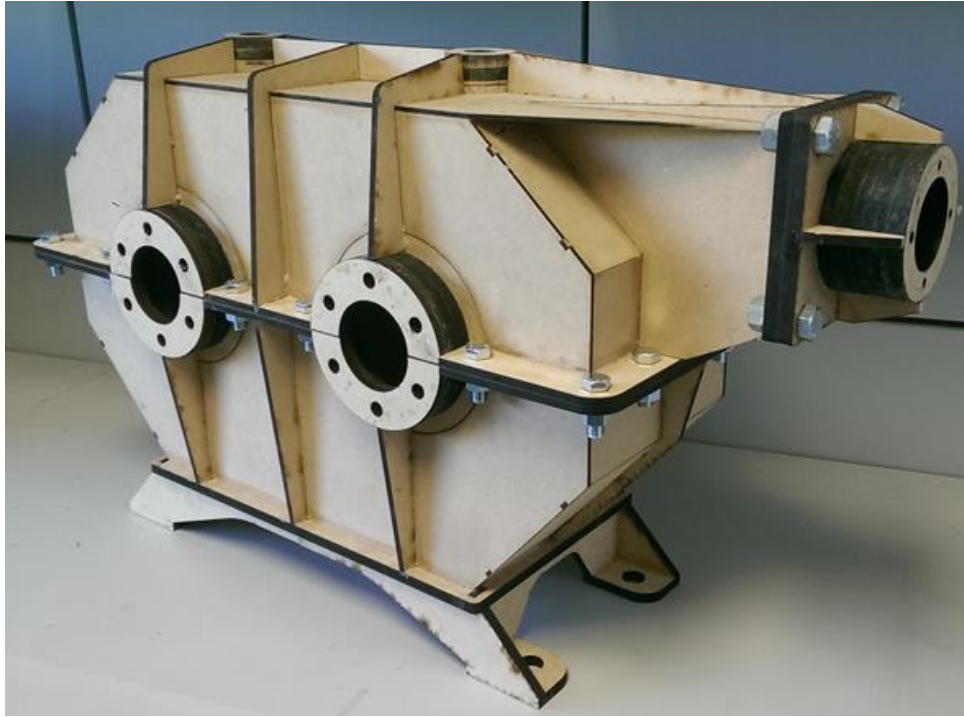


Figura 5.2 Modelo físico de la carcasa fabricado en madera (MDF).

A continuación, se muestran algunos resultados de los análisis que se hicieron a la carcasa, tabla 5.1.

Tabla 5.1. Características de la carcasa final.

Característica	Valor
Material de la carcasa	Acero A36
Peso aproximado de la carcasa	38.1 Kg
Peso aproximado de la carcasa con el mecanismo	82.7 Kg
Dimensiones máximas de la carcasa	270 mm x 752 mm x 435 mm
Factor de seguridad de la carcasa	2.7
Esfuerzo máximo en la carcasa	92.7 MPa

En la tabla 5.2 se muestra una lista de los componentes comerciales que se utilizarían en la fabricación de la carcasa.

Tabla 5.2 Componentes comerciales utilizados en la carcasa.

Componente	Descripción	Cantidad
Rodamientos RLS14	Rodamientos para los ejes 2 y 3	4
Rodamientos 7306 BECBY	Rodamientos para el eje 1	2
Retén 17374	Retén para los ejes 2 y 3	2
Tornillos de 3/4" \varnothing , 1"	Tornillos para fijar la base	4
Tornillos de 7/16" \varnothing , 1"	Tornillos para unir la pieza superior con la pieza inferior	16
Tornillos de 1/2" \varnothing , 1 1/16"	Tornillos para unir el alojamiento del rodamiento del eje 1 con la pieza superior	4
Tornillos de 5/16" \varnothing , 1/2"	Tornillos para las tapas de los alojamientos de los ejes 2 y 3	24
Tornillos de 1/4" \varnothing , 1/2"	Tornillos para la mira de inspección	10
Armellas de 1" \varnothing	Armellas para transportar el reductor	2
Aceite para transmisión	Lubricante	2 litros
Tapón atornillable de 1" con imán	Tapón de aceite	1

5.2 Recomendaciones para manufacturar la carcasa

Como ya se mencionó, si se considera una manufactura a baja escala, la carcasa se fabricaría con placas de acero soldadas.

A continuación, se presenta la propuesta para manufacturar las piezas de placa de acero A36, mostradas en la figura 5.3.

Los espesores de las piezas de la figura 5.3 son: 3/8", 3/16" y 1/8". Estas piezas se pueden cortar con láser o con chorro de agua, para llegar a la precisión que se requiere.

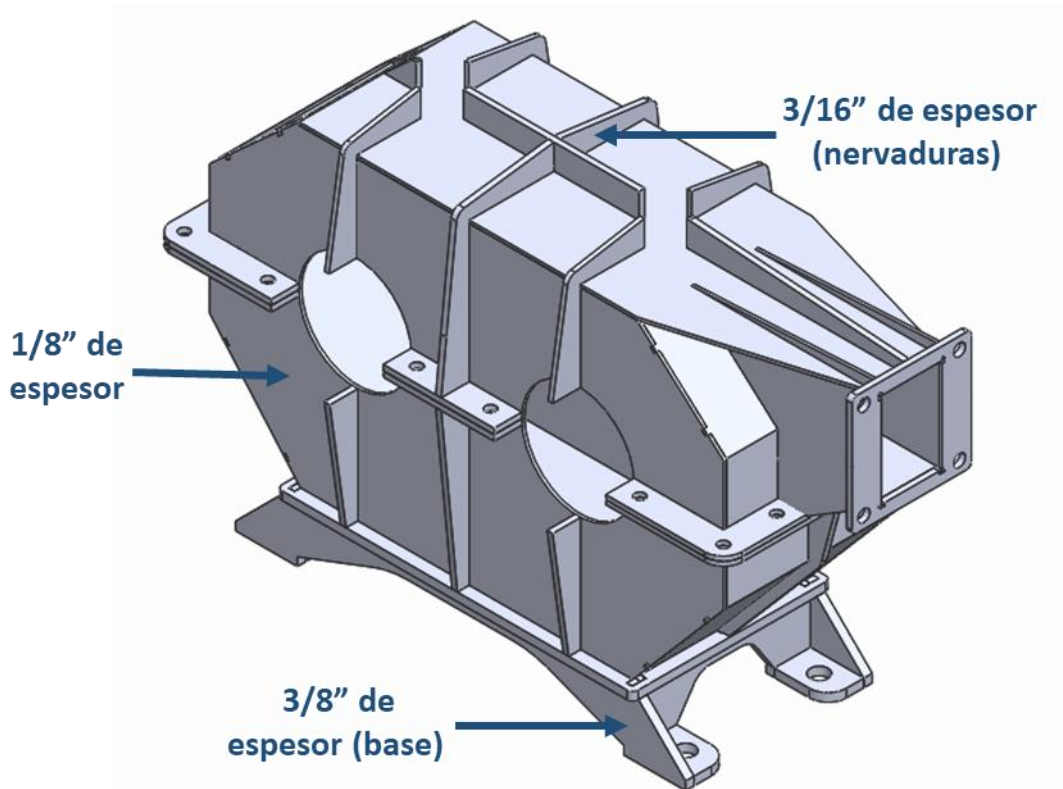


Figura 5.3 Piezas de la carcasa para soldarse.

Dependiendo del tipo de soldadura, se alcanzan distintas temperaturas que pueden deformar a las piezas de 1/8" de espesor. Se recomienda utilizar soldadura MIG o TIG ya que generan menos calor.

Previo a la aplicación de la soldadura, se deben resolver algunos problemas de alineación. Por ejemplo, es esencial mantener la distancia entre centros de los ejes 2 y 3, así como conservar la concentricidad entre el tornillo impulsor y los cuerpos roscados. Para reducir de manera importante estos problemas, algunas piezas tienen pestañas y muescas, figura 5.4.

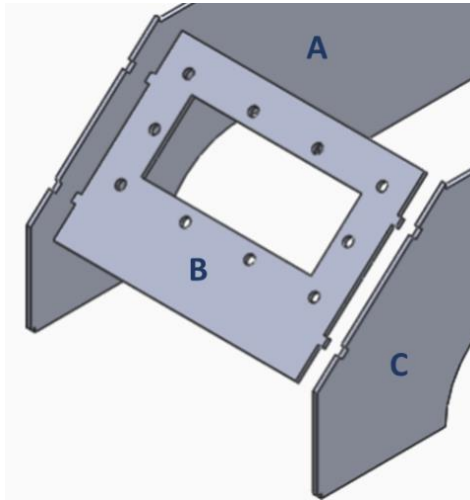


Figura 5.4. Ensamble entre las piezas A, B y C. Nótese que las piezas A y C tienen muescas, y la pieza B tiene pestañas que facilitan la alineación.

Se propone utilizar una pieza auxiliar que mantenga fija la distancia entre centros de los alojamientos de los rodamientos, antes de que estas se suelden a la carcasa, figura 5.5.

