

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
**UNIVERSIDAD
CATÓLICA**
DEL PERÚ

**PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO DE CARCASAS
SOLDADAS PARA CAJAS REDUCTORAS DE MEDIA Y ALTA
POTENCIA CON OPTIMIZACIÓN DE LOS PARÁMETROS
GEOMÉTRICOS PRINCIPALES**

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico

que presenta el bachiller:

GIACOMO FRANCO REGHELLIN PALACIOS

ASESOR: Dr. Rosendo Franco Rodríguez

Lima, Noviembre de 2014



© 2014, Giacomo Franco Reghellin Palacios
Se autoriza la reproducción total o parcial,
con fines académicos a través de cualquier
medio o procedimiento, incluyendo la cita
bibliográfica del documento.

RESUMEN

La presente tesis tuvo por objetivo el procedimiento para el diseño y desarrollo de carcasas soldadas para cajas reductoras de ejes paralelos y engranajes cilíndricos. Si bien no se trató a profundidad el tema de los componentes internos de la transmisión, se realizaron cálculos aproximados de resistencia para el dimensionamiento general de los componentes para un caso particular de estudio. Se obtuvieron valores de fuerzas de reacción y dimensiones con lo cual se pudo obtener la geometría básica de la carcasa. A partir de dicha geometría se procedió a realizar una serie de análisis por elementos finitos buscando mitigar esfuerzos más altos y reduciendo áreas del diseño básico que no trabajaban bajo casi ningún esfuerzo. De esta forma se cambió la geometría de la carcasa sin cambiar los parámetros principales, realizando meramente cambios geométricos locales, con la finalidad de transmitir la mayor carga posible. Una vez establecidos los parámetros geométricos principales se procedió a optimizar los espesores, las fuerzas de pre ajuste, el número de tornillos, así como el tamaño de garganta de los cordones de soldadura. De esta forma se obtuvo un factor de seguridad no menor a 2 en cualquier punto de la carcasa, lo que traería consigo una reducción del material. Finalmente, dados los resultados obtenidos en la aplicación particular, se pudo concluir que el procedimiento desarrollado de forma teórica en los capítulos previos puede ser usado como referencia para el diseño de carcasas soldadas para cajas reductoras.



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : **PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO DE CARCASAS SOLDADAS PARA CAJAS REDUCTORAS DE MEDIA Y ALTA POTENCIA CON OPTIMIZACIÓN DE LOS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS PRINCIPALES**

ÁREA : Diseño

PROPUESTO POR : Dr. Rosendo Franco Rodríguez

ASESOR : Dr. Rosendo Franco Rodríguez

TESISTA : Giacomo Franco Reghellin Palacios

CÓDIGO : 20074788

FECHA : 20 de Junio de 2014

DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

El presente trabajo estudia el diseño de las cajas reductoras estacionarias de dos etapas, con engranajes cilíndricos y ejes paralelos horizontales. Dichas cajas reductoras serán fijadas en posición horizontal y los ejes estarán contenidos en un plano paralelo al plano de planta.

El objetivo general consiste en lograr un procedimiento para el diseño de carcasas soldadas para cajas reductoras utilizadas en la industria minera. Asimismo, se busca obtener un diseño paramétrico para las carcasas, identificando con sus componentes principales.



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO DE CARCASAS SOLDADAS PARA CAJAS REDUCTORAS DE MEDIA Y ALTA POTENCIA CON OPTIMIZACIÓN DE LOS PARÁMETROS GEOMÉTRICOS PRINCIPALES

Introducción

1. Fundamentos teóricos.
2. Procedimiento para el diseño paramétrico de carcasas soldadas.
3. Procedimiento para la optimización geométrica.
4. Aplicación del procedimiento general para el diseño de carcasas soldadas.

Conclusiones

Bibliografía

Dr. Rosendo Franco Rodríguez
Asesor



INDICE

RESUMEN	ii
APROBACIÓN DEL TEMARIO	iii
INTRODUCCIÓN	1
OBJETIVOS.....	3
CAPÍTULO 1: FUNDAMIENTOS TEÓRICOS.....	4
1.1. Antecedentes de cajas reductoras	4
1.2. Transmisión.	7
1.2.1. Engranajes cilíndricos	7
1.2.1.1. Dientes rectos	8
1.2.1.2. Dientes helicoidales	9
1.2.1.3. Recomendaciones para alojamientos de engranajes.	11
1.2.2. Rodamientos.....	12
1.2.3. Árboles.....	13
1.3. Procesos de soldadura en plancha de acero.....	13
1.3.1. Tipos de uniones.....	14
1.3.2. Tipos de electrodos.....	16
CAPITULO 2: PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO PARAMÉTRICO DE CARCASAS SOLDADAS.....	18
2.1. Características de las carcasas soldadas para cajas reductoras.....	18
2.1.1. Lubricación y refrigeración	21
2.2. Procedimiento para la obtención de los datos de entrada	22
2.2.1. Cálculo de engranajes	23
2.2.1.1. Cálculo de los diámetros primitivos	24



2.2.1.2.	Determinación del módulo.....	25
2.2.1.3.	Ecuación de Lewis	26
2.2.2.	Cálculo del diámetro mínimo de los árboles	28
2.2.3.	Selección de los rodamientos.....	29
2.2.4.	Cálculo y selección de tornillos	30
2.3.	Diseño paramétrico	32
2.3.1.	Base de la carcasa.....	33
2.3.1.1.	Alojamiento de los rodamientos	34
2.3.1.2.	Superficie de contacto con la tapa	35
2.3.1.3.	Planchas laterales.....	36
2.3.1.4.	Plancha de la base de anclaje	38
2.3.1.5.	Plancha inclinada del fondo de la carcasa	39
2.3.1.6.	Diseño paramétrico básico de la base de la carcasa.....	40
2.3.2.	Tapa de la carcasa.....	41
2.3.2.1.	Planchas laterales y superiores.....	41
2.3.2.2.	Mira de inspección	43
2.3.2.3.	Puntos de izaje	44
2.3.2.4.	Diseño paramétrico básico de la tapa de la carcasa	44
2.3.3.	Diseño paramétrico básico del conjunto.....	45
2.4.	Alternativas de geometría de la carcasa	45
2.4.1.	Posicionamiento de las planchas laterales.....	46
2.4.2.	Nervios rigidizadores.....	48
2.4.3.	Cordones de soldadura.....	50
CAPITULO 3: PROCEDIMIENTO PARA LA OPTIMIZACIÓN GEOMÉTRICA		52
3.1.	Discretización del modelo	52
3.1.1.	Métrica del mallado.....	53
3.1.2.	Métodos de mallado.....	54



3.1.2.1.	Tamaño de los elementos	54
3.1.2.2.	Mapeado de superficies	55
3.2.	Definición de condiciones de contorno	56
3.2.1.	Definición del contacto entre las piezas	56
3.2.2.	Definición de los soportes	57
3.3.	Definición de las cargas	58
3.4.	Estrategia para la simulación	58
3.4.1.	Simulación en el modelo simplificado a una pieza.....	59
3.4.2.	Consideraciones para la unión atornillada del modelo final	59
3.5.	Definición de los parámetros a optimizar.....	61
3.5.1.	Magnitud de la fuerza de pre ajuste	62
3.5.2.	Espesor de las planchas soldadas estructurales.....	62
3.5.3.	Espesor del cordón de soldadura.....	63
CAPÍTULO 4: APLICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO GENERAL PARA EL DISEÑO DE CARCASAS SOLDADAS		64
4.1.	Datos de entrada.....	64
4.2.	Preparación del modelo para la simulación	67
4.3.	Ensayos didácticos	72
4.3.1.	Afinamiento de malla.....	72
4.3.2.	Comportamiento del modelo considerando los tornillos.....	73
4.3.3.	Diferencia entre los tipos de soportes	75
4.3.4.	Diferencia entre los tipos de fuerzas	77
4.4.	Proceso iterativo de diseño	78
4.4.1.	Análisis sin nervios.....	78
4.4.2.	Análisis con nervios	81
4.4.3.	Nervios dobles	83
4.4.4.	Nervios cerrados.....	84



4.5. Consideración del cordón de soldadura	86
4.6. Inclusión de los tornillos en el modelo	87
4.7. Proceso de optimización	89
4.7.1. Optimización de la fuerza de pre ajuste	89
4.7.2. Optimización de las planchas soldadas.....	91
4.7.3. Optimización del cordón de soldadura	91
4.7.4. Comprobación con los parámetros optimizados.....	92
4.8. Comprobación de la validez del modelo matemático.....	93
CONCLUSIONES	95
RECOMENDACIONES	97
Bibliografía.....	99

INTRODUCCIÓN

Hoy en día, la actividad económica principal del país consiste en la extracción minera. Sin embargo, los equipos y maquinarias utilizados en dicha actividad son, en su mayoría, productos importados. Uno de los equipos que se usa mucho es la caja reductora. Hasta el momento, no existe ninguna industria nacional que se dedique a la manufactura de cajas reductoras, pero sí a la elaboración de engranajes para muchas aplicaciones. Entonces surge la pregunta ¿Por qué no se producen cajas reductoras en el país?

Si bien existe una vasta teoría para el diseño de los engranajes involucrados, para los árboles y para la selección de los rodamientos, los cuales se consideran los elementos más relevantes en el diseño del conjunto, no existe un procedimiento estandarizado que permita el diseño de una carcasa para caja reductora. Sin embargo, esto no quiere decir que la carcasa tenga menor importancia, dado que todas las fuerzas que reciben estos elementos de forma directa son también soportadas y disipadas por la carcasa.

Existen dos procesos principales utilizados en la manufactura de carcasas de cajas reductoras: fundición y soldadura. En el caso de las cajas reductoras de acero fundido se tiende a sobredimensionar las carcasas, debido a que una misma carcasa es usada para diversas configuraciones de relación de transmisión, potencias, velocidades, entre otros. Al aumentar los espesores de pared, se da seguridad ante las posibles fallas y los factores no contemplados.

La presente tesis se centrará en las carcasas fabricadas con planchas soldadas y busca plantear pautas para el diseño de éstas, de manera que se asegure que no fallarán y que el material requerido sea el menor posible, logrando así un ahorro y reducción del peso final del componente. Debido a que existe una variedad casi infinita de configuraciones para cajas reductoras, se ha optado por abordar el estudio para dos etapas de reducción, con engranajes cilíndricos de ejes horizontales y de dimensiones apropiadas para ser usadas en diversas máquinas y sistemas para la minería.

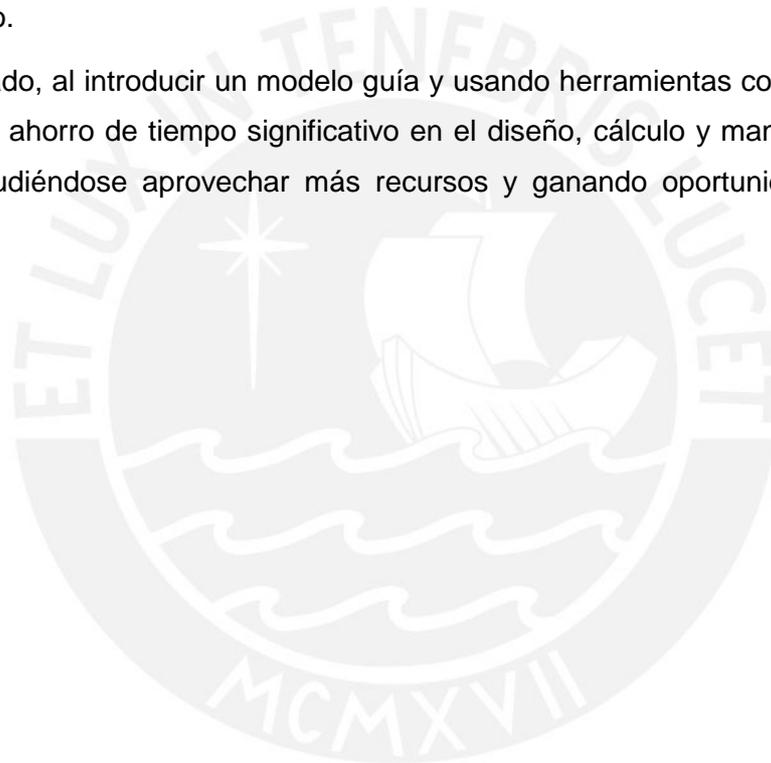
Teniendo en cuenta que la cantidad de variables será bastante grande y al tratarse de cálculos, no para un caso, sino para un rango de posibilidades, se recurrirá a software



de elementos finitos, mientras que para el diseño paramétrico se emplearán sistemas CAD.

Una vez desarrollado dicho procedimiento podrá ser utilizado para aplicaciones particulares, donde se requiere de una distancia de ejes, relación de transmisión, potencia o velocidad de giro personalizados. Al no estar atado a una variedad limitada de cajas reductoras, las aplicaciones pueden extenderse mucho más y dado que el producto final está previsto para ser aplicado a un bajo volumen de producción, la aplicación de método de manufactura por plancha soldada resulta en un beneficio económico.

Por otro lado, al introducir un modelo guía y usando herramientas computacionales se logrará un ahorro de tiempo significativo en el diseño, cálculo y manufactura de cada unidad, pudiéndose aprovechar más recursos y ganando oportunidades para otros servicios.