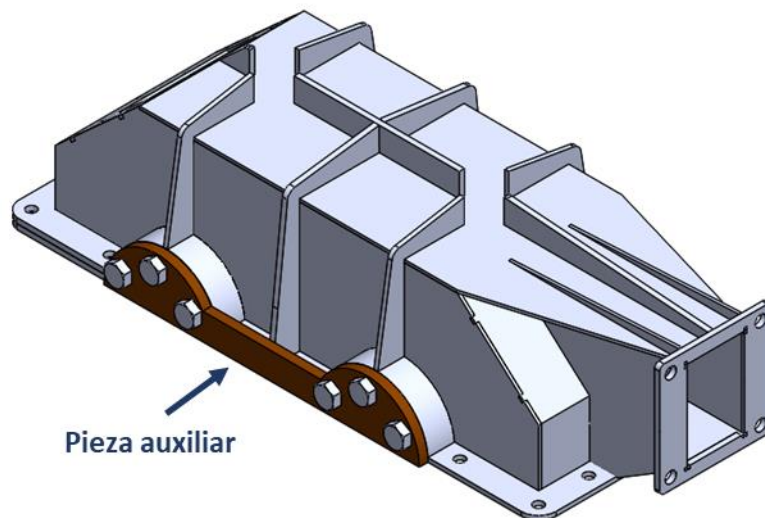


Figura 5.5. Previo a la aplicación de soldadura, se atornilla una placa auxiliar en los alojamientos de los rodamientos. En esta forma se mantiene fija la distancia entre centros de los ejes 2 y 3.

Conclusiones

Se calcularon las fuerzas generadas por el mecanismo del RTICR que actúan sobre la carcasa. Además, para definir algunas fuerzas se hizo un experimento, con un pequeño reductor de engranes, que ayudó a calcular los momentos de volcadura y sus reacciones en la carcasa. Se calcularon los esfuerzos y desplazamientos en las tres propuestas de carcasa; los menores esfuerzos se presentan en la tercera de ellas y se considera como la carcasa final.

Respecto a la carcasa final se concluye lo siguiente:

- 1) La fuerza de mayor magnitud que recibe la carcasa es de 9582 N, y se aplica sobre el alojamiento de los rodamientos, del eje del tornillo impulsor.
- 2) El momento de volteo máximo, originado durante la operación del reductor, es de 326 Nm y provocaría la volcadura de la carcasa, si no estuviera anclada.
- 3) La tercera propuesta de carcasa, propuesta final, presenta un esfuerzo máximo de 92.7 MPa y un desplazamiento máximo de 0.09 mm, con un factor de seguridad de 2.7. Este valor se considera satisfactorio puesto que corresponde a la fuerza pico presente en el tornillo impulsor, misma que es el doble de la fuerza presente en operación normal.
- 4) La propuesta final de carcasa pesa aproximadamente 38.1 Kg.
- 5) Al cambiar el sentido de rotación de los ejes, los esfuerzos y deformaciones de la carcasa varían menos del 5% entre un sentido de rotación y otro.
- 6) La elección adecuada de la calidad de malla permitió tener mayor certidumbre en los resultados del elemento finito, sin requerir recursos computacionales excesivos.

El modelo de carcasa construido en madera, a escala real, permitió identificar aspectos que deben tomarse en cuenta durante el proceso de manufactura:

- 7) Los archivos de dibujo que se crearon para la fabricación del modelo en madera se pueden utilizar directamente en la manufactura de una carcasa en acero, ver apéndice F.
- 8) Las muescas y pestañas que se implementaron en el modelo construido en madera facilitaron significativamente el montaje y alineación de las partes que lo integran. Se espera que al soldar las piezas de un modelo de carcasa metálico no se altere de manera importante la alineación que requieren los ejes del mecanismo.

La mayor dificultad al diseñar la carcasa fue calcular las fuerzas que genera el mecanismo del RTICR, ya que actualmente es un reductor novedoso, y no se encontraron antecedentes de la forma de analizar tales fuerzas.

El más valioso aprendizaje que obtuvo el autor de este trabajo fue entender cómo proponer, cuestionar y desarrollar ideas, que contribuyeran a la solución de problemas reales.

Trabajo a futuro

En este trabajo se estudió al RTICR cuando funciona únicamente como reductor de velocidad. Sin embargo, su mecanismo puede operar también como amplificador de velocidad, con una relación de amplificación de 46 a 1. Por ello sería conveniente calcular las fuerzas, esfuerzos y desplazamientos que se presentan en la carcasa bajo esta condición.

Si se cambiara el tamaño del tornillo impulsor o de alguno de los elementos del mecanismo del RTICR, se tendría que rediseñar la carcasa.

Dadas las características favorables del RTICR, se espera encontrar aplicaciones en la industria, por lo que, desde luego, la carcasa estaría acorde con los requerimientos de la aplicación.

Referencias

- [1] E. Chicurel, F. Gutiérrez, A. Corona, L. González y C. Solís, “Reductor de velocidad de gran capacidad de carga, gran reducción y elevada eficiencia”, *Gaceta del Instituto de Ingeniería UNAM*, vol. 126, pp. 7-10, Julio-Agosto 2017.
- [2] E. Chicurel y F. Gutiérrez, “Speed Reducer”, Patent: US 9 234 570, January, 12, 2016.
- [3] E. Chicurel y F. Gutiérrez, “Driving screw and chain speed reducer”, Patent: US 9 927 012, March, 27, 2018.
- [4] D. Ramírez, “Reductor de velocidad de tornillo de rodillos y cadena”, Tesis de licenciatura, Facultad de Ingeniería, UNAM, México, D.F., 2013.
- [5] C. Mercadillo, “Desarrollo de un reductor de velocidad de alto par y alta eficiencia”, Tesis de licenciatura, Facultad de Ingeniería, UNAM, México, D.F., 2015.
- [6] R. Franco, M. Blas, “Modelo matemático para determinar el esfuerzo máximo en carcasas soldadas de cajas reductoras a partir de métodos analíticos y resultados de simulación FEM”, Pontificia Universidad Católica del Perú, pp. 1 y 2, 2017.
- [7] G. Reghellin, “Procedimiento para el diseño de carcasas soldadas para cajas reductoras de media y alta potencia con optimización de los parámetros geométricos principales”, Tesis de licenciatura, Facultad de Ciencias e Ingeniería, Pontificia Universidad Católica del Perú, Perú, Lima, pp. 19-21, 2014.
- [8] A. Álvarez, R. Pérez y C. Riba, “Metodología para el diseño de carcasas”, Congreso Internacional Conjunto XVII INGEGRAF - XV ADM, Sevilla, España, pp. 4, 2005.
- [9] R. Norton, *Diseño de Máquinas Un enfoque integrado*, México: Pearson Educación, pp. 849 y 927, 2011.
- [10] J. Keith y R. Budynas, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, México: McGraw-Hill Interamericana, pp. 865 y 942, 2008.
- [11] C. Tirupathi y B. Ashok, *Elemento Finito en Ingeniería*, México: Prentice Hall, pp. 412, 1999.
- [12] DASSAULT SYSTEMES (2016). Ayuda de SOLIDWORKS. [En línea]. <http://help.solidworks.com>.
- [13] Drive Chain Catalog. Catalog No. DE1702, 2017/03 TSUBAKIMOTO CHAIN CO.

Apéndices

Apéndice A. Características de las catarinas

<h1 style="margin: 0;">No. 80</h1> <h2 style="margin: 0;">1" Pitch</h2>	<h1 style="margin: 0;">All Steel</h1> <h2 style="margin: 0;">Stock Sprockets</h2>	
---	---	--

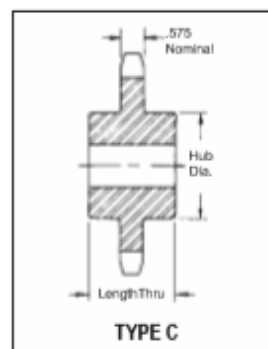
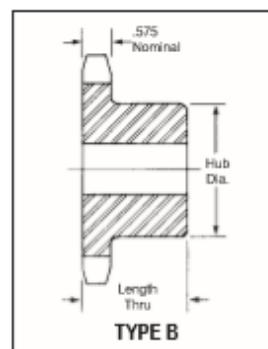
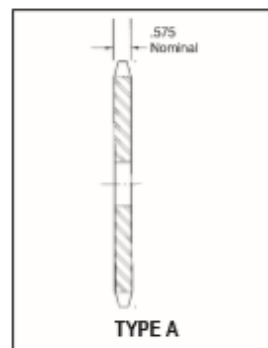
Single-Type B & C