OBJETIVOS

Objetivo general:

- Desarrollar un procedimiento para el diseño de carcasas soldadas para cajas reductoras utilizadas en la industria minera, considerando la optimización de los parámetros geométricos principales

Objetivos específicos:

- Definir las características de carcasas soldadas para cajas reductoras.
- Definir los parámetros de la transmisión que intervienen en el dimensionamiento de la carcasa.
- Obtener un diseño paramétrico de la carcasa soldada.
- Optimizar los parámetros geométricos principales de la carcasa mediante simulación numérica, con la finalidad de obtener el menor consumo de material.
- Establecer un procedimiento que integre los resultados obtenidos en el diseño de carcasas soldadas para cajas reductoras.



CAPÍTULO 1: FUNDAMIENTOS TEÓRICOS

1.1. Antecedentes de cajas reductoras

A lo largo de la historia del desarrollo de la tecnología del hombre, se ha buscado transmitir la energía de diferentes fuentes. Las fuerzas de las que se disponían no podían ser aplicadas directamente para los objetivos particulares debido a las magnitudes de éstas y las necesidades particulares. Fue así que surgió la tecnología de las transmisiones.

Gracias a estas tecnologías, fue posible convertir la fuerza del empuje de los animales e incluso de hombre, en fuerzas aplicables de forma rotacional, axial e incluso fue posible magnificar la fuerza generada. Uno de los ejemplos más primitivos fue el uso de las poleas, las cuales hacían posible que con la fuerza del hombre se eleven enormes pesos en relación a la fuerza que se puede generar. Plutarco, quien nació en el año 100 antes de Cristo, se jactaba de poder levantar cualquier peso con un sistema de poleas y se cuenta que en una demostración elevó un barco cargado con hombres y mercadería fuera del agua solo con la fuerza humana.

El efecto que causan las poleas es el mismo que el que se obtiene con cajas reductoras. Si una polea que disminuye el peso del objeto a la mitad es usada para levantar algún objeto, será necesario jalar la cuerda una longitud el doble de largo que la distancia que el cuerpo se elevará. De la misma forma, una caja reductora que aumente el torque al doble requerirá de dos revoluciones a la entrada para lograr una revolución de salida.

La principal diferencia entre estos ejemplos es la presencia de engranajes. Cuando se refiere al uso de engranajes, estos son empleados principalmente para la transmisión de potencia. En siglos pasados se usaban grandes engranajes para aprovechar la



fuerza de los ríos o del aire para impulsar molinos.



Figura 1.1 [1] Engranajes antiguos de madera

El uso de los engranajes en estas máquinas responde a la necesidad de aumentar la fuerza o variar la velocidad del árbol que recibe la energía. Como se ve en la figura 1.1, incluso en las construcciones primitivas de engranajes se aprecian diferencias entre el tamaño de las ruedas dentadas, lo cual respondería a la obtención de diferentes cargas.

Con los años se mejoraron las técnicas de fabricación y hubo la facilidad de manufacturar los engranajes en materiales más resistentes hasta llegar al día de hoy, donde la gran mayoría de los engranajes son de acero para herramientas con tratamiento térmico. También evolucionaron en su geometría gracias a las matemáticas involucradas en el descubrimiento de la envolvente, así su eficiencias se disparó por encima del 95%.

Hablando netamente de las cajas reductoras, éstas cumplen con el mismo objetivo, el de cambiar la velocidad y torque de entrada y entregar valores distinto. Sin embargo, debido a las diferentes exigencias de trabajo actualmente se requieren cajas reductoras que se clasifican de diferentes formas.

Según su montaje, hay cajas reductoras que pueden montarse en máquinas o en estructuras. Se pueden montar en paredes verticales, techos, en el suelo. Por otro lado pueden tener árboles paralelos, cruzados, en el mismo plano o en varios planos. También se pueden clasificar por el tipo de engranaje con el que son contruidos,



también por el número de etapas. Las posibilidades y combinaciones son muy extensas para nombrarlas todas y peor aún si se intenta realizar estudios al respecto. Más adelante se especificará con más detalle cual será el alcance del estudio para este trabajo.

Ya que este trabajo se centrará en las carcasas en sí mismas, se clasificarán según su fabricación.



Figura 1.2 [2] Carcasa fundida



Figura 1.3 [2] Carcasa soldada

En la figura 1.2 se aprecia una caja reductora con la carcasa fundida. La fundición permite lograr cualquier forma necesaria con pocas restricciones. Sin embargo, el proceso de fundición requerirá de un molde, el cual solo se justificará si es usado para la fabricación de varias cajas reductoras por medio de un análisis económico. Por otro lado en la figura 1.3, se muestra una caja reductora de carcasa soldada. En comparación con las carcasas fundidas, las carcasas construidas con planchas soldadas requiere de un tiempo mucho mayor de construcción. Sin embargo, permiten obtener relaciones de transmisión personalizadas. De esta forma se justifica económicamente que se realice el trabajo necesario para la manufactura de una de estas carcasas para una aplicación particular.

Antes de emprender el diseño paramétrico para la caja reductora, es necesario conocer los componentes principales que conforman el conjunto. Estos son los rodamientos, árboles y los engranajes. Cabe mencionar que serán necesarios conocimientos básicos de éstos elementos, pero la selección de los mismos no se abordará en gran detalle en el presente trabajo. En otra palabras, tratándose de diseño paramétrico en un estudio de elementos finitos, los datos de los elementos en



cuestión serán “datos de entrada”, mientras que el producto será la carcasa dimensionada para trabajar bajo las condiciones respectivas.

La carcasa estará conformada por planchas de acero soldadas por arco eléctrico, por lo que se deberá abordar el tema de soldadura en este material. Asimismo, será de gran importancia conocer las cargas a las que se someterá la carcasa, ya que éstas serán transmitidas directamente por los engranajes y los cojinetes y, consecuentemente, disipadas por la carcasa.

1.2. Transmisión.

Como se mencionó al inicio del capítulo, la selección de rodamientos y diseño de los árboles no será el foco principal del estudio, puesto que sus dimensiones serán datos de entrada. Aun así es necesario conocer estos elementos, puesto que la forma en que trabajan y sus dimensiones determinarán la geometría y las carcasas que soportará la carcasa.

1.2.1. Engranajes cilíndricos

Los engranajes son elementos de transmisión empleados en una amplia variedad de aplicaciones. Éstos presentan grandes ventajas frente a otros sistemas, como por ejemplo: alta eficiencia, bajos niveles de ruido de operación, posibilidad de trabajar con árboles no paralelos y movimiento transmitido por rodadura pura.

Hoy en día, existe una amplia variedad de engranajes, cada uno pensado para funcionar bajo ciertas condiciones y suplir necesidades particulares. Debido a que los engranajes suponen tal variedad, se comenzó por identificar los engranajes que comúnmente son utilizados en cajas reductoras. Posteriormente, se observó que la mayoría de las cajas reductoras están compuestas por dos tipos principales de engranajes: cilíndricos y cónicos. Los cilíndricos están presentes en casi todas las cajas reductoras, ya que la diferencia de sus diámetros proporciona la reducción de la velocidad y aumento del torque. Sin embargo, las cajas reductoras que cuentan con engranajes cónicos son aquellas que tienen árboles de entrada y salida perpendiculares entre sí, lo cual responde a necesidades particulares de la operación de estas cajas reductoras.

Si se considerara modelar el diseño de cajas reductoras, incluyendo los engranajes



cónicos, requeriría más diseños independientes debido a su geometría. Por esta razón se descarta el estudio de estos elementos y así el estudio se centrará en el comportamiento de los engranajes cilíndricos, sus limitaciones geométricas y la forma en que disipan las cargas que transfieren.

Por otro lado, para poder obtener resultados confiables al momento de realizar la simulación del funcionamiento de las cajas reductoras, es necesario conocer a mayor profundidad la geometría de los engranajes y así lograr modelar el verdadero perfil de sus dientes. Una característica de los engranajes es que el ángulo de presión sobre los dientes es constante, lo cual implica que la fuerza compuesta por los vectores radiales y tangenciales es constante en todas las posiciones de contacto entre los dientes.

Si bien se ha reducido considerablemente el rango de tipos de engranajes, al referirse a engranajes cilíndricos, también existen sub clases. Los engranajes cilíndricos pueden ser de dientes rectos y de dientes helicoidales. La diferencia entre estos es su geometría y la forma en que soportan las fuerzas de transmisión. Sin embargo, ambos tipos son utilizados para las cajas reductoras de ejes paralelos y su estudio es necesario.

1.2.1.1. Dientes rectos

Como su nombre los describe, los engranajes cilíndricos de dientes rectos constan de un perfil de diente proyectado de manera paralela al eje del cilindro. Las fuerzas que soportan se descomponen en dos vectores: fuerza radial y fuerza tangencial, como se aprecia en la figura 1.4.

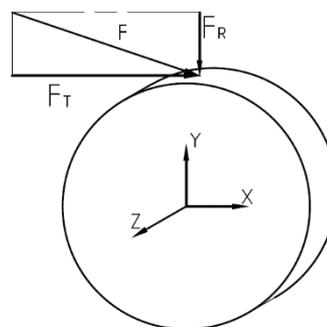


Figura 1.4 Fuerzas que actúan sobre engranajes de dientes rectos

Estas fuerzas dependen del ángulo de presión, del torque transmitido y del diámetro primitivo, como se enuncian a continuación:

$$F_t = \frac{2M_{t1}}{d_1} = \frac{2M_{t2}}{d_2} \quad (1.1)$$

$$F_r = F_t * tg(\alpha) \quad (1.2)$$

Donde α es el ángulo de presión y d_1 y d_2 son los diámetros de cada engranaje. Como podemos apreciar, la distribución de fuerzas es bastante sencilla. Este tipo de engranajes suelen requerir rodamientos de bolas, ya que las cargas axiales son inexistentes. Ese tema se profundizará más adelante.

1.2.1.2. Dientes helicoidales

A diferencia de los engranajes de dientes rectos, el perfil de los dientes se proyecta a lo largo de una espiral, cuyo centro es el eje del cilindro. A simple vista, los engranajes helicoidales dan la impresión de ser proyecciones rectas no paralelas al eje del cilindro. Sin embargo, la hélice está presente, pero al ser tan pequeña su sección respecto a una revolución completa, es difícil apreciar la curva, como se aprecia en la figura 1.5.

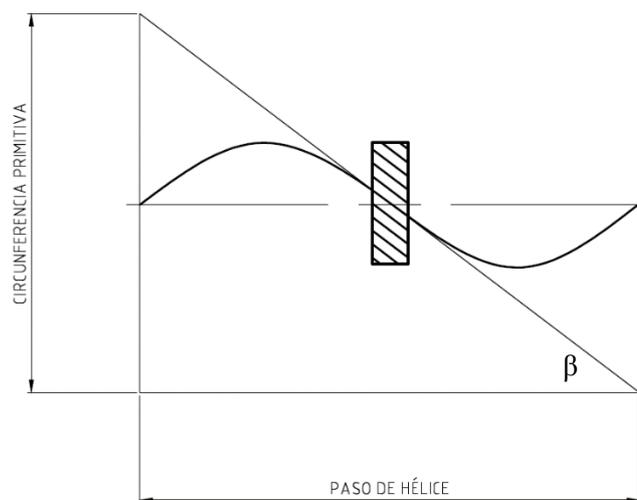


Figura 1.5 Desarrollo de la hélice de un engranaje helicoidal

El ángulo con que se cruza la hélice con el eje del engranaje es llamado β y tendrá



implicancias en el nuevo análisis de fuerzas. A diferencia del engranaje de dientes rectos, los helicoidales presentan una fuerza de operación que se puede descomponer en tres fuerzas: fuerza radial, fuerza tangencial y fuerza axial.

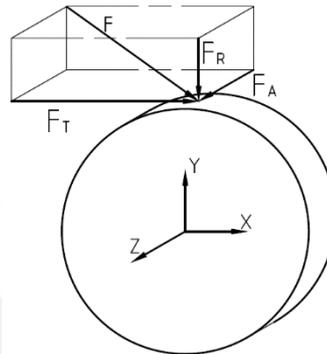


Figura 1.6 Fuerzas que actúan sobre engranajes de dientes helicoidales

La figura 1.6 ilustra la fuerza que soporta el engranaje descompuesta en sus tres ejes principales. La nueva fuerza a considerar, la axial, es producto de la geometría de la hélice. La fuerza principal proyectada sobre el eje XZ es perpendicular a β , por lo que la fuerza axial dependerá directamente de este ángulo. Las fuerzas a emplear en este punto siguen el comportamiento descrito por las siguientes fórmulas:

$$F_t = \frac{2M_{t1}}{d_1} = \frac{2M_{t2}}{d_2} \quad (1.3)$$

$$F_r = F_t * \frac{tg(\alpha)}{\cos(\beta)} \quad (1.4)$$

$$F_a = F_t * tg(\beta) \quad (1.5)$$

La diferencia en el comportamiento de las fuerzas es que los engranajes helicoidales van a generar una fuerza axial, soportada por los rodamientos, los cuales deberán ser seleccionados conforme a los parámetros correspondientes. Entonces surge la pregunta, ¿por qué usar engranajes helicoidales si van a generar más fuerzas? Pues los engranajes en si no generarán más fuerza, simplemente la disiparán de una forma



distinta. Esto es conveniente cuando se quieren evitar grandes fuerzas tangenciales y radiales. La desventaja de usar estos engranajes es que su fabricación es más costosa. Sin embargo, tienen la ventaja de poder soportar mayores relaciones de transmisión y un funcionamiento más silencioso.