Single-Type A

No. Teeth	Catalog Number	Outside Diameter	Type	Bore (inches)		Hub (inches)		Weight Lbs (Approx.)	Type	Catalog Number	Stock Bore	Weight Lbs. (Approx.)
				Stock	Res. Max.	Dia.	Length Thru					
8	80B8	3.010	B	1	1	1%*	1%	1.4	A	80A9	%	.8
9	80B9	3.350	B	1	1%	2%*	1%	1.6	A	80A10	%	1.0
10	80B10	3.680	B	1	1%	2%*	1%	2.2	A	80A11	%	1.3
11	80B11	4.010	B	1	1%	2%*	1%	3.2	A			
12	80B12	4.330	B	1	1%	3%*	1%	3.4	A	80A12	%	1.5
13	80B13	4.660	B	1	2	3	1%	3.5	A	80A13	%	1.8
14	80B14	4.980	B	1	2%	3%	1%	4.1	A	80A14	%	2.2
15	80B15	5.300	B	1	2%	3%	1%	5.3	A	80A15	%	2.5
16	80B16	5.630	B	1	2%	4	1%	5.9	A	80A16	%	2.9
17	80B17	5.950	B	1	2%	4	1%	6.6	A	80A17	%	3.3
18	80B18	6.270	B	1	2%	4%	1%	7.3	A	80A18	%	3.7
19	80B19	6.590	B	1	2%	4%	1%	7.8	A	80A19	%	4.1
20	80B20	6.910	B	1	2%	4%	1%	8.4	A	80A20	%	4.7
21	80B21	7.240	B	1	2%	4%	1%	9.4	A	80A21	%	4.9
22	80B22	7.560	B	1	2%	4%	1%	10.0	A	80A22	%	5.5
23	80B23	7.880	B	1	2%	4%	1%	10.7	A	80A23	%	6.3
24	80B24	8.200	B	1	2%	4%	1%	11.3	A	80A24	%	6.7
25	80B25	8.520	B	1	2%	4%	1%	11.9	A	80A25	%	7.2
26	80B26	8.840	B	1%	3%	4%	2	14.3	A	80A26	1%	7.8
27	80B27	9.160	B	1%	3%	4%	2	15.4	A	80A27	1%	8.6
28	80B28	9.480	B	1%	3%	4%	2	16.0	A	80A28	1%	9.3
29	80B29	9.800	B	1%	3%	4%	2	17.1	A	80A29	1%	9.8
30	80B30	10.110	B	1%	3%	4%	2	17.4	A	80A30	1%	10.7
31	80B31	10.430	B	1%	3%	4%	2	18.7	A	80A31	1%	11.3
32	80B32	10.750	B	1%	3%	4%	2	19.5	A	80A32	1%	12.1
33	80B33	11.070	B	1%	3%	4%	2	19.6	A	80A33	1%	13.6
34	80B34	11.390	B	1%	3%	4%	2	21.3	A	80A34	1%	14.3
35	80B35	11.710	B	1%	3%	4%	2	22.1	A	80A35	1%	14.8
36	80B36	12.030	B	1%	3%	4%	2	23.1	A	80A36	1%	16.1
37	80B37	12.350	B	1%	3%	4%	2	23.8	A	80A37	1%	16.8
38	80B38	12.670	B	1%	3%	4%	2	24.7	A	80A38	1%	17.2
39	80B39	12.990	B	1%	3%	4%	2	25.6	A	80A39	1%	17.9
40	80B40	13.310	B	1%	3%	4%	2	26.7	A	80A40	1%	18.9
41	80B41	13.630	B	1%	3%	4%	2	27.8	A	80A41	1%	21.0
42	80B42	13.940	B	1%	3%	4%	2	28.7	A	80A42	1%	21.8
43	80B43	14.260	B	1%	3%	4%	2	29.4	A	80A43	1%	23.6
44	80B44	14.580	B	1%	3%	4%	2	29.9	A	80A44	1%	24.3
45	80B45	14.900	B	1%	3%	4%	2	31.4	A	80A45	1%	25.2
46	80B46	15.220	B	1%	3%	4%	2	33.1	A	80A46	1%	26.6
47	80B47	15.540	B	1%	3%	4%	2	34.0	A	80A47	1%	26.4
48	80B48	15.860	B	1%	3%	4%	2	35.5	A	80A48	1%	27.8
49	80B49	16.180	B	1%	3%	4%	2	35.8	A	80A49	1%	28.9
50	80B50	16.500	B	1%	3%	4%	2	37.3	A	80A50	1%	30.9
51	80B51	16.810	B	1%	3%	4%	2	38.6	A	80A51	1%	32.2
52	80B52	17.130	B	1%	3%	4%	2	39.4	A	80A52	1%	33.0
53	80B53	17.450	B	1%	3%	4%	2	41.3	A	80A53	1%	34.9
54	80B54	17.770	B	1%	3%	5%	2	44.7	A	80A54	1%	36.6
55	80B55	18.090	B	1%	3%	5%	2	45.6	A	80A55	1%	37.5
56	80B56	18.410	B	1%	3%	5%	2	47.5	A	80A56	1%	39.4
57	80B57	18.730	B	1%	3%	5%	2	48.5	A	80A57	1%	40.4
58	80B58	19.040	B	1%	3%	5%	2	50.5	A	80A58	1%	41.3
59	80B59	19.360	B	1%	3%	5%	2	52.1	A	80A59	1%	42.9
60	80B60	19.680	B	1%	3%	5%	2	54.5	A	80A60	1%	45.3
65	80B65	21.270	B	1%	3%	5%	2	61.8	A	80A65	1%	52.2
70	80C70	22.870	C	1%	4%	6%	3%	75.7	A	80A70	1%	59.8
72	80C72	23.500	C	1%	4%	6%	3%	81.4	A	80A72	1%	65.7
76	80C76	24.780	C	1%	4%	6%	3%	87.8	A	80A76	1%	70.2
80	80C80	26.050	C	1%	4%	6%	3%	89.9	A	80A80	1%	79.6
84	80C84	27.330	C	1%	4%	6%	3%	99.2	A	80A84	1%	86.1
90	80C90	29.240	C	1%	4%	6%	3%	106	A	80A90	1%	101
96	80C96	31.150	C	1%	4%	6%	3%	117	A	80A96	1%	120
112	80C112	36.240	C	1%	4%	6%	3%	154	A	80A112	1%	165

* Has recessed groove in hub for chain clearance.

Maximum bores shown will accommodate standard keyseat and setscrew over keyseat. Slightly larger bores are possible with no keyseat, shallow keyseat, or setscrew at angle to keyseat.



Apéndice B. Características de los actuadores mecánicos Exlar

Estos actuadores incluyen un tornillo impulsor de rodillos*

The following table gives the continuous force, linear speed and travel life ratings for the I Series actuators.

PRODUCT	Approx. Frame Size In (mm)	Continuous Force lbf (N)	Speed at rated RPM In/Sec (mm/Sec)	Life at Rated Continuous Force In-h x 10 ⁶ (mm x 10 ⁶)	Dynamic Load Rating lbf (N)	Screw lead In (mm)	Allowable Input torque* lbf-in (Nm)	Rated Input RPM
IM20-xx01	2 (51)	578 (2571)	8.33 (212)	2.9 (73.7)	1782 (7927)	0.1 (2.54)	11.5 (1.3)	5000
IM20-xx02	2 (51)	289 (1286)	16.67 (423)	13.1 (332.7)	1165 (5182)	0.2 (5.08)	11.5 (1.3)	5000
IM20-xx04	2 (51)	145 (645)	33.33 (847)	44.7 (1135.4)	696 (3096)	0.4 (10.16)	11.5 (1.3)	5000
IX20-xx01	2 (51)	578 (2571)	8.33 (212)	7.8 (198.2)	2470 (10987)	0.1 (2.54)	11.5 (1.3)	5000
IX20-xx02	2 (51)	385 (1713)	16.67 (423)	41.3 (1049)	2273 (10111)	0.2 (5.08)	15.3 (1.73)	5000
IX20-xx04	2 (51)	192 (854)	33.33 (847)	140.6 (3571.2)	1357 (6036)	0.4 (10.16)	15.3 (1.73)	5000
IM30-xx01	3 (76)	1347 (5992)	6.67 (169)	2.1 (53.3)	3657 (16445)	0.1 (2.54)	26.8 (3.03)	4000
IM30-xx02	3 (76)	674 (2996)	13.33 (339)	7.0 (177.6)	2204 (9804)	0.2 (5.08)	26.8 (3.03)	4000
IM30-xx06	3 (76)	269 (1197)	33.33 (847)	346.0 (8788.4)	2383 (10600)	0.5 (12.7)	26.8 (3.03)	4000
IX30-xx01	3 (76)	1347 (5992)	6.67 (169)	5.5 (139.8)	5124 (22793)	0.1 (2.54)	26.8 (3.03)	4000
IX30-xx02	3 (76)	905 (4026)	13.33 (339)	21.5 (546.1)	4300 (19127)	0.2 (5.08)	36.0 (4.07)	4000
IX30-xx06	3 (76)	362 (1610)	33.33 (847)	1059.8 (26918.2)	4649 (20680)	0.5 (12.7)	36.0 (4.07)	4000
IM40-xx01	4 (102)	3966 (17642)	5 (127)	0.4 (10.16)	6124 (27241)	0.1 (2.54)	78.9 (8.91)	3000
IM40-xx02	4 (102)	1983 (8821)	10 (254)	2.1 (53.3)	4353 (19363)	0.2 (5.08)	78.9 (8.91)	3000
IM40-xx06	4 (102)	793 (3527)	25 (635)	32.6 (829)	3193 (14203)	0.5 (12.7)	78.9 (8.91)	3000
IM40-xx08	4 (102)	529 (2363)	37.5 (952)	174.3 (4427.2)	3251 (14461)	0.75 (19.05)	78.9 (8.91)	3000
IX40-xx01	4 (102)	3966 (17642)	5 (127)	1.0 (25.4)	8488 (37757)	0.1 (2.54)	78.9 (8.91)	3000
IX40-xx02	4 (102)	2692 (11975)	10 (254)	6.3 (160)	8492 (37774)	0.2 (5.08)	107.1 (12.1)	3000
IX40-xx06	4 (102)	1077 (4791)	25 (635)	96.9 (2461.2)	6230 (27712)	0.5 (12.7)	107.1 (12.1)	3000
IX40-xx08	4 (102)	718 (3193)	37.5 (952)	517.5 (13144.5)	6343 (28215)	0.75 (19.05)	107.1 (12.1)	3000

Peak force rating = 2X continuous force rating

(*) Exlar I Series actuators. I Series Manual. PN:27667, Rev. Q, 11/12/14, Curtiss-Wright. Página 34.