1.2.1.3. Recomendaciones para alojamientos de engranajes.

Hay una serie de recomendaciones dadas en diversas bibliografías de diseño mecánico que contribuyen con la elaboración del diseño de una carcasa para una caja reductora. En primer lugar, es necesario lograr una superficie suficiente en los alojamientos de los rodamientos, de manera que la carga se disipe a través de su cara exterior. Si por alguna razón el rodamiento no apoya una parte de su diámetro exterior con la carcasa, se creará una zona de mayor esfuerzo.

Por lo tanto, el alojamiento deberá tener el mismo diámetro que el diámetro exterior. Normalmente los rodamientos tienen los bordes redondeados o chaflanados, por lo tanto, la profundidad del alojamiento para rodamientos deberá ser mayor o igual a la profundidad de los rodamientos, asegurando así un contacto completo.

Siguiendo la línea del tema de los rodamientos, será necesario tener acceso a estos para realizar inspecciones. Se recomienda colocar una tapa en los extremos de las cajas reductoras, de lo contrario la única forma de realizar una inspección, limpieza o engrase (de ser el caso) sería por medio del desmonte total de la carcasa. Otra función de la tapa será la evitar el movimiento axial de los rodamientos, por esta razón debe estar adecuadamente sujeta a la estructura de la carcasa. Esto se logra normalmente colocando pernos en el perímetro de las tapas.

Así como es necesario realizar inspecciones en los rodamientos, también lo es al momento de revisar los engranajes, puesto que toda falla de funcionamiento se verá reflejada en su comportamiento. Se ha logrado observar en cajas reductoras del mercado que se agregan escotillas en la parte superior de la estructura. De esta forma se asegura un acceso fácil para la inspección de los rodamientos sin tener que desmontar la caja, lo cual destruye el sello que proporciona la hermeticidad.

Finalmente, una de las recomendaciones más importantes y que permitirán un correcto dimensionamiento es la distancia entre la pared interior de la carcasa y los engranajes. Lógicamente, si ésta separación fuese mínima, se ahorraría algo de peso,



material e incluso aceite. Sin embargo, los engranajes definitivamente presentarán cierto grado de vibración. Estas vibraciones son producto de excentricidades que pueden estar dentro de las tolerancias de fabricación de los ejes, sin embargo, siempre existe algún grado de excentricidad. Otro motivo es el desgaste normal de los rodamientos, pero sin importar la razón, estas vibraciones han sido identificadas y para evitar fallas catastróficas se ha dado una recomendación al respecto. La distancia entre el diámetro exterior de los engranajes y la pared del alojamiento no deberá ser menor al espesor de la plancha que conforma la carcasa.

En vista que se busca optimizar las dimensiones de las carcasa reductoras, se deberá trabajar lo más cercano posible a este valor.

1.2.2. Rodamientos

Se sabe que existe una gran variedad de rodamientos, dependiendo de las cargas, condiciones de lubricación, vida útil, velocidad de giro, entre otros. Las principales opciones que se tomarán en cuenta para el desarrollo del diseño serán los rodamientos de bolas y rodillos. La razón es que su construcción es mucho más robusta y su uso es más convencional. En otras palabras, pueden existir otros tipos de rodamientos que cumplan con las exigencias, pero su disponibilidad en el mercado es más limitada.

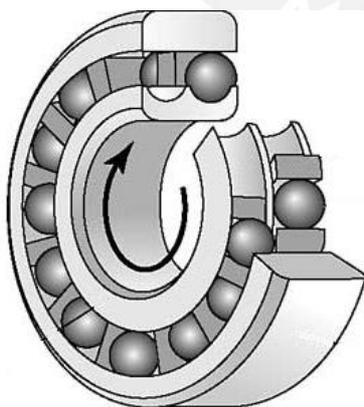


Figura 1.7 Rodamiento de bolas

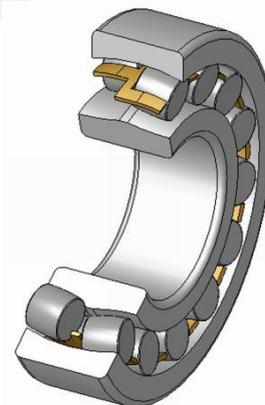


Figura 1.8 Rodamiento de rodillos

La principal diferencia los rodamientos de la figura 1.7 y la figura 1.8 son los bolines. Como el nombre de cada uno hace referencia, los rodamientos de bolas cuentan con



bolines esféricos, mientras que los rodillos cuentan con elementos de revolución, como cilindros o cono truncados e incluso elementos similares a barriles, llamados rodamientos CARB. La diferencia entre bolas y rodillos es la capacidad de soportar cargas axiales, conjuntamente con la geometría de sus alojamientos, ya que en gran medida las cargas son radiales. Estas cargas se presentan mayormente al existir engranajes helicoidales, puesto que la carga se divide en tangencial, radial y axial y esta última marca la diferencia. A continuación se muestran ejemplos de rodamientos para la implementación en el diseño.

1.2.3. Árboles

Justamente la función de un rodamiento es la de disminuir al máximo la fricción entre un eje o árbol y sus apoyos. En el caso de la caja reductora, se cuenta con árboles, la diferencia está en que los árboles están girando de manera solidaria a los engranajes, transmitiendo un momento, a diferencia de un eje que no lo hace.

Los árboles deberán tener alguna forma de sujetar los elementos en él. Muy probablemente será necesario aplicar cambios de sección y anillos de retención para mantener los engranajes y rodamientos en su lugar. Sin embargo, a diferencia de los rodamientos, es necesario mantener los engranajes fijos de manera que su giro sea acompañado con el del engranaje. En este caso se pueden usar chavetas, probablemente más de una por la escala de los engranajes, o incluso estrías.

Las principales consideraciones al momento de calcular el eje serán las reacciones de las fuerzas sumadas a las cargas dinámicas, por lo que se deberá evaluar la torsión, flexión y los respectivos cambios en el valor del diámetro, ya que se generarán una serie de concentradores de esfuerzo. Estos pueden ser por cambios de sección, anillos de retención o chavetas.

1.3. Procesos de soldadura en plancha de acero

Cuando se refiere a procesos de soldadura, se entra a un estudio con muchas variantes y una abrumadora cantidad de información, ya que existe una gran cantidad de tipos de soldaduras. Por esta razón se ha decidido que solo se trabaje con las soldaduras en acero por medio de arco eléctrico con electrodo revestido.

Asimismo, se estudiará la soldadura desde un punto de vista orientado a la

manufactura. Para el diseño se asumirán las soldaduras como una propiedad geométrica y una consideración para la forma en que se unirán las planchas soldadas y los trabajos previos que se requerirá en cada plancha, según la forma de la unión.

1.3.1. Tipos de uniones

La geometría de la carcasa exigirá que se apliquen diferentes tipos de uniones, las cuales dependerán también del espesor de las planchas de acero. A continuación se enuncian algunos ejemplos a considerar.

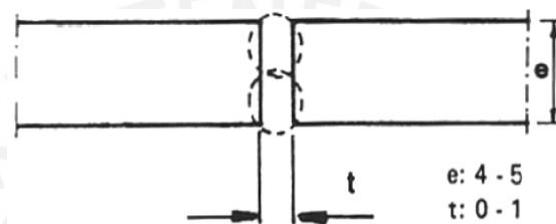


Figura 1.9 [3] Unión a tope

Como se muestra en la figura 1.9 la unión a tope es la más sencilla, pues no requiere maquinarse las superficies, solo una cuidadosa limpieza. Para poder realizar esta unión es necesario que la plancha sea de menos de 5 milímetros.

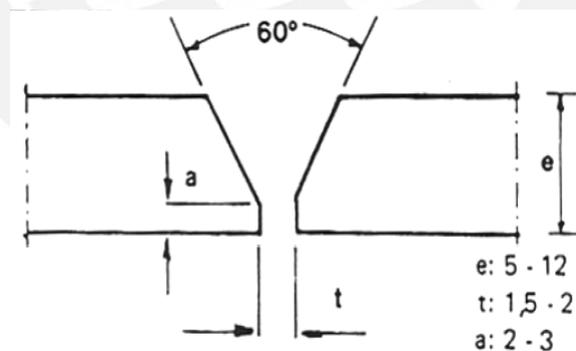


Figura 1.10 [3] Unión a tope en V

Cuando se tiene espesores de más de 5 milímetros es recomendable realizar una unión en V como se muestra en la figura 1.10, éstas uniones son más costosas, ya que es necesario realizar un mecanizado en la junta y utilizar una mayor cantidad de pasadas del electrodo, lo que se traduce en más tiempo y material de aporte. En este caso el límite aconsejable para la aplicación es de 12 milímetros,

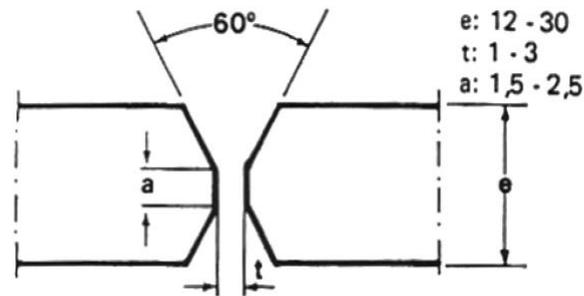


Figura 1.11 [3] Unión de doble V o en X

En el caso que el espesor de la pared sea incluso mayor, se deberá realizar una unión en doble V o en X, nombres que derivan de su geometría. Al igual que en el caso anterior, mientras mayor trabajo sea necesario y mayor material de aporte se requiera, más costosa será la implementación. Como se puede apreciar en la figura 1.11, la unión en doble V implica el doble de trabajo que en la unión a tope en V.

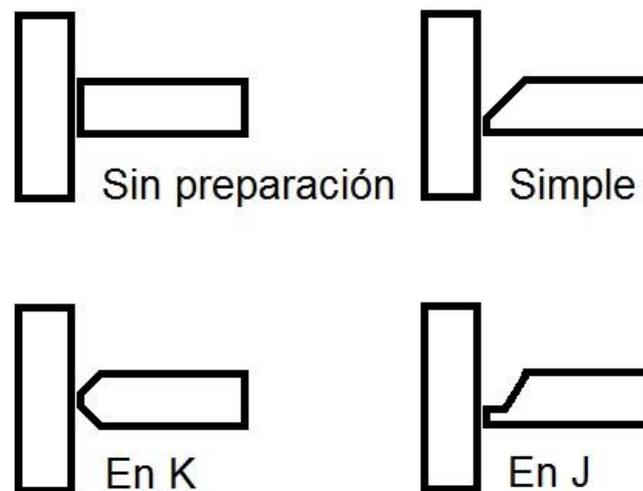


Figura 1.12 [4] Tipos de preparaciones de planchas para unión en T

En el caso de la unión en T se pueden usar varios tipos de preparaciones como se aprecia en la figura 1.12. La elección dependerá del espesor de la plancha a soldar, de ser una plancha relativamente delgada se puede realizar la soldadura sin preparación asegurando que la soldadura tendrá una buena penetración para no dejar separaciones. Cuando la plancha es de un espesor mayor se puede usar la preparación simple o en J, mientras que la preparación en K será recomendada cuando la plancha sea muy gruesa y no se pueda asegurar una buena penetración de la soldadura.



Dadas las condiciones, la unión en T será la más usada de todas y la optimización del espesor de la plancha permitirá un ahorro de tiempo y recursos de preparación, dado que se puede alcanzar un espesor de plancha mucho mejor.

1.3.2. Tipos de electrodos

Además de considerar las formas en que se deberán unir las planchas, será necesario conocer los tipos de electrodos que podrán ser usados y su aplicación para la manufactura de la caja reductora. A continuación se enunciarán los tipos básicos de electrodos utilizados en soldadura en acero en función a su aplicación y diferencias entre sí.

Los electrodos que se usan con mayor frecuencia son los que cuentan con un revestimiento celulósico. Una de las características de este tipo particular de electrodos es que tiene una alta penetración como se aprecia a continuación en la figura 1.13.

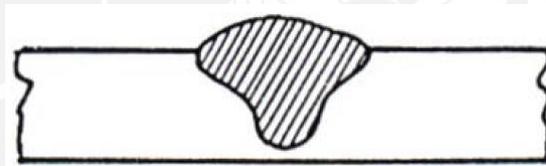


Figura 1.13 Penetración de la soldadura con electrodos celulósicos

Si bien con esta soldadura se logra una buena unión entre el material base y el material de aporte, genera un problema debido al propio revestimiento. Una vez que la celulosa del revestimiento es alcanzada por el arco genera la atmósfera de protección, sin embargo, durante este proceso se descompone químicamente en dióxido de carbono, hidrógeno y agua. Por lo tanto se genera una contaminación que puede derivar en pequeñas separaciones en el material, lo que lleva a concentradores de esfuerzo.

La aplicación de este método es justificable dependiendo de la calidad que se necesita en la unión con respecto a la parte económica, ya que los electrodos celulósicos son más baratos y requieren menor número de pasadas.