Apéndice C. Eficiencias de diversos actuadores lineales

Entre estos actuadores se encuentra el actuador Exlar que utiliza un tornillo de rodillos *

	Exlar Roller Screws	Acme Screws	Ball Screws	Hydraulic cylinders	Pneumatic cylinders
Load ratings	Very High	High	High	Very High	High
Lifetime	Very long, many times greater than ball screw	Very low, due to high friction and wear	Moderate	Can be long with proper maintenance	Can be long with proper maintenance
Speed	Very high	Low	Moderate	Moderate	Very high
Acceleration	Very high	Low	Moderate	Very high	Very high
Electronic Positioning	Easy	Moderate	Easy	Difficult	Very Difficult
Stiffness	Very high	Very high	Moderate	Very high	Very low
Shock Loads	Very high	Very high	Moderate	Very high	High
Relative Space Requirements	Minimum	Moderate	Moderate	High	High
Friction	Low	High	Low	High	Moderate
Efficiency	>90%	approx 40%	>90%	<50%	<50%
Installation	Compatible with standard servo electronic controls	User may have to engineer a motion/actuator interface	Compatible with standard servo electronic controls	Complex, requires servo-valves, high pressure plumbing, filtering pumps, linear positioning and sensing	Very complex, requires servo-valves, plumbing, filtering, compressors, linear positioning and sensing
Maintenance	Very low	High due to poor wear characteristics	Moderate	Very high	High
Environmental	Minimal	Minimal	Minimal	Hydraulic fluid leaks & disposal	High noise levels

(*) Exlar – Roller screw basics. <https://exlar.com/content/uploads/2016/11/Roller-Screw-Basics.pdf>

Apéndice D. Experimento para estudiar la volcadura del reductor.

Hipótesis:

Se presentarán giros en un pequeño reductor, al considerarse como cuerpo libre, que dependen del par aplicado en sus ejes.

Dispositivo utilizado para el experimento:

El experimento permite estudiar las direcciones y magnitudes de los giros de un pequeño reductor al estar en operación y sin apoyos.

En cada uno de los ejes del pequeño reductor se acopla una junta que permite el libre movimiento, figura D.1.

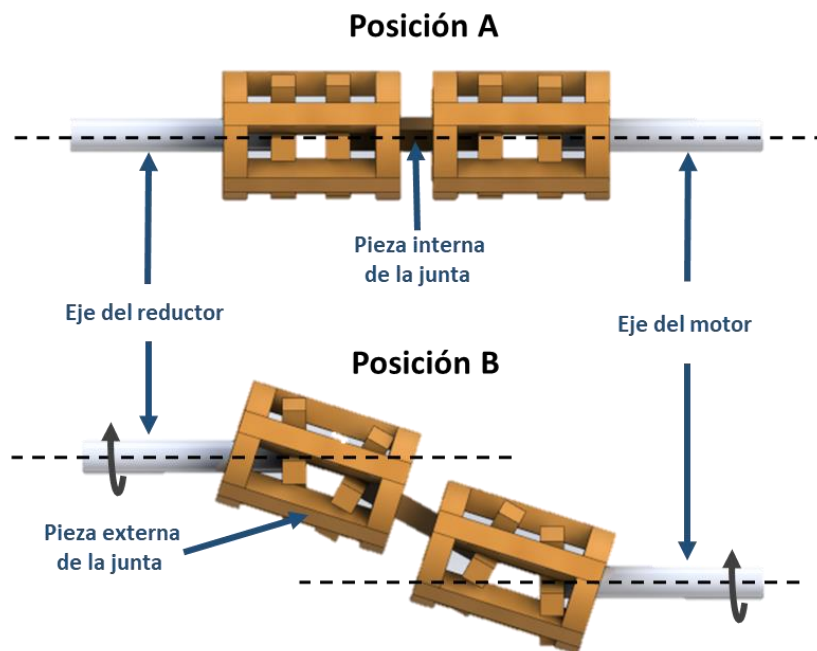


Figura D.1. Junta que permite el movimiento libre del pequeño reductor, cuando se transmite un par.

La junta de la figura D.1 es una articulación que permite el libre movimiento del pequeño reductor, pudiendo pasar de la posición "A" a la posición "B", sin interrumpir la transferencia de par.

En la figura D.2 se muestra el dispositivo utilizado en el experimento. Este dispositivo está construido en madera (MDF).

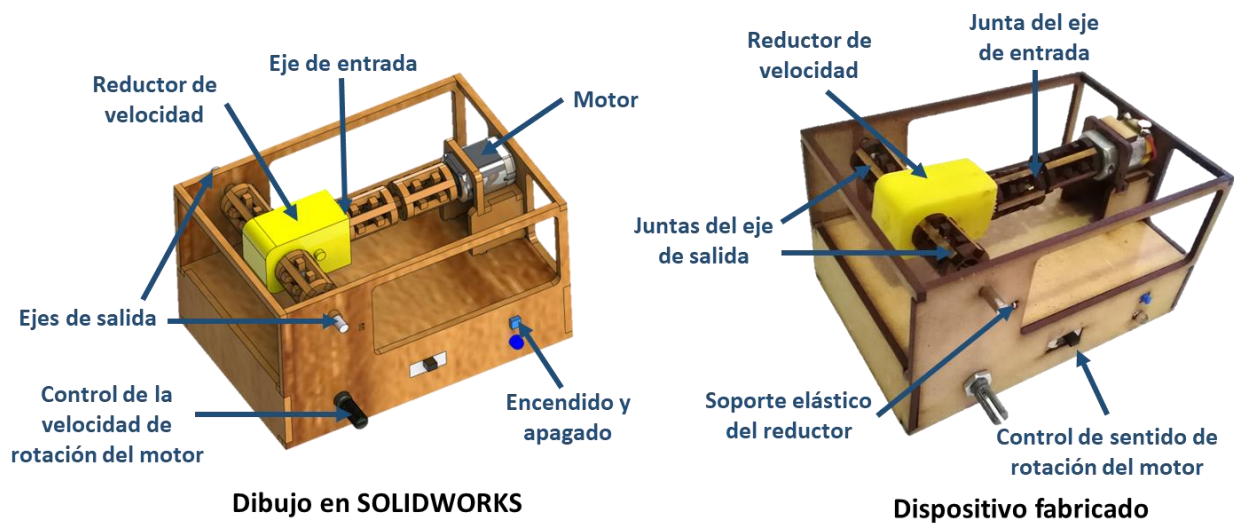


Figura D.2. Dispositivo utilizado en el experimento.

En el dispositivo de la figura anterior es posible regular la velocidad y cambiar el sentido de rotación del motor que está acoplado al eje de entrada del pequeño reductor. Se utiliza el circuito de la figura D.3.

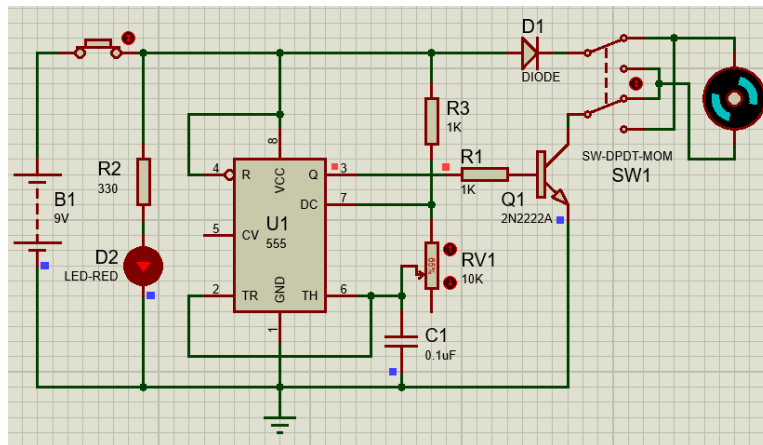


Figura D.3. Circuito que controla la velocidad y el sentido de rotación del motor que impulsa al pequeño reductor.

Procedimiento del experimento:

- 1.- Se enciende el motor del dispositivo, a una velocidad de rotación baja.

- 2.- Enseguida se aplica un par de frenado con la mano, en alguno de los ejes de salida del pequeño reductor, para observar el giro que se produce en el cuerpo del propio reductor.
- 3.- Manteniendo el mismo sentido de rotación del motor, se aumenta la velocidad y se incrementa el par de frenado, observándose las diferencias en la magnitud del giro.
- 4.- Se repiten los pasos 2 y 3 cambiando el sentido de rotación del motor.