En el caso que se requiera un buen aspecto en el cordón de soldadura se pueden usar los electrodos rutilicos. Estos proporcionan una estabilidad considerable en lo que



respecta al arco eléctrico y debido a su terminación son llamados cordones de acabado. Al momento de requerir una posición especial para soldar, estos electrodos se comportan de forma adecuada para cualquier posición de soldeo. Sin embargo, presentan una debilidad, la cual reside en su baja penetrabilidad, como se aprecia en la figura 1.14.

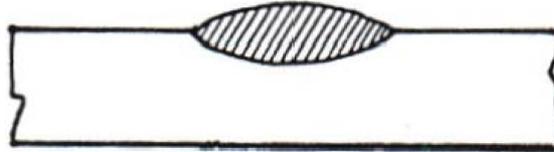


Figura 1.14 Penetración de la soldadura con electrodo rutílico.

En consecuencia, no es recomendable su uso en paredes gruesas, puesto que necesitaría demasiadas pasadas y la unión no sería lo bastante fuerte. La aplicación más común de estos electrodos se da en carrocería, planchas de pared delgada y otras aplicaciones donde el aspecto de la soldadura es importante.

Cuando se requiere una soldadura de mayor calidad, en lo que respecta a las propiedades mecánicas, se usan electrodos básicos o de bajo hidrógeno. Estos tienen un revestimiento especial, el cual genera una atmósfera de protección sin generar hidrógeno. Debido a su bajo nivel de contaminación, se dice que la calidad de la unión es radiográfica, ya que al realizar ensayos no destructivos es difícil ver imperfecciones incluso usando radiografías.

En comparación con los electrodos enunciados previamente, los electrodos básicos presentan una penetración intermedia como se ve a continuación en la figura 1.15. Estos electrodos son usados comúnmente en aleaciones de alto contenido de azufre y fósforo.

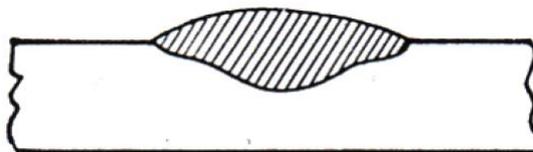


Figura 1.15 Penetración de la soldadura con electrodo básico.



CAPITULO 2: PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO PARAMÉTRICO DE CARCASAS SOLDADAS

Al comenzar con la investigación referente al diseño de cajas reductoras en general, se procedió a realizar una investigación en caso exista una norma o recomendación considerada un estándar en el diseño de cajas reductoras. En este rubro se especializa la AGMA (*American Gear Manufacturers Association*), la norma da amplias recomendaciones sobre el diseño de cajas reductoras. Sin embargo, se dan muy pocas referencias a la carcasa en sí misma. La razón es, simplemente, que existen tantas configuraciones de cajas reductoras con tantos requerimientos particulares de espacio y geometría, que no se puede englobar una recomendación válida para todas las aplicaciones.

A partir de ésta investigación infructuosa, se plantea el diseño de la carcasa de la caja reductora con cierta libertad. Existen actualmente empresas que desarrollan e implementan carcasas adecuadas para el uso comercial, pero su desarrollo es guardado celosamente, pues es su propiedad intelectual. En este punto se decide estudiar las cajas reductoras y sus elementos principales.

2.1. Características de las carcasas soldadas para cajas reductoras

Las cajas reductoras, sean soldadas o no, deben presentar una serie de características que permitan un trabajo seguro. Es necesario mencionar que también se dará el caso de exigencias respecto al ruido, tamaño y desempeño, pero los factores determinantes en este tipo de exigencias son las partes internas de la transmisión como conjunto.

Por otro lado, se debe considerar en el diseño la facilidad para montar, reemplazar e inspeccionar los componentes internos. Para el diseño que se está desarrollando se



contará con ejes paralelos. Con la finalidad de facilitar el montaje y la manufactura, se suele concebir carcasas de dos mitades. El plano que corta la carcasa en sus dos partes es el mismo en el que están los ejes. La gran ventaja de ésta configuración es que los alojamientos de los rodamientos también están divididos por la mitad. En muchas de las aplicaciones, sino en todas, se requiere cierto grado de interferencia entre el anillo exterior del rodamiento y el agujero y los métodos para lograr este ajuste son muy variados. Sin embargo, al contar con las dos mitades del alojamiento, el ajuste se realiza automáticamente al cerrar la carcasa con sus tornillos respectivos. Consecuentemente, al tener todo el alojamiento interno libre, se montan los elementos de transmisión ya ensamblados y en su posición final.

A continuación se identificarán los elementos que deben estar presentes en cajas reductoras estacionarias. Debido a que son elementos comunes para una carcasa soldada o por fundición, se usará un ejemplo que se puede apreciar en la figura 2.1, extraído y editado del libro Atlas de elementos de máquinas y mecanismos de Beliáev V. N. donde se ilustran ejemplos de cajas de engranajes de diferentes configuraciones. A continuación se procederá a realizar una breve descripción de cada una de las partes señaladas.

a) Agujero de respiración

Este agujero permite la instalación de un dispositivo que permite el venteo del sistema. La necesidad radica en el calor generado durante la operación, pues el aire y el lubricante en el interior se expanden y generan presión. Los dispositivos más comunes consisten en simples tapas de bronce que impiden el paso de la suciedad hacia el interior. Sin embargo, también hay dispositivos más complicados como filtros, válvulas de alivio y válvula check, dependiendo de la aplicación.

b) Puntos de izaje

Estos agujeros tienen la función de permitir el izamiento de la mitad superior de la carcasa por medio uno o más pernos. Estos puntos deben ser reforzados, pues deberán soportar todo el peso de la pieza. En caso de tener más de un perno, se debe asegurar que por medio de cargas iguales en cada punto de anclaje la pieza se mantendrá horizontal.

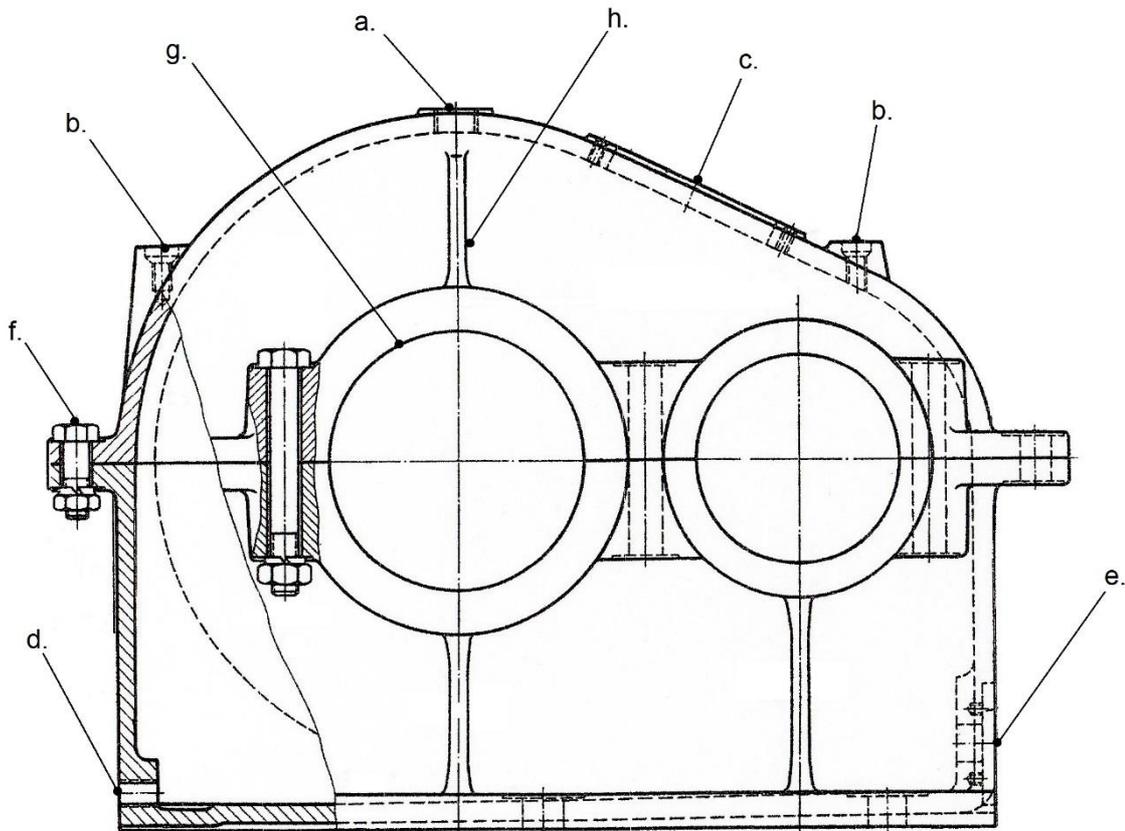


Figura 2.1 [5] Ejemplo de Caja reductora y sus elementos característicos.

c) Mira de inspección

Es una abertura en la parte superior de la carcasa, lo suficientemente grande como para inspeccionar el punto de contacto de los dientes de los engranajes de cada etapa de reducción. La ventaja de tener este elemento es que se evita el trabajo de desmontar la parte superior de la carcasa para realizar una inspección, esto puede causar problemas de alineación y pérdida de tiempo y recursos, ya que, dependiendo del tamaño de la carcasa, puede ser necesaria maquinaria pesada.

d) Agujero de purga de aceite

Todo sistema que requiera de lubricación por aceite necesita purgarlo eventualmente. Dado que se está concibiendo una caja reductora estacionaria, lo más lógico es que la purga se realice por el punto más bajo de la carcasa. Sin embargo, para dejar la menor cantidad posible de aceite contaminado, el fondo de la carcasa necesita un determinado grado de inclinación, si es mucha, se requerirá una plancha (en el caso de la carcasa soldada) de mayor tamaño; si es poca, no fluirá adecuadamente,



dejando a su paso suciedad o partículas no deseadas.

e) Agujero para la medición de aceite

En este agujero será necesario instalar algún tipo de dispositivo que mida el nivel de aceite, de manera que sea el óptimo para el funcionamiento correcto del equipo. Estos dispositivos suelen ser mecánicos, consistiendo de un tubo transparente y mostrando el nivel real en el interior por medio del efecto de vasos comunicantes.

f) Tornillos de fijación

Su función es la de mantener una unión de las piezas, generando suficiente presión para mantener el sello de aceite y que los anillos exteriores de los rodamientos mantengan su apriete con sus cavidades respectivas.

g) Alojamiento de rodamientos

Los alojamientos deben tener el diámetro apropiado y profundidad para poder tener el contacto adecuado sobre toda la superficie de cada rodamiento para cada eje. De lo contrario el rodamiento entregaría una fuerza a través de un área menor y la disipación sería más exigente.

h) Nervio rigidizador

Debido a que los alojamientos de los rodamientos presentan un espesor mucho mayor al de las paredes de la carcasa se generan fuertes concentradores de esfuerzos. Los nervios ayudan a disipar la fuerza por toda la pared de la carcasa, de esta forma se puede disminuir el espesor general de todas las paredes del reductor. El número de estos nervios debe ser determinado por medio de cálculos.

2.1.1. Lubricación y refrigeración

Todas las cajas reductoras deben contar con un sistema de lubricación, dado que se presenta el contacto entre dos superficies y esto genera desgaste. De la misma forma, sabemos que ninguna caja reductora tiene un 100% de eficiencia, por lo que la potencia perdida se manifiesta en forma de calor. Cuando la potencia de las cajas reductoras es muy alta, el calor perdido es bastante considerable y, dependiendo de la altitud y la temperatura ambiental, se requieren diferentes formas de disipación.



Cuando se trata de potencias medias y altas, la caja reductora disipa su calor a través del aceite. Existen varias formas por las que el aceite libera el calor al ambiente, la más directa es a través de las superficies de la carcasa. Cuando la carcasa cuenta con nervios rigidizadores, disminuye el peso del equipo al no tener que usar planchas tan grandes, pero también aumenta el área superficial y funcionan como aletas.

En el caso que la disipación por la superficie no fuese suficiente, por diferentes motivos, se puede colocar uno o más ventiladores en los extremos inutilizados de los ejes. De ésta formas la disipación de calor se da por convección forzada, mejorando el control de la temperatura.

Cuando la convección forzada no es suficiente para la disipación, se emplea un sistema que bombee el aceite hacia el exterior y se enfríe como un líquido refrigerante. El método puede variar, entre radiadores y torres de enfriamiento. Sin embargo, la potencia del sistema no es externa, se usa uno o varios ejes para la bomba y para el ventilador.

Tanto para el enfriamiento como para la lubricación, el volumen del aceite normalmente es determinado con el volumen interno de la caja reductora. Se recomienda que para lubricación pasiva, el nivel del aceite esté justo al nivel de los ejes, de forma que durante el funcionamiento normal se salpique por el movimiento de los engranajes. Sin embargo, para potencias mayores a 500hp, se recomienda emplear la lubricación activa, la cual cuenta con rociadores de aceite sobre los rodamientos y contactos entre los engranajes.

Como se mencionó inicialmente, el diseño del sistema de lubricación y refrigeración dependen de muchos factores externos y no se considerará en este trabajo.

2.2. Procedimiento para la obtención de los datos de entrada

Una vez reconocidos los elementos principales se puede proceder al diseño geométrico de la carcasa de la caja reductora. Sin embargo, como se ha mencionado previamente, la finalidad de la carcasa de la caja reductora es disipar las fuerzas transmitidas por la transmisión y mantener los elementos de ésta en su lugar. Ya que el diseño es de carácter paramétrico, sería necesario el diseño paramétrico de los elementos internos, lo cual sería un enorme esfuerzo que escapa del objetivo final del presente trabajo, el cual es un procedimiento para el diseño, mas no el diseño como



producto final.

A pesar de esto, las dimensiones de los elementos de la transmisión son clave para el diseño de la carcasa reductora, los valores más importantes son los diámetros externos de los rodamientos, los cuales finalmente transfieren las fuerzas de la transmisión a la carcasa; los diámetros exteriores de los engranajes, ya que así se tiene noción del volumen interno de la carcasa; y finalmente el espesor de los engranajes, que dan una aproximación de la profundidad de la carcasa.

Por estos motivos se decide realizar el cálculo de la transmisión de la carcasa para ciertos casos particulares. Por medio de estos casos se realizará un análisis de carácter iterativo, con la finalidad de dar mayor validez al procedimiento final y contemplar casos distintos.

Al iniciarse el diseño de una caja reductora, se requiere una serie de datos para comenzar a realizar los cálculos. Los principales son la velocidad de entrada, la potencia y la relación de transmisión. Por medio de estos datos se obtiene también los datos de salida que son los que se desean alcanzar, los cuales son velocidad de salida y torque de salida requeridos por algún equipo dependiendo de la disponibilidad. Otro dato de entrada muy común es la distancia entre centros, debido a las restricciones de espacio con las que se podría llegar a contar en determinados casos, consecuencia de las dimensiones del motor y del receptor de la potencia.

Una vez obtenidos todos los datos de entrada, es necesario notar que no es posible obtener todos los datos para la carcasa, por lo que hay que tomar decisiones conforme se avance en el cálculo. Cabe señalar que los cálculos que se realizarán son meramente aproximados, debido a que existe una gran cantidad de datos de entrada que no serán considerados debido a su diversidad, como lo son cargas de impacto, factores de servicio, temperaturas, entre otros.

2.2.1. Cálculo de engranajes

Para comenzar con el cálculo de la caja reductora, los elementos principales son los engranajes, Todos los demás componentes son diseñados en función a los engranajes y las fuerzas que éstos soportan. Sin embargo, el cálculo de resistencia para los engranajes requiere de datos de entrada muy variables con los que no se cuenta, por lo que se realizará un cálculo para un instante crítico, el cual es el



arranque del motor, [6] donde la potencia puede ser hasta 4 veces la nominal.

2.2.1.1. Cálculo de los diámetros primitivos

El diámetro primitivo de los engranajes está directamente relacionado con la relación de la transmisión. Al trabajar con dos etapas de reducción es necesario determinar la relación de transmisión de cada etapa, las cuales, multiplicadas, deben dar la relación de transmisión solicitada.

Se puede estimar la relación de transmisión de cada etapa de transmisión según la fórmula iterativa que se presenta a continuación:

$$i_1 = 1.25 * \sqrt{i} \quad (2.1)$$

$$i_2 = \frac{i}{i_1} \quad (2.2)$$

i : Relación de transmisión total

i_1 : Relación de transmisión de la primera etapa

i_2 : Relación de transmisión de la segunda etapa

Una vez que se obtienen los valores aproximados de cada etapa se procede a elegir los diámetros primitivos de cada engranaje. Sin embargo, considerando que ya se cuenta con la distancia entre centros se sabe que:

$$d_{centros} = \frac{d_1 + d_2 + d_3 + d_4}{2} \quad (2.3)$$

d_1 : Diámetro primitivo del piñón de la primera etapa

d_2 : Diámetro primitivo la corona de la primera etapa

d_3 : Diámetro primitivo del piñón de la segunda etapa

d_4 : Diámetro primitivo la corona de la segunda etapa

Además, debido a la proporción entre la relación de transmisión y los diámetros



primitivos se sabe que:

$$i_1 = \frac{d_2}{d_1} \quad ; \quad i_2 = \frac{d_4}{d_3}$$

Por lo tanto, si se estiman valores para d_1 se pueden determinar todos los demás valores de diámetros. Sin embargo, hay que considerar que existen [7] recomendaciones para los valores máximos de relaciones de transmisión en función al tipo de engranaje, como se enuncia a continuación:

- 1 etapa: hasta $i = 8$ (máximo 18 para dientes helicoidales)
- 2 etapas: hasta $i = 45$ (máximo 60 para dientes helicoidales)

2.2.1.2. Determinación del módulo

Una vez determinados los diámetros primitivos de los engranajes es necesario determinar el módulo de cada etapa para conocer el número de dientes. Usualmente se dan recomendaciones en función a variables como velocidad, fuerza o torque, pero no hay un método definido. Para simplificar el cálculo se optó con emplear una [8] fórmula empírica que da un valor aproximado del módulo.

$$m = \sqrt{\frac{67.09 * P}{v * \sigma}} \quad (2.4)$$

P : Potencia (kW)

v : Velocidad tangencial (m/s)

σ : Resistencia del material (kg/mm²)

De ésta forma se reduce el tiempo de iteración para la determinación del número de dientes y permite hallar el paso, lo cual servirá posteriormente para el cálculo de resistencia del engranaje. Posteriormente se seleccionará un módulo normalizado, según DIN 780, para realizar el cálculo aproximado, los cuales están enunciado en la tabla 2.1.



Tabla 2.1 Módulos normalizados según DIN 780.

Módulos normalizados serie 1 (mm)	
0.5	3
0.6	4
0.7	5
0.8	6
0.9	8
1.0	10
1.25	12
1.5	16
2.0	20
2.5	25

2.2.1.3. Ecuación de Lewis

Para realizar el cálculo de engranajes por resistencia se pueden usar las normas DIN 3990 o AGMA. Se optó por elegir el método de Lewis, el cual fue adaptado para su uso por AGMA agregándole los factores que consideran todos los datos con los que no se cuenta para el presente trabajo. Para esto se ignorarán dichos valores, pues no aplican para un estudio estático. En otras palabras, se usará el método clásico de Lewis para una hipotética potencia de arranque.

La fórmula se obtiene asumiendo al diente de un engranaje como una viga con un extremo empotrado y el otro en voladizo y aplicando la fuerza tangencial en el extremo del diente y asumiendo que solo un diente soporta toda la fuerza, aunque ambas cosas no ocurran realmente. Debido a que la deducción de la fórmula no es una prioridad para éste trabajo, nos limitaremos a enunciarla, definiendo cada valor.

$$F_t = \frac{\sigma_{Adm} * B * Y}{P_d} \quad (2.5)$$

F_t : Fuerza tangencial (lb)

σ_{Adm} : Esfuerzo admisible (psi)

B : Espesor de la cara de la rueda dentada (pulg)



- P_d : Paso diametral (1/pulg)
 Y : Factor de forma de Lewis

Al conocer la potencia, velocidad y diámetro primitivo del piñón de la primera etapa, se puede determinar la fuerza tangencial aplicada en el diente. El esfuerzo admisible depende del material a seleccionar y del factor de seguridad que se le desee asignar. El paso diametral es la inversa del módulo. Finalmente el factor de forma se halla por la tabla 2.2 y depende del ángulo de presión y del número de dientes.

Tabla 2.2 Factor de forma de Lewis.

Factor de forma de Lewis					
Z para 20°	Y	Z para 20°	Y	Z para 20°	Y
10	0.201	25	0.340	40	0.389
11	0.226	26	0.344	43	0.397
12	0.245	27	0.348	45	0.399
13	0.264	28	0.352	50	0.408
14	0.276	29	0.355	55	0.415
15	0.289	30	0.358	60	0.421
16	0.295	31	0.361	65	0.425
17	0.302	32	0.364	70	0.429
18	0.308	33	0.367	75	0.433
19	0.314	34	0.371	80	0.436
20	0.320	35	0.373	90	0.442
21	0.326	36	0.377	100	0.446
22	0.330	37	0.380	150	0.458
23	0.333	38	0.384	200	0.463
24	0.337	39	0.386	300	0.471

Debido a que el ángulo de presión más común para trabajar es de 20° se trabajará sobre éste. De la fórmula se obtiene el espesor de la rueda dentada, siendo éste el último valor para dimensionar todas las ruedas dentadas y comprobar su resistencia. Para obtener un resultado confiable es necesario agregar los factores propuestos por AGMA. Sin embargo, se está realizando el cálculo obviando los factores y asignando un factor de seguridad de 5. Si bien no se obtiene un valor de exactitud ideal para la



manufactura, dará una idea aproximada de la transmisión y sus dimensiones.

2.2.2. Cálculo del diámetro mínimo de los árboles

Conocidas las dimensiones de los engranajes se procede al cálculo mínimo de los árboles. No se considera todos los cambios de sección posibles ya que no influye directamente en el diseño de la carcasa. Sin embargo, el diámetro mínimo se puede aproximar para el diámetro del anillo interno de los rodamientos y al conocer las fuerzas en los apoyos se podrá seleccionar los rodamientos. En primer lugar se realiza un diagrama de cuerpo libre de los árboles. Se usará el eje del piñón de la primera etapa por ser más sencillo de analizar.

Debido a que el torque es un dato de entrada y que ya se determinó la fuerza tangencial, se procede a determinar las demás fuerzas del engranaje para conocer las fuerzas en los apoyos mediante las ecuaciones 1.4 y 1.5, donde:

F_t : Fuerza tangencial en el diente del engranaje

F_a : Fuerza axial en el diente del engranaje

F_r : Fuerza radial en el diente del engranaje

α : Ángulo de presión

β : Ángulo de la hélice

Una vez que se cuenta con todas las fuerzas se procede a hallar las reacciones. Teniendo todos los datos se realiza el diagrama de fuerzas cortantes y posteriormente el de momento flector para hallar el punto crítico del eje. En éste punto se halla el momento flector máximo y se procede a realizar el cálculo del diámetro mínimo.

$$\sigma_f = \frac{32 * Mt}{\pi * d^3} \quad (2.6)$$

$$\tau_t = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \quad (2.7)$$

$$\sigma_{Adm} = \sqrt{\sigma_f^2 + 2 * \tau^2} \quad (2.8)$$



Despejando d se halla el diámetro seguro en función al factor de seguridad para el esfuerzo admisible. El valor del diámetro mínimo será el hallado aproximado a un número entero múltiplo de cinco, permitiendo así la selección de un rodamiento estándar.

2.2.3. Selección de los rodamientos

La selección de los rodamientos consistirá en una serie de recomendaciones, las cuales servirán de guía al momento de realizar la selección. Para el cálculo de los rodamientos se utilizará la herramienta virtual que ofrece SKF. Se deberá realizar el cálculo para los tres árboles de la transmisión, teniendo así tres pares de rodamientos.

Se recomienda, para transmisiones por engranajes helicoidales, usar rodamientos de rodillos inclinados o cónicos, ya que soportan mejor las cargas axiales aunque la carga principal sea radial. Los rodamientos de bolas pueden ser utilizados en el caso de contar con engranajes de dientes rectos y cuando la transmisión es por acoplamiento flexible, para disminuir el efecto de los impactos, asumiendo que éstos son menores. En la mayoría de los casos se preferirá usar los rodamientos cónicos.

Para el cálculo en la herramienta web se debe contar con las cargas radiales y axiales. La axial es la misma que la fuerza axial en el engranaje, mientras que la radial es la resultante de las fuerzas de reacción, producidas por las fuerzas radiales y tangenciales del engranaje. Debe considerarse el diámetro del eje hallado como el diámetro a considerarse para la selección. Asimismo se ingresa la velocidad en RPM, para cada eje se calcula mediante la relación de transmisión por cada etapa. Las condiciones de lubricación no están especificadas, solo se sabe que debe ser un lubricante líquido, por lo que se descarta el uso de grasa. Por consiguiente se eligió el lubricante con peores propiedades y que seleccionó un rodamiento con una vida mínima de 40 000 horas.

Si bien pareciera que los rodamientos resultantes están muy sobredimensionados, se recuerda que es un cálculo aproximado y que realmente éstos soportan una fuerza mayor, ya que es necesario que se realice un pre ajuste a los rodamientos en el momento del montaje. Dicha operación siempre es recomendable para transmisiones por engranajes, ya que el juego normal de los rodamientos perjudica el engrane, genera vibraciones indeseadas y esto reduce la vida de los engranajes y de los

rodamientos mismos. La determinación del ajuste es un tema muy delicado que SKF no proporciona mediante ninguna herramienta. En sus catálogos recomiendan contactar con su departamento de ingeniería, por lo que no se hizo mayor énfasis en este tema.

2.2.4. Cálculo y selección de tornillos

Para seleccionar los tornillos se optó por usar la norma VDI 2230, la cual ofrece la posibilidad de seleccionar los tornillos a partir de la magnitud de sus cargas y el tipo de carga, ya sea estática, dinámica, excéntrica o cortante.

Para el caso particular se está estudiando, se realiza el análisis para el arranque, el cual es un instante por lo que se considera que la carga será estática. Las fuerzas axiales en el sentido de los tornillos no se considerarán, ya que la suma de todas las fuerzas en ésta dirección es cero. Cabe señalar que las fuerzas que se están ignorando tendrán implicancia sobre los tornillos pero no son críticas para el estudio. Las fuerzas que si se presentan y que generan preocupación son las fuerzas transversales y en ellas se enfocará la selección.