Resultados del experimento:

Se observa que el giro de reacción en el pequeño reductor, está conformado por dos componentes: un giro alrededor del eje de entrada y otro alrededor del eje de salida; este último es mucho mayor que el primero. De ello se deduce que la magnitud de cada uno de los momentos de reacción depende de la magnitud del par aplicado sobre cada eje.

Los componentes del giro de reacción tienen dirección contraria al sentido de rotación de sus ejes, ver figura D.4 y D.5.



Figura D.4. Giros en el reductor cuando el eje de entrada rota en sentido horario.



Figura D.5. Giros en el reductor cuando el eje de entrada rota en sentido antihorario.

Apéndice E. Cálculo de las fuerzas que se aplican sobre la carcasa

Cálculo de fuerzas con el eje 1 en sentido antihorario

$\eta = 0.87$; (*Eficiencia aproximada del reductor*)
 $\tau_1 = 24.2$; (*Par pico permisible de operación del tornillo de rodillos[Nm]*)
 $F_t = 4791 * 2$; (*Fuerza pico permisible de operación del tornillo de rodillos[N]*)
 $r = 46$; (*Relación de transmisión del reductor*)
 $W = 446$; (*Peso aproximado del mecanismo en [N]*)
 $a = 0.239$; (*Distancia entre centros del eje 2 con el eje 3, en [m]*)
 $e = 0.293$; (*Distancia en x entre el eje 2 y el punto E, en [m]*)
 $i = 0.181$; (*Distancia entre el punto A y el punto B, en [m]*)
 $o = 0.102$; (*Radio de las catarinas, en [m]*)
 $\tau_2 = \tau_1 * r * \eta$; (*Par en el eje 2, cuando el eje 1 funciona en sentido antihorario, en [Nm]*)
 $\tau_3 = 0$; (*Par en el eje 3, cuando el eje 1 funciona en sentido antihorario, en [Nm]*)
 $\alpha = 79.1464^\circ$; (*Ángulo entre el eje 1 y la fuerza FGE2, en [°]*)
 $\gamma = 41.5811^\circ$; (*Ángulo entre el eje 2 y la fuerza FGA1, en [°]*)

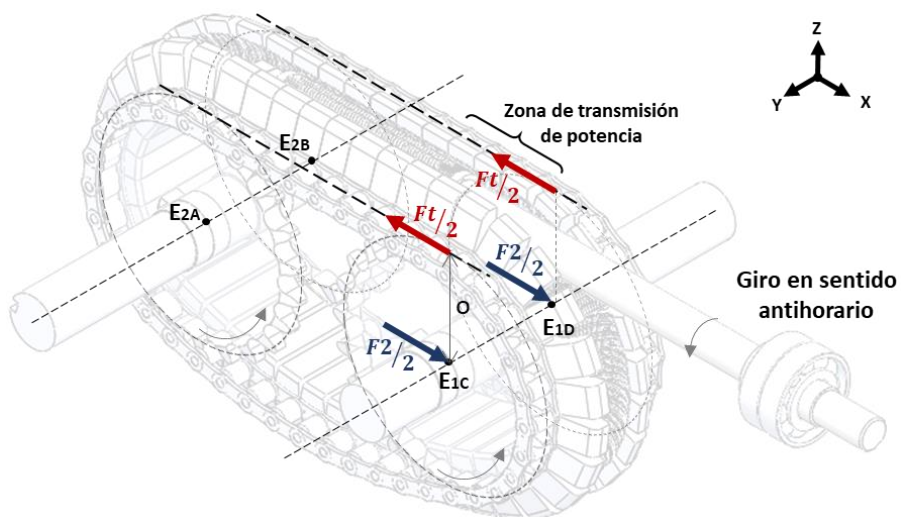
Fuerzas producidas por los elementos del reductor

Fuerzas en el tornillo impulsor :



$F_{IE} = \{-F_t, 0, 0\}$; (*Fuerza de reacción en el punto E, en [N]*)

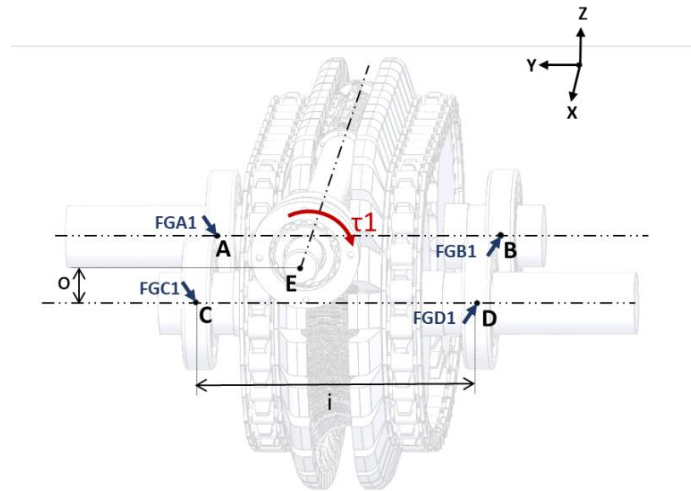
Fuerzas en las catarinas :



$F_2 = \{F_t, 0, 0\}$; (*La fuerza F2 se distribuye en las dos catarinas del eje 2, en [N]*)

sentido antihorario

Fuerzas resultantes por los momentos de volcadura del mecanismo Fuerzas para equilibrar el momento generado por el par en el eje I



$$EM\tau_1 = -\tau_1 + \left(\sqrt{\left(\frac{i}{2}\right)^2 + o^2} \right) (FGC1 + FGA1 + FGB1 + FGD1) = 0; \text{ (*Suma de momentos debido al eje 1*)}$$

$$E2 = FGA1 - FGB1 = 0; \text{ (*FGAe=FGBe=FGCe=FGDe, al estar a la misma distancia del eje 1:*)}$$

$$E3 = FGA1 - FGC1 = 0; \text{ (*FGAe=FGBe=FGCe=FGDe, al estar a la misma distancia del eje 1:*)}$$

$$E4 = FGA1 - FGD1 = 0; \text{ (*FGAe=FGBe=FGCe=FGDe, al estar a la misma distancia del eje 1:*)}$$

Solve[{EM τ_1 , E2, E3, E4}, {FGA1, FGB1, FGC1, FGD1}]

|resuelve

{ { FGA1 \rightarrow 44.3676, FGB1 \rightarrow 44.3676, FGC1 \rightarrow 44.3676, FGD1 \rightarrow 44.3676 } }

$$FGA1 = \{0, -44.3676 \cos[\gamma], -44.3676 \sin[\gamma]\};$$

$$FGB1 = \{0, -44.3676 \cos[\gamma], 44.3676 \sin[\gamma]\};$$

$$FGC1 = \{0, -44.3676 \cos[\gamma], -44.3676 \sin[\gamma]\};$$

$$FGD1 = \{0, -44.3676 \cos[\gamma], 44.3676 \sin[\gamma]\};$$

$$FGE1 = \{0, 0, 0\};$$

"La suma de los momentos provocados por las fuerzas de reacción, es igual al par del eje 1:"

$$\left(\sqrt{\left(\frac{i}{2}\right)^2 + o^2} \right) (+\text{Norm}[FGC1] + \text{Norm}[FGD1] + \text{Norm}[FGB1] + \text{Norm}[FGA1])$$

"Las fuerzas para equilibrar el momento del eje 1 son:"

$$\text{Norm}[FGA1] // \text{"FGA1 = "}$$

$$FGA1 // \text{"FGA1 = "}$$

$$\text{Norm}[FGB1] // \text{"FGB1 = "}$$

$$FGB1 // \text{"FGB1 = "}$$

$$\text{Norm}[FGC1] // \text{"FGC1 = "}$$

$$FGC1 // \text{"FGC1 = "}$$

$$\text{Norm}[FGD1] // \text{"FGD1 = "}$$

sentido antihorario

```
FGD1 // "FGD1 ="
Norm[FGE1] // "FGE1 ="
[norma
FGE1 // "FGE1 ="
```

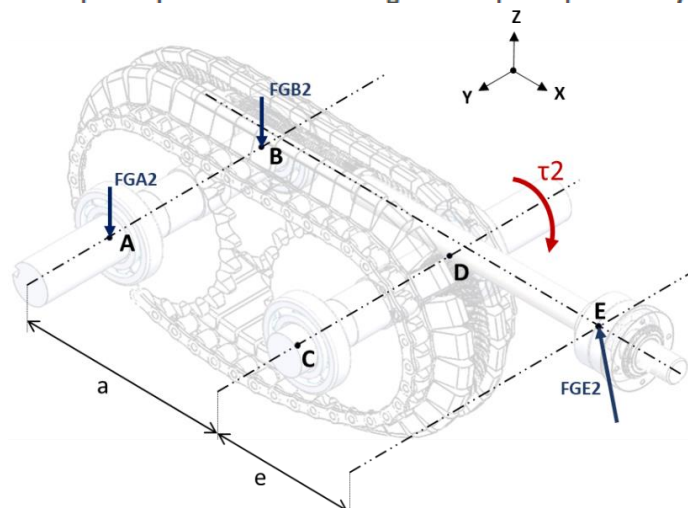
La suma de los momentos provocados por las fuerzas de reacción, es igual al par del eje 1:

24.1991

Las fuerzas para equilibrar el momento del eje 1 son:

```
FGA1 = {44.3676}
FGA1 = {{0, -33.1877, -29.4459}}
FGB1 = {44.3643}
FGB1 = {{0, -33.1877, 29.4408}}
FGC1 = {44.3643}
FGC1 = {{0, -33.1877, -29.4408}}
FGD1 = {44.3676}
FGD1 = {{0, -33.1877, 29.4459}}
FGE1 = {0}
```

Fuerzas para equilibrar el momento generado por el par en el eje 2



$$EM\tau_2 = -\tau_2 + a FGA_2 + a FGB_2 + \left(\sqrt{e^2 + o^2}\right) FGE_2 = 0; \text{ (*Suma de momentos debido al eje 2*)}$$

$$E_2 = FGA_2 - FGB_2 = 0; \text{ (*FGD}_2 = FGC_2 \text{ al estar a la misma distancia del eje de giro*)}$$

(* La suma de las fuerzas de reacción es la fuerza equivalente del momento de giro sobre el eje 2:*)

$$E_3 = FGA_2 + FGB_2 + FGE_2 - \frac{\tau_2}{\sqrt{\left(\frac{(2a+e)}{3}\right)^2 + \left(\frac{o}{3}\right)^2}} = 0;$$

```
Solve[{EMτ2, E2, E3}, {FGA2, FGB2, FGE2}]
```

[resuelve

```
{{ FGA2 → 1337.3, FGB2 → 1337.3, FGE2 → 1061.26 }}
```

sentido antihorario

"Comprobando que la suma de los momentos provocados por las fuerzas de reacción, es igual al par del eje 2:"

FGA2 = {0, 0, -1337.3044};

FGB2 = {0, 0, -1337.3044};

FGC2 = {0, 0, 0};

FGD2 = {0, 0, 0};

FGE2 = {-1061.2603 Cos[α], 0, 1061.2603 Sin[α]};

a Norm[FGA2] + a Norm[FGB2] + (√(e)² + o²) Norm[FGE2]

"Las fuerzas para equilibrar el momento del eje 2 son:"

FGA2 // "FGA2 ="

FGB2 // "FGB2 ="

FGC2 // "FGC2 ="

FGD2 // "FGD2 ="

FGE2 // "FGE2 ="

Comprobando que la suma de los momentos provocados por las fuerzas de reacción, es igual al par del eje 2:

968.484

Las fuerzas para equilibrar el momento del eje 2 son:

FGA2 = {{0, 0, -1337.3}}

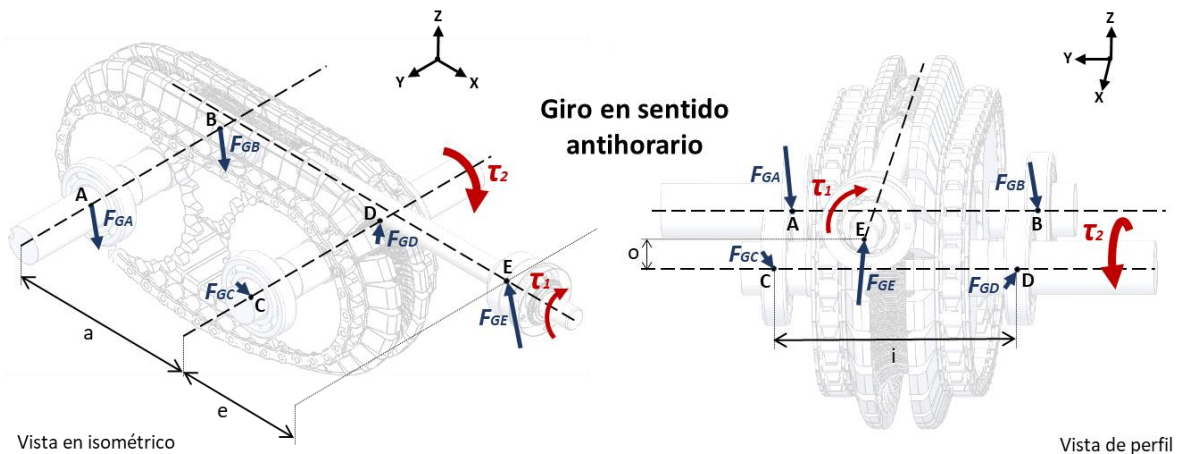
FGB2 = {{0, 0, -1337.3}}

FGC2 = {{0, 0, 0}}

FGD2 = {{0, 0, 0}}

FGE2 = {{-199.835, 0, 1042.28}}

Suma de las fuerzas de reacción debido a los momentos de volcadura



"Fuerzas de reacción que equilibran los momentos de giro del eje 1 y del eje 2:"

FGA = FGA1 + FGA2;

FGB = FGB1 + FGB2;

FGC = FGC1 + FGC2;

FGD = FGD1 + FGD2;

FGE = FGE1 + FGE2;

Norm[FGA] // "FGA ="

FGA // "FGA ="

Norm[FGB] // "FGB ="

```

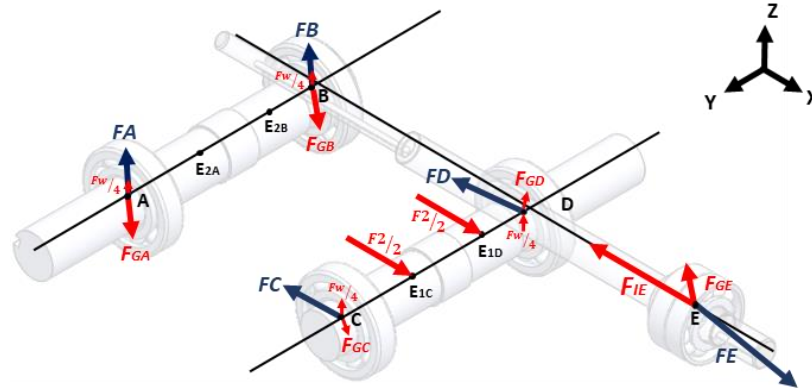
FGB // "FGB ="
Norm[FGC] // "FGC ="
|norma
FGC // "FGC ="
Norm[FGD] // "FGD ="
|norma
FGD // "FGD ="
Norm[FGE] // "FGE ="
|norma
FGE // "FGE ="
Fuerzas de reacción que equilibran los momentos de giro del eje 1 y del eje 2:

FGA = [1367.15]
FGA = [{0, -33.1877, -1366.75}]
FGB = [1308.28]
FGB = [{0, -33.1877, -1307.86}]
FGC = [44.3643]
FGC = [{0, -33.1877, -29.4408}]
FGD = [44.3676]
FGD = [{0, -33.1877, 29.4459}]
FGE = [1061.26]
FGE = [{-199.835, 0, 1042.28}]
(*Comprobación del equilibrio de momentos, vectorialmente*)
ras = {-a, 0, 0};
rbs = {-a, 0, 0};
rcs = {0, 0, 0};
rds = {0, 0, 0};
res = {e, 0, 0};
"Equilibrio debido al momento en el eje 2, que debe ser igual a cero:"
Norm[Cross[ras, FGA] + Cross[rbs, FGB] + Cross[rcs, FGC] + Cross[rds, FGD] + Cross[res, FGE]] - τ2
|norma |producto vectorial |producto vectorial |producto vectorial |producto vectorial |producto vectorial
rae = {0,  $\frac{i}{2}$ , -o};
rbe = {0,  $-\frac{i}{2}$ , -o};
rce = {0,  $\frac{i}{2}$ , -o};
rde = {0,  $-\frac{i}{2}$ , -o};
ree = {0, 0, 0};
"Equilibrio debido al momento en el eje 1, que debe ser igual a cero:"
Norm[Cross[rae, FGA] + Cross[rbe, FGB] + Cross[rce, FGC] + Cross[rde, FGD] + Cross[ree, FGE]] - τ1
|producto vectorial |producto vectorial |producto vectorial |producto vectorial |producto vectorial
Equilibrio debido al momento en el eje 2, que debe ser igual a cero:
-3.35083
Equilibrio debido al momento en el eje 1, que debe ser igual a cero:
-0.000918805

```

sentido antihorario

Fuerzas resultantes sobre los ejes



$F_w = \{0, 0, W\}$; (*Fuerza de reacción debido al peso del mecanismo [N]*)
 (*Suma de las fuerzas para calcular las reacciones en los puntos A,B,C,D,E:*)

$$F_A = -F_{GA} - \frac{F_w}{4};$$

Norm[FA] // "FA ="
 |norma

FA // "FA ="

$$F_B = -F_{GB} - \frac{F_w}{4};$$

Norm[FB] // "FB ="
 |norma

FB // "FB ="

$$F_C = -F_{GC} - \frac{F_2}{2} - \frac{F_w}{4};$$

Norm[FC] // "FC ="
 |norma

FC // "FC ="

$$F_D = -F_{GD} - \frac{F_2}{2} - \frac{F_w}{4};$$

Norm[FD] // "FD ="
 |norma

FD // "FD ="

$$F_E = -F_{GE} - F_{IE};$$

Norm[FE] // "FE ="
 |norma

FE // "FE ="

$$F_A = \{1255.69\}$$

$$F_A = \{\{0, 33.1877, 1255.25\}\}$$

$$F_B = \{1196.82\}$$

$$F_B = \{\{0, 33.1877, 1196.36\}\}$$

$$F_C = \{4791.82\}$$

$$F_C = \{\{-4791, 33.1877, -82.0592\}\}$$

$$F_D = \{4793.19\}$$

$$F_D = \{\{-4791, 33.1877, -140.946\}\}$$

$$F_E = \{9837.21\}$$

$$F_E = \{\{9781.84, 0, -1042.28\}\}$$

Cálculo de fuerzas con el eje 1 en sentido horario

$\eta = 0.87$; (*Eficiencia aproximada del reductor*)