Tabla 2.3 Selección de tornillos

Carga	Grado		
	12.9	10.9	8.8
1000 N	M3	M3	M3
1600 N	M3	M3	M3
2500 N	M3	M3	M4
4000 N	M4	M4	M5
6300 N	M4	M5	M6
10000 N	M5	M6	M8
16000 N	M6	M8	M10
25000 N	M8	M10	M12
40000 N	M10	M12	M14
63000 N	M12	M14	M16
100000 N	M16	M18	M20
160000 N	M20	M22	M24
250000 N	M24	M27	M30
400000 N	M30	M33	M36
630000 N	M36	M39	M39

Una vez obtenidas las fuerzas producto de los elementos de transmisión se halla la fuerza resultante para la el plano perpendicular a los tornillos, la cual será nuestra fuerza de trabajo.

Se debe dividir la fuerza por el número total de tornillos en ese plano, luego ingresar con la fuerza inmediatamente superior por tornillo a la hallada en la tabla 2.3 y en función al grado del material del tornillo se halla en diámetro nominal de un tornillo tentativo que luego deberá comprobarse usando la norma mencionada previamente. Sin embargo, al ser una fuerza transversal, el procedimiento aproximado dicta que se debe elegir la fuerza a cuatro filas mayor. Por ejemplo, si la fuerza por tornillo es de 5 000, se elegirá el superior inmediato, el cual es 6 300 y posteriormente se bajan dos filas hasta 40 000 y en dicha fila seleccionar el diámetro del tornillo en función a su material.

Tabla 2.4 Agujeros según DIN69

Diámetro nominal	Agujero pasante		
	Fino	Media	Basto
M3	3.2	3.4	3.6
M4	4.3	4.5	4.8
M5	5.3	5.5	5.8
M6	6.4	6.6	7.0
M8	8.4	9.0	10.0
M10	10.5	11.0	12.0
M12	13.0	14.0	15.0
M14	15.0	16.0	17.0
M16	17.0	18.0	19.0
M18	19.0	20.0	21.0
M20	21.0	22.0	24.0
M22	23.0	24.0	26.0
M24	25.0	26.0	28.0
M27	28.0	30.0	32.0
M30	31.0	33.0	35.0
M33	34.0	36.0	38.0
M36	37.0	39.0	42.0
M39	40.0	42.0	45.0

Una vez seleccionados los tornillos, se procede a calcular los agujeros en la carcasa. Ahora procede a usar la norma DIN69, la cual incluye a la tabla 2.4.



Para el diseño propuesto se tomará la fina de agujeros finos, ya que los agujeros en la base y en los alojamientos de los rodamientos resultarán en concentradores de esfuerzo y mientras menor sea el diámetro, menores serán sus efectos.

2.3. Diseño paramétrico

El diseño paramétrico se refiere a un diseño cuyas cotas no son constantes en su totalidad, sino que son de índole variable y dependiente a otros valores. Dichas cotas deberán responder a diversos factores, pues tendrán relaciones tanto geométricas como de referencias externas.

Para el caso particular que se está tratando, las cotas deberán responder a una serie de referencias externas. Dichas referencias son, en efecto, los datos que se han calculado a partir de los datos de entrada provistos inicialmente. Los datos principales que definen los parámetros del diseño son los diámetros de los engranajes, diámetro del anillo exterior de los rodamientos y longitud de los ejes. Por lo tanto, todas las demás cotas deberán cambiar en proporción a estos valores.

Para realizar el diseño paramétrico se decidió usar el software Autodesk Inventor 2014, por medio de éste software se definió todas las dimensiones del diseño. Sin embargo, los datos de entrada y cálculos son muchos y muy complejos como para insertarlos directamente en el software, además de ser poco amigables para realizar cambios. Por ésta razón se decidió usar Microsoft Excel y realizar hojas de cálculo que manejen las dimensiones de las cotas. Por medio de una relación “*third party*” los resultados de los cálculos son utilizados para el dimensionamiento.

En la figura 2.2 se muestra un ejemplo de una de las hojas de cálculo del archivo de Excel, donde se muestra los cálculos de los engranajes hasta la primera etapa. Las celdas con borde grueso son las únicas que se modifican, de manera que se deban ingresar la menor cantidad de datos para la iteración, además algunas celdas cuentan con recomendaciones. Inicialmente se intentó generar el cálculo totalmente automático, pero siempre hay pequeñas decisiones que tomar, sin mencionar que el cálculo es meramente aproximado.

Cálculo de engranajes			
Potencia		560.00 kW	
Se asume ángulo de presión de 20°			
Ángulo de la helice		15°	
Factor de seguridad		5	
			Recomendación
Relaciones de transmisión	Etapa I	5.30	5.80
	Etapa II	3.39	3.10
Relación total real		17.980	
Primera Etapa			
Resistencia del material	Acero 4140 endurecido	156000 psi	109.68 kg/mm ²
Diámetro primitivo del piñon	160 mm		
Diámetro primitivo de la corona	928 mm		
Torque	3565.07 Nm		
Velocidad de entrada	157.08 rad/s		
Módulo	Aproximado	3.69 mm	
	Normalizado	4 mm	
	Normal	4.14 mm	
Piñon			
Diámetro primitivo		160 mm	
Número de dientes		40	
Paso		6.13 pulg [^] (-1)	
Grosor		3.00 pulg	
Factor de forma de Lewis		0.387	
Fuerza máxima admisible en el diente		5899.96 lb	26244.33 N
Fuerza aplicada en el diente		5009.12 lb	22281.69 N
Resultado		CUMPLE	
Corona			
Diámetro primitivo		928 mm	
Número de dientes		232	
Paso		6.13 pulg [^] (-1)	
Factor de forma de Lewis		0.466	
Fuerza máxima admisible en el diente		7104.51 lb	31602.43 N
Fuerza aplicada en el diente		5009.12 lb	22281.69 N
Resultado		CUMPLE	

Figura 2.2 Ejemplo de hoja de cálculo

2.3.1. Base de la carcasa

La carcasa consta de dos mitades que se unen para contener a todos los componentes internos. Se comenzará por diseñar la base y la tapa se diseñará posteriormente en función a la geometría y dimensiones de la base. Para comenzar con el diseño, se separa la pieza en sub-piezas y se dimensiona una parte en función a la otra, de manera que al cambiar las medidas se mantenga cierta simetría en el diseño total.

2.3.1.1. Alojamiento de los rodamientos

Para carcasas soldadas se da la recomendación de que todos los alojamientos deben ser parte de un mismo bloque, por lo que se considerará como una sub-pieza, la cual será soldada con sus demás elementos.

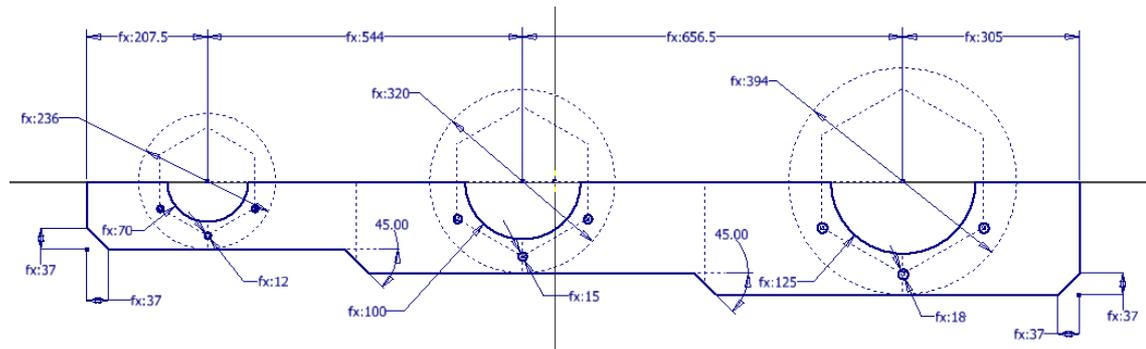


Figura 2.3 Croquis del alojamiento para rodamientos.

En la figura 2.3 se aprecia el croquis del alojamiento para los rodamientos. Los valores de las cotas no son particularmente lo más importante en dicha imagen, sino el poder apreciar la geometría. De este croquis se realiza una extrusión, por lo que se convertirá en un bloque sólido.

Como se puede apreciar en la figura 2.4, la línea inferior del bloque del alojamiento es tangente a un círculo concéntrico al alojamiento. Dicha fórmula es una recomendación de diseño, al igual que muchas otras decisiones tomadas durante el proceso. Dicho círculo imaginario cumple con una fórmula que depende de dos variables: Rod1, que corresponde al diámetro del alojamiento del rodamiento 1; y Tor21, que corresponde al diámetro del agujero para los tornillos que sostendrán la tapa de los alojamientos. La recomendación es que los agujeros se realicen a una distancia igual a 4 veces su diámetro del inicio del bloque. Teniendo en cuenta esto, el agujero más cercano a la parte inferior es el que marcará el espesor mínimo en dicha sección.

En esta etapa los agujeros de los tornillos son referenciales, posteriormente se realiza la función de taladrado. Una vez definido el croquis, por medio de las distancias entre centros se procede a extrudir. El espesor del bloque será igual al doble de la profundidad del rodamiento, de forma que se asegure la integridad estructural de dicho bloque, el cual será perforado por varios tornillos generando grandes concentradores de esfuerzo. Así queda completamente definido el alojamiento.

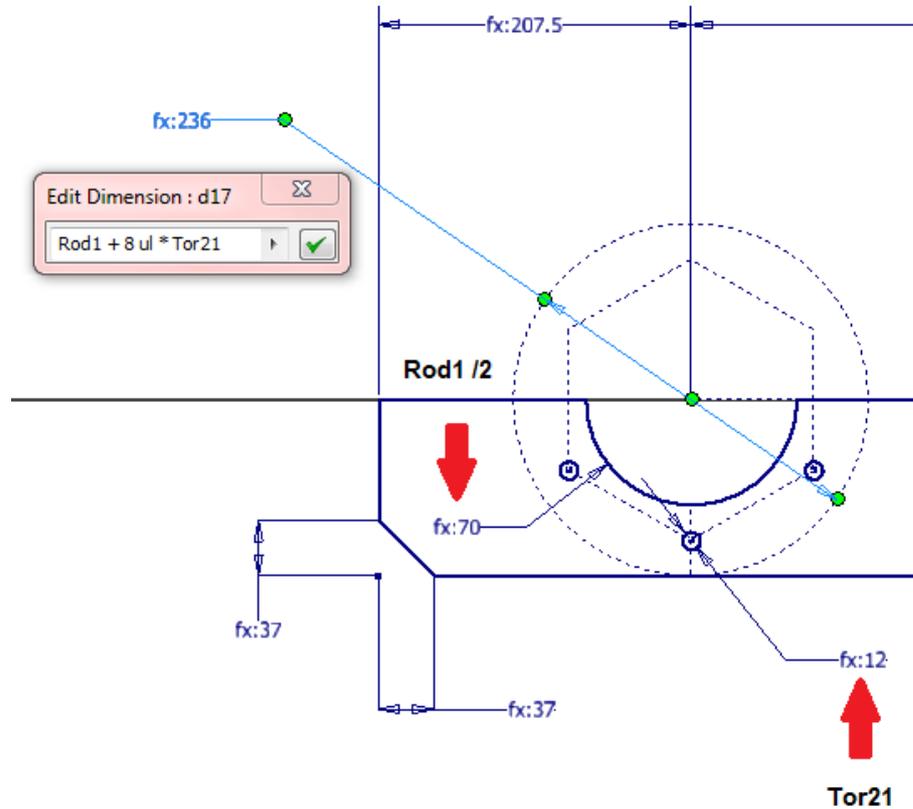


Figura 2.4 Detalle de las cotas del alojamiento.

2.3.1.2. Superficie de contacto con la tapa

Se le ha nombrado contacto superior a toda la superficie que estará en contacto con la tapa del reductor. Su función es tener la suficiente planitud para poder generar un sello con la tapa, por medio de una empaquetadura polimérica, probablemente de un elastómero.

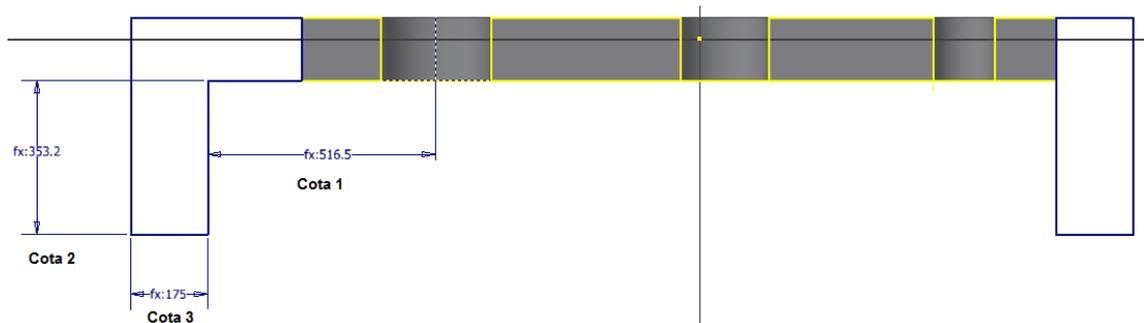


Figura 2.5 Croquis del contacto superior.



En la figura 2.5 se aprecia una serie de cotas para completar la definición. La cota 1 es la mitad del diámetro exterior de la corona de la segunda etapa más el espesor de la plancha. La razón para ésta fórmula es que el engranaje no puede estar en contacto con la pared interna de su alojamiento, por eso se suma el espesor de la plancha. Dicha decisión es una recomendación de diseño, meramente empírico, que asegura que no habrá exceso de material con una gran distancia ni que habrá roses por la vibración.

La cota 2 es la mitad de la longitud de los árboles. Solo se considera la mitad, pues debido a que existe simetría en el diseño, se procederá realizar una función *mirror* para completar el diseño.

Finalmente la cota 3 se refiere al espesor y éste, al igual que en el bloque de los rodamientos, se define en función a los tornillos que posteriormente unirán las dos mitades de la carcasa. La distancia es igual a 5 veces el diámetro de dichos tornillos.

Del lado derecho, desde la perspectiva de la figura 2.5, no se aprecian cotas debido a que el espesor es el mismo y la longitud vertical también. No se considera el diámetro del piñón de la primera reducción pues siempre es menor, nunca toca la pared interna por lo que se extiende la superficie al ras del bloque de los alojamientos.

2.3.1.3. Planchas laterales

El siguiente paso en el diseño es el de colocar las planchas soldadas en el diseño. Para su dimensionamiento se proyecta el diseño actuar a un plano paralelo a la superficie de contacto como se muestra en la figura 2.6. Sobre ésta proyección referencial se traza las líneas que representan el borde de las planchas soldadas. Para éste caso, se propone soldar las planchas al ras del alojamiento de los rodamientos por la parte interior de éstos, lo cual será evaluado y reconsiderado, debido a que existen casos en los que las planchas soldadas van por la parte exterior o por el medio. Inicialmente se realiza ésta configuración para tener menor cantidad de material y disminuir el volumen interno, con la finalidad de no aumentar la necesidad del uso de aceite, ya que éste debe llegar hasta un cierto nivel para el correcto funcionamiento de la caja.

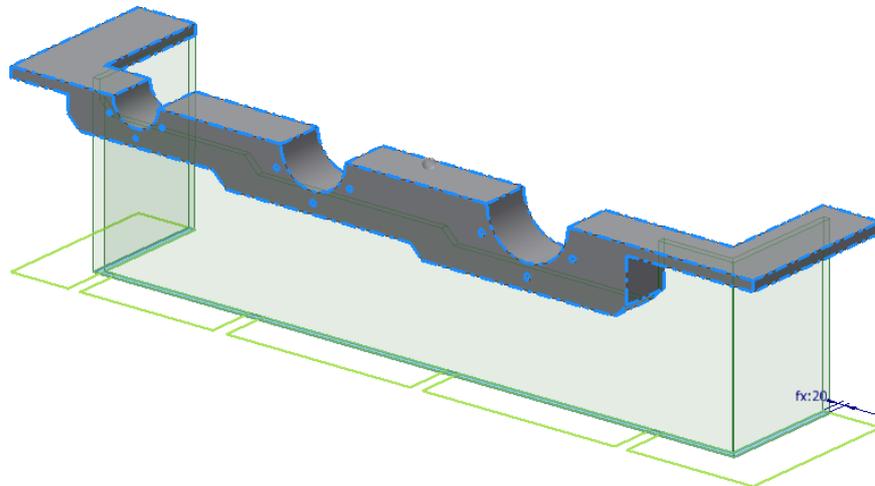


Figura 2.6 Croquis de las planchas soldadas.

Para su dimensionamiento se proyecta el diseño actuar a un plano paralelo a la superficie de contacto como se muestra en la figura 2.6. Sobre ésta proyección referencial se traza las líneas que representan el borde de las planchas soldadas. Para éste caso, se propone soldar las planchas al ras del alojamiento de los rodamientos por la parte interior de éstos. Dichas decisión será evaluada y reconsiderada, debido a que existen casos en los que las planchas soldadas van por la parte exterior o por el medio. Inicialmente se realiza ésta configuración para tener menor cantidad de material y disminuir el volumen interno, con la finalidad de no aumentar la necesidad del uso de aceite, ya que éste debe llegar hasta un cierto nivel para el correcto funcionamiento de la caja.

El plano que se crea no tiene una distancia arbitraria, ésta distancia determina el ancho de las planchas e influye en la altura de la caja reductora. Muchas veces ésta altura es parte de los pedidos particulares que se realizan a empresas especializadas, pues tienen que realizar la reducción de un equipo a otro y dichos equipos tienen una altura predeterminada. Para éste estudio se está asumiendo que no existe dicho requerimiento. Entonces se mantiene la misma premisa de mantener el menor volumen interno. La distancia de éste plano será igual al diámetro externo más grande entre todos los rodamientos entre 2 y sumado con el espesor de la plancha para tener margen de funcionamiento. Una vez extruido el croquis se obtiene el sólido según se aprecia en la figura 2.7.

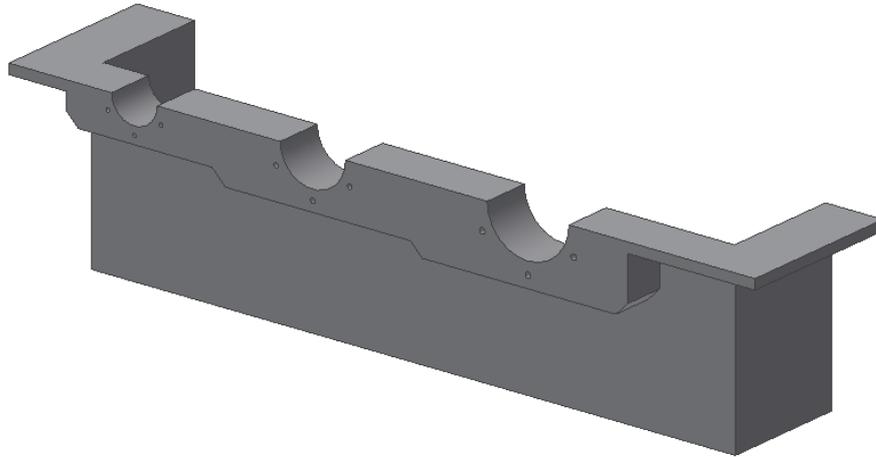


Figura 2.7 Visualización de las planchas soldadas.

2.3.1.4. Plancha de la base de anclaje

La base es una superficie similar a la de contacto que se encuentra en la parte superior. Sin embargo, su función es la de anclar la caja reductora al suelo y disipar las fuerzas a la que esté sometida. Muchas de las bases de las cajas reductoras más grandes, para más de un metro de largo, cuentan con un accesorio llamado tornillo o tornillos de nivelación. Su función es justamente la de nivelar la caja reductora para una correcta alineación de sus acoplamientos. Algunas otras cajas cuentan con el mismo dispositivo en las superficies de contacto entre la tapa y la base, pero a diferencia de los tornillos de nivel, estos sirven para romper el sello de las dos mitades. Esto es necesario debido a que, una vez retirados todos los tornillos, hay que vencer el efecto de succión de la empaquetadura.

Dichos accesorios, al no influir directamente en la estructura y resistencia del diseño no serán considerados en ésta etapa de diseño. Sin embargo, los tornillos de anclaje son todo lo contrario, pues estarán sometidos a grandes esfuerzos.

En la figura 2.8 se aprecia el croquis y vista final del diseño. La base está definida en función a los alojamientos de los rodamientos y su espesor será de 20% más que su referencia. El espesor de la plancha es 50% mayor al de las paredes y los agujeros para los tornillos cuentan con un refuerzo. Estas decisiones serán evaluadas y reconsideradas posteriormente, pues no siguen ninguna recomendación. Los refuerzos se aprecian en otras configuraciones pero sin una referencia numérica.

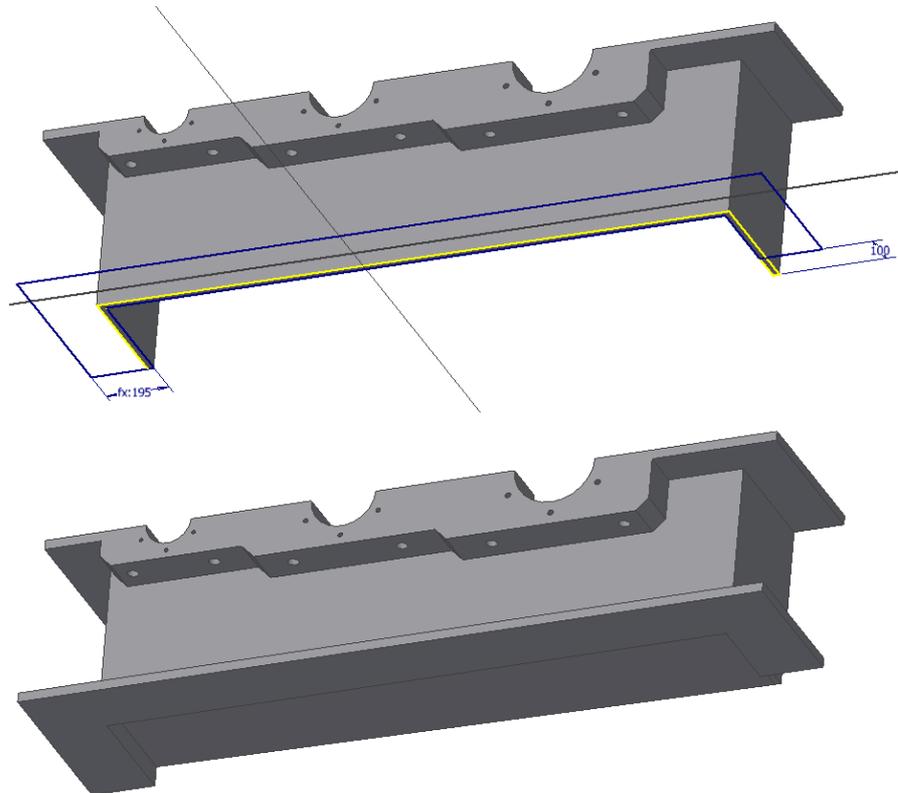


Figura 2.8 Base de la caja reductora en contacto con plano de planta.

Finalmente se puede apreciar el detalle que en el lado derecho de la imagen se ha dejado un espacio sin superficie de contacto. La razón es que por ésta zona se realizarán las purgas y facilitará la labor.

2.3.1.5. Plancha inclinada del fondo de la carcasa

Para que por éste extremo se pueda realizar la purga correctamente, es necesario que la parte interna del fondo de la caja reductora se cuente con una superficie inclinada. Se ha propuesto, en figura 2.9, que el fondo cuente con una plancha soldada con una inclinación de un grado, con la finalidad de purgar la mayor parte del aceite y lograr una mayor pureza al momento de introducir el nuevo lubricante para un nuevo ciclo de servicio en los mantenimientos realizados en función al tiempo o a la condición del equipo.

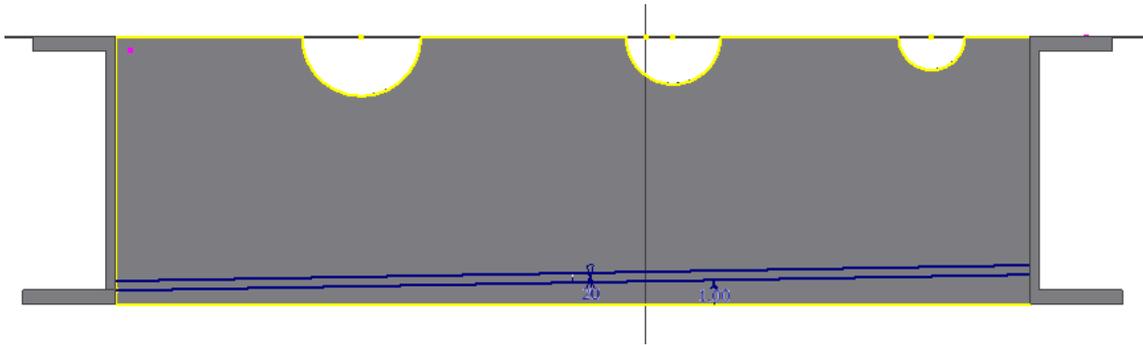


Figura 2.9 Pendiente del fondo de la carcasa.

2.3.1.6. Diseño paramétrico básico de la base de la carcasa.

Finalmente se obtiene el diseño hasta el momento, tras realizar la simetría para las dos mitades de la base, se puede apreciar el resultado final en la figura 2.10.

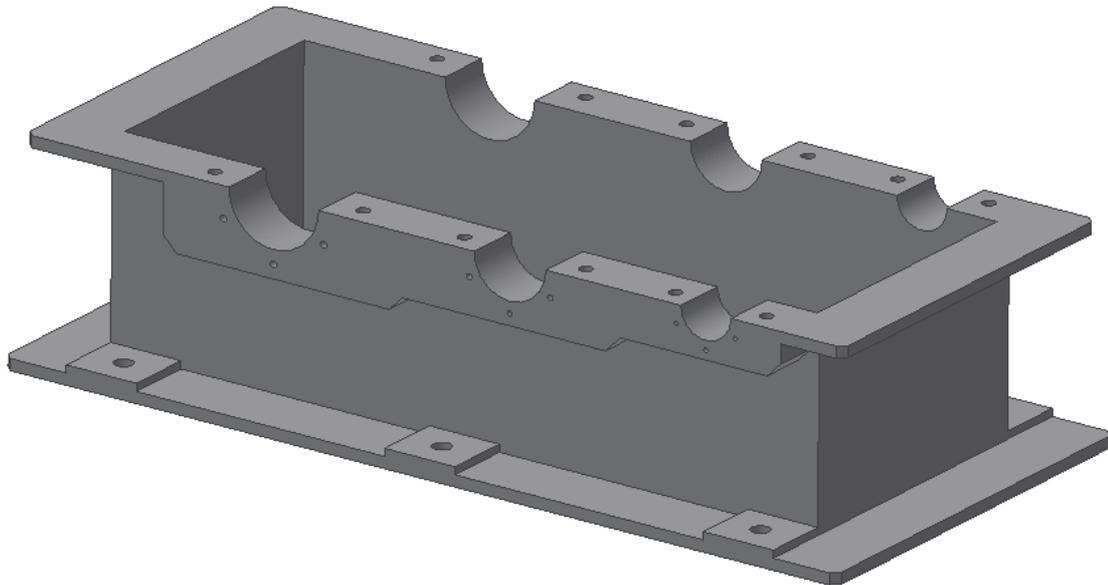


Figura 2.10 Presentación del diseño básico de la base.