$\tau_1 = 24.2$; (*Par pico permisible de operación del tornillo de rodillos [Nm]*)

$F_t = 4791 * 2$; (*Fuerza pico permisible de operación del tonillo de rodillos [N]*)

$r = 46$; (*Relación de transmisión del reductor*)

$W = 446$; (*Peso aproximado del mecanismo en [N]*)

$a = 0.239$; (*Distancia entre centros del eje 2 con el eje 3, en [m]*)

$e = 0.293$; (*Distancia en x entre el eje 2 y el punto E, en [m]*)

$i = 0.181$; (*Distancia entre el punto A y el punto B, en [m]*)

$o = 0.102$; (*Radio de las catarinas, en [m]*)

$\tau_2 = 0$; (*Par en el eje 2, cuando el eje 1 funciona en sentido horario, en [Nm]*)

$\tau_3 = \tau_1 * r * \eta$; (*Par en el eje 3, cuando el eje 1 funciona en sentido horario, en [Nm]*)

$\alpha = 79.1464^\circ$; (*Ángulo entre el eje 1 y la fuerza FGE2, en [°]*)

$\gamma = 41.5811^\circ$; (*Ángulo entre el eje 2 y la fuerza FGA1, en [°]*)

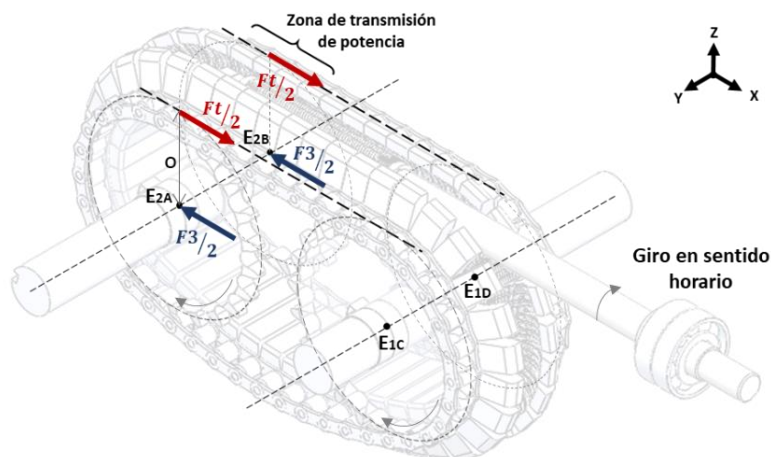
Fuerzas producidas por los elementos del reductor

Fuerzas en el tornillo impulsor :



$F_{IE} = \{F_t, 0, 0\}$; (*Fuerza de reacción en el punto E, en [N]*)

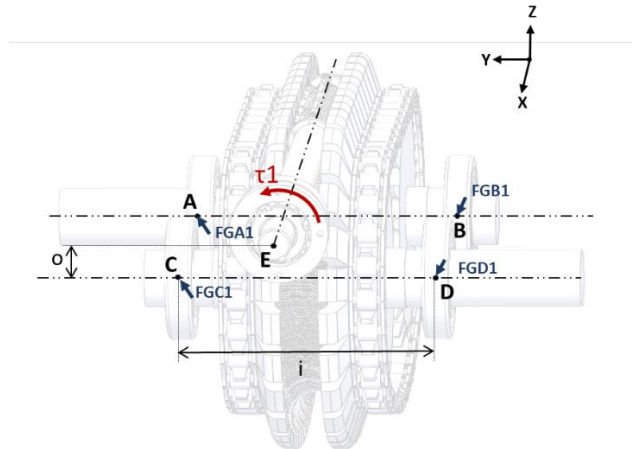
Fuerzas en las catarinas :



$F_3 = \{-F_t, 0, 0\}$; (*La fuerza F_3 se distribuye en las dos catarinas del eje 3, en [N]*)

Fuerzas resultantes por los momentos de volcadura del mecanismo

Fuerzas para equilibrar el momento generado por el par en el eje 1



$$EM\tau_1 = -\tau_1 + \left(\sqrt{\left(\frac{i}{2}\right)^2 + o^2} \right) (FGC1 + FGA1 + FGB1 + FGD1) = 0; \text{ (*Suma de momentos debido al eje 1*)}$$

$$E2 = FGA1 - FGB1 = 0; \text{ (*FGAe=FGBe=FGCe=FGDe, al estar a la misma distancia del eje 1:*)}$$

$$E3 = FGA1 - FGC1 = 0; \text{ (*FGAe=FGBe=FGCe=FGDe, al estar a la misma distancia del eje 1:*)}$$

$$E4 = FGA1 - FGD1 = 0; \text{ (*FGAe=FGBe=FGCe=FGDe, al estar a la misma distancia del eje 1:*)}$$

Solve[{EMτ1, E2, E3, E4}, {FGA1, FGB1, FGC1, FGD1}]

[resuelve]

{ { FGA1 → 44.3676, FGB1 → 44.3676, FGC1 → 44.3676, FGD1 → 44.3676 } }

FGA1 = { 0, 44.3676 Cos [γ], 44.3676 Sin [γ] };
 |coseno |seno

FGB1 = { 0, 44.3676 Cos [γ], -44.3676 Sin [γ] };
 |coseno |seno

FGC1 = { 0, 44.3676 Cos [γ], 44.3676 Sin [γ] };
 |coseno |seno

FGD1 = { 0, 44.3676 Cos [γ], -44.3676 Sin [γ] };
 |coseno |seno

FGE1 = { 0, 0, 0 };

"La suma de los momentos provocados por las fuerzas de reacción, es igual al par del eje 1:"

$$\left(\sqrt{\left(\frac{i}{2}\right)^2 + o^2} \right) \left(\underset{\text{norma}}{+ \text{Norm}[FGC1]} + \underset{\text{norma}}{\text{Norm}[FGD1]} + \underset{\text{norma}}{\text{Norm}[FGB1]} + \underset{\text{norma}}{\text{Norm}[FGA1]} \right)$$

"Las fuerzas para equilibrar el momento del eje 1 son:"

Norm[FGA1] // "FGA1 ="
norma

FGA1 // "FGA1 ="

Norm[FGB1] // "FGB1 ="
norma

FGB1 // "FGB1 ="

Norm[FGC1] // "FGC1 ="
norma

FGC1 // "FGC1 ="

sentido horario

```
FGC1 // "FGC1 ="  
Norm[FGD1] // "FGD1 ="  
|norma  
FGD1 // "FGD1 ="  
Norm[FGE1] // "FGE1 ="  
|norma  
FGE1 // "FGE1 ="
```

La suma de los momentos provocados por las fuerzas de reacción, es igual al par del eje 1:

24.2

Las fuerzas para equilibrar el momento del eje 1 son:

```
FGA1 = [44.3676]
```

```
FGA1 = [{0, 33.1877, 29.4459}]
```

```
GFB1 = [44.3676]
```

```
GFB1 = [{0, 33.1877, -29.4459}]
```

```
FGC1 = [44.3676]
```

```
FGC1 = [{0, 33.1877, 29.4459}]
```

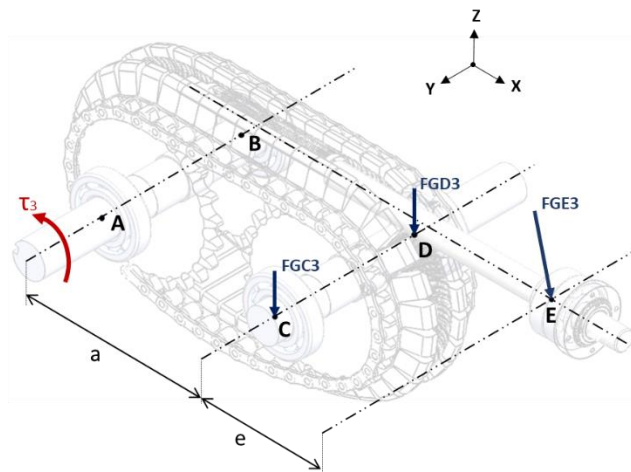
```
FGD1 = [44.3676]
```

```
FGD1 = [{0, 33.1877, -29.4459}]
```

```
FGE1 = [0]
```

```
FGE1 = [{0, 0, 0}]
```

Fuerzas para equilibrar el momento generado por el par en el eje 2



$$EM\tau_3 = -\tau_3 + a FGC_3 + a FGD_3 + \left(\sqrt{(a+e)^2 + o^2} \right) FGE_3 = 0; \text{ (*Suma de momentos debido al eje 3*)}$$

$$E_2 = FGD_3 - FGC_3 = 0; \text{ (*FGD2=FGC2 al estar a la misma distancia del eje de giro*)}$$

(* La suma de las fuerzas de reacción es la fuerza equivalente del momento de giro sobre el eje 3:*)

$$E_3 = FGD_3 + FGC_3 + FGE_3 - \frac{\tau_3}{\sqrt{(a+\frac{e}{3})^2 + (\frac{o}{3})^2}} = 0;$$

```
Solve[{EM\tau3, E2, E3}, {FGC3, FGD3, FGE3}]
```

sentido horario

{ {FGC3 → 961.217, FGD3 → 961.217, FGE3 → 939.693} }

"Comprobando que la suma de los momentos provocados por las fuerzas de reacción, es igual al par del eje 3:"

FGA3 = {0, 0, 0};

FGB3 = {0, 0, 0};

FGC3 = {0, 0, -961.2167};

FGD3 = {0, 0, -961.2167};

FGE3 = {939.6932 Cos[α], 0, -939.6932 Sin[α]};

a Norm[FGC3] + a Norm[FGD3] + (√((a+e)² + o²) Norm[FGE3])

"Las fuerzas para equilibrar el momento del eje 2 son:"

FGA3 // "FGA3 ="

FGB3 // "FGB3 ="

FGC3 // "FGC3 ="

FGD3 // "FGD3 ="

FGE3 // "FGE3 ="

Comprobando que la suma de los momentos provocados por las fuerzas de reacción, es igual al par del eje 3:

968.484

Las fuerzas para equilibrar el momento del eje 2 son:

FGA3 = {{0, 0, 0}}

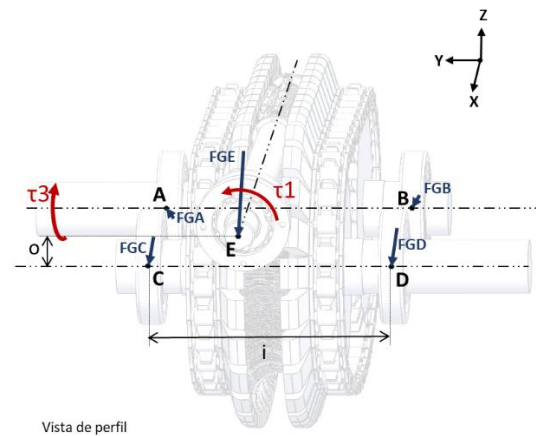
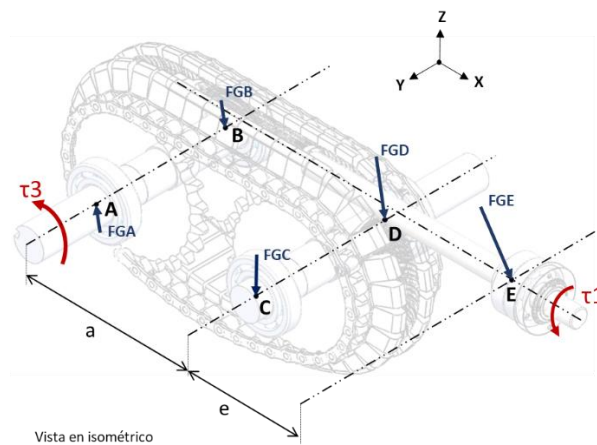
FGB3 = {{0, 0, 0}}

FGC3 = {{0, 0, -961.217}}

FGD3 = {{0, 0, -961.217}}

FGE3 = {{176.944, 0, -922.884}}

Suma de las fuerzas de reacción debido a los momentos de volcadura



"Fuerzas de reacción que equilibran los momentos de giro del eje 1 y del eje 3:"

FGA = FGA1 + FGA3;

FGB = FGB1 + FGB3;

FGC = FGC1 + FGC3;

FGD = FGD1 + FGD3;

FGE = FGE1 + FGE3;

Norm[FGA] // "FGA ="

FGA // "FGA ="

```

Norm[FGB] // "FGB ="
[norma
FGB // "FGB ="
Norm[FGC] // "FGC ="
[norma
FGC // "FGC ="
Norm[FGD] // "FGD ="
[norma
FGD // "FGD ="
Norm[FGE] // "FGE ="
[norma
FGE // "FGE ="
Fuerzas de reacción que equilibran los momentos de giro del eje 1 y del eje 3:

FGA = {44.3676}

FGA = {{0, 33.1877, 29.4459}}

FGB = {44.3676}

FGB = {{0, 33.1877, -29.4459}}

FGC = {932.362}

FGC = {{0, 33.1877, -931.771}}

FGD = {991.218}

FGD = {{0, 33.1877, -990.663}}

FGE = {939.693}

FGE = {{176.944, 0, -922.884}}

(*Comprobación del equilibrio de momentos, vectorialmente*)
ras = {0, 0, 0};
rbs = {0, 0, 0};
rcs = {a, 0, 0};
rds = {a, 0, 0};
res = {a + e, 0, 0};
"Equilibrio debido al momento en el eje 2, que debe ser igual a cero:"
Norm[Cross[ras, FGA] + Cross[rbs, FGB] + Cross[rcs, FGC] + Cross[rds, FGD] + Cross[res, FGE]] - τ3
[producto vectorial | producto vectorial | producto vectorial | producto vectorial | producto vectorial]

rae = {0,  $\frac{i}{2}$ , -0};
rbe = {0,  $-\frac{i}{2}$ , -0};
rce = {0,  $\frac{i}{2}$ , -0};
rde = {0,  $-\frac{i}{2}$ , -0};
ree = {0, 0, 0};
"Equilibrio debido al momento en el eje 1, que debe ser igual a cero:"
Norm[Cross[rae, FGA] + Cross[rbe, FGB] + Cross[rce, FGC] + Cross[rde, FGD] + Cross[ree, FGE]] - τ1
[producto vectorial | producto vectorial | producto vectorial | producto vectorial | producto vectorial]

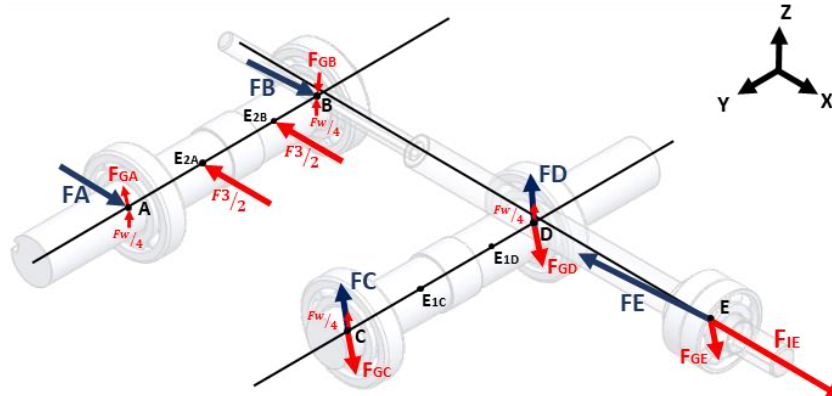
Equilibrio debido al momento en el eje 2, que debe ser igual a cero:
0.129858

Equilibrio debido al momento en el eje 1, que debe ser igual a cero:
-5.84766 × 10-6

```

sentido horario

Fuerzas resultantes sobre los ejes



$F_w = \{0, 0, W\}$; (*Fuerza de reacción debido al peso del mecanismo [N]*)

(*Suma de las fuerzas para calcular las reacciones en los puntos A,B,C,D,E:*)

$$F_A = -F_{GA} - \frac{F_3}{2} - \frac{F_w}{4};$$

Norm[FA] // "FA ="
[norma

FA // "FA ="

$$F_B = -F_{GB} - \frac{F_3}{2} - \frac{F_w}{4};$$

Norm[FB] // "FB ="
[norma

FB // "FB ="

$$F_C = -F_{GC} - \frac{F_w}{4};$$

Norm[FC] // "FC ="
[norma

FC // "FC ="

$$F_D = -F_{GD} - \frac{F_w}{4};$$

Norm[FD] // "FD ="
[norma

FD // "FD ="

$$F_E = -F_{GE} - F_{IE};$$

Norm[FE] // "FE ="
[norma

FE // "FE ="

$$F_A = [4793.19]$$

$$F_A = [{"4791", "-33.1877", "-140.946"}]$$

$$F_B = [4791.82]$$

$$F_B = [{"4791", "-33.1877", "-82.0541"}]$$

$$F_C = [820.942]$$

$$F_C = [{"0", "-33.1877", "820.271"}]$$

$$F_D = [879.789]$$

$$F_D = [{"0", "-33.1877", "879.163"}]$$

$$F_E = [9802.48]$$

$$F_E = [{"-9758.94", "0", "922.884"}]$$

Apéndice F. Archivos de dibujos de la carcasa.

Los archivos de dibujo de la carcasa diseñada se consideran confidenciales, por lo que no se incluyen en este apéndice. Dicha información, se encuentra resguardada en el Instituto de Ingeniería UNAM, por el Dr. Enrique Jaime Chicurel y Uziel, y por el MI Filiberto Gutiérrez Martínez.