Los pasos que no se mencionaron fueron la realización de los agujeros y chaflanes, sus objetivos son el paso de los tornillos y la purga de aceite. Los chaflanes eliminan los bordes vivos y disminuyen la posibilidad de lesión en trabajadores que transiten por la cercanía y durante la manipulación en las labores de mantenimiento o inspección.



2.3.2. Tapa de la carcasa

El diseño de la tapa de la carcasa parte de la base como referencia. A diferencia de la base, no nos centraremos en el diseño de los alojamientos de los rodamientos ni en la superficie de contacto entre las dos mitades, pues éstas son iguales en dimensión y geometría a las de la base, como se aprecia en la figura 2.11.

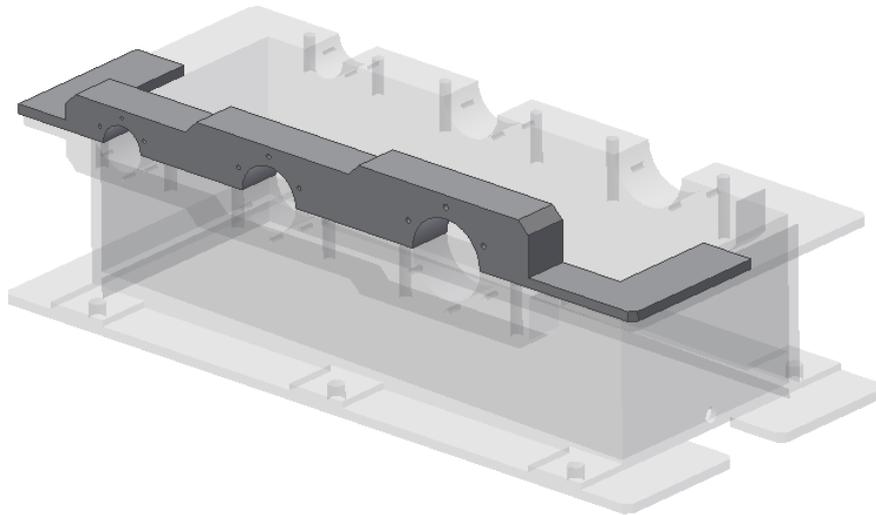


Figura 2.11 Diseño de la tapa en función a la base de la carcasa.

2.3.2.1. Planchas laterales y superiores

Las planchas soldadas de la tapa se diseñará en función al espacio que ocupan los engranajes en el interior, intentando, en lo posible, disminuir el volumen interno, con lo que se disminuirá la cantidad de plancha de acero utilizada y también el peso del componente.

En la figura 2.12 se observan círculos en línea de construcción que sirven de referencia para poder apreciar el espacio real que están ocupando los engranajes en el interior de la carcasa. Las planchas del lado de las coronas mantienen una distancia tangencial igual al espesor de la plancha soldada. Se reduce el espacio por medio de planchas colocadas a 45° con respecto a la horizontal y la plancha superior se acomoda al patrón que forman las coronas. Se aprecia también que los piñones casi no influyen en el dimensionamiento del conjunto.

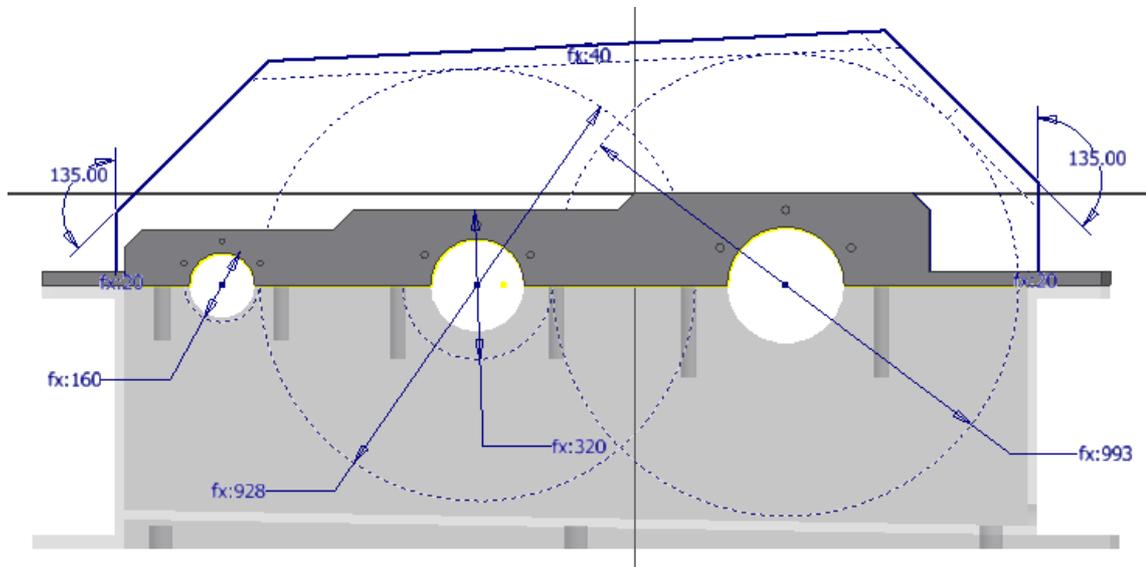


Figura 2.12 Croquis de la plancha soldada de la tapa de la carcasa.

De ésta forma se define completamente las planchas soldadas de la tapa de la carcasa como se aprecia en la figura 2.13.

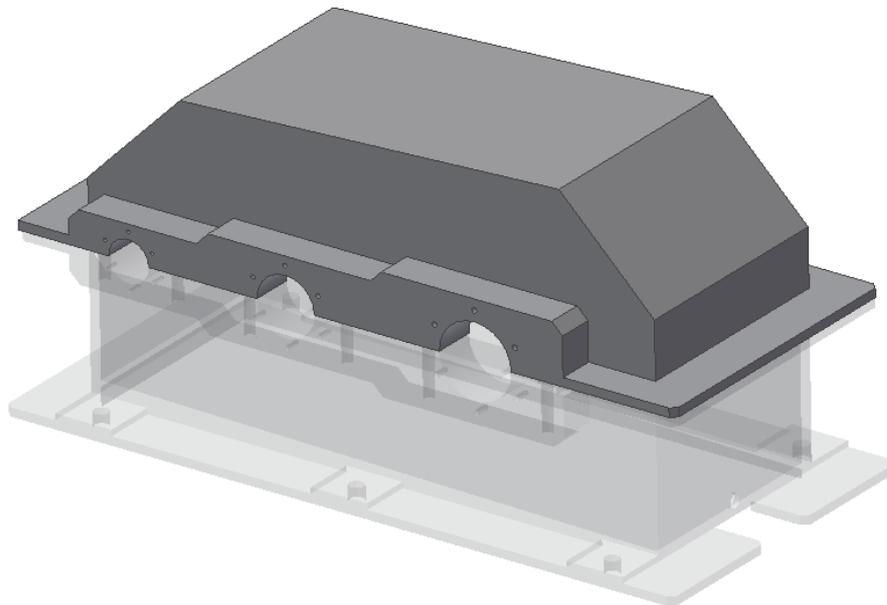


Figura 2.13 Presentación de las planchas soldadas de la tapa de la carcasa.



2.3.2.2. Mira de inspección

Para realizar la mira de inspección se realizará un corte en la plancha superior del reductor. Desde este punto se puede ver el engrane de las 2 etapas y los dientes de las coronas con detalle. En la figura 2.14 se aprecia el croquis de la mira de inspección. Al ser posible el cambio de las cotas, se definió el tamaño de la mira como un tercio de la plancha en la que estará contenida.

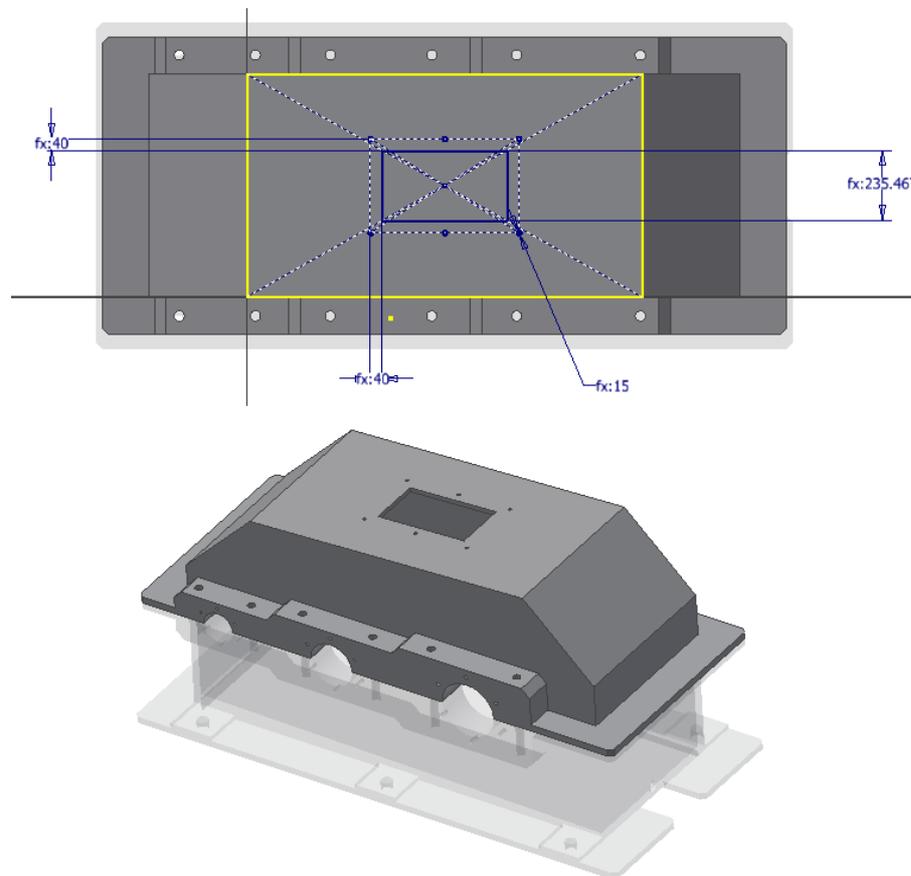


Figura 2.14 Croquis y presentación de la mira de inspección.

Cabe resaltar que la mira de inspección deberá estar cerrada con otra plancha durante el funcionamiento de la caja reductora. Se aprovechará dicha plancha para colocar el agujero de respiración, de forma que ante una falla sea más sencillo reemplazar el conjunto.



2.3.2.3. Puntos de izaje

En carcasas fundidas se suele tener un agujero roscado destinado para el izaje del equipo. Sin embargo, implementar éste sistema en una carcasa soldada no sería práctico. Se ha propuesto soldar planchas de mayor espesor con un agujero a ambos lados de la tapa, de manera que se pueda izar mediante el uso de cangilones.

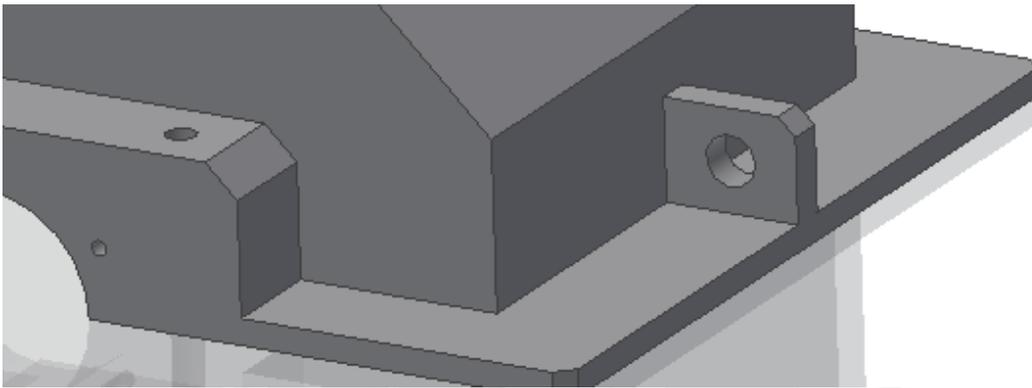


Figura 2.15 Agujero de izaje.

2.3.2.4. Diseño paramétrico básico de la tapa de la carcasa

Finalmente se integran los elementos y se obtiene el diseño básico de la tapa de la carcasa. Se puede apreciar el diseño en la figura 2.16.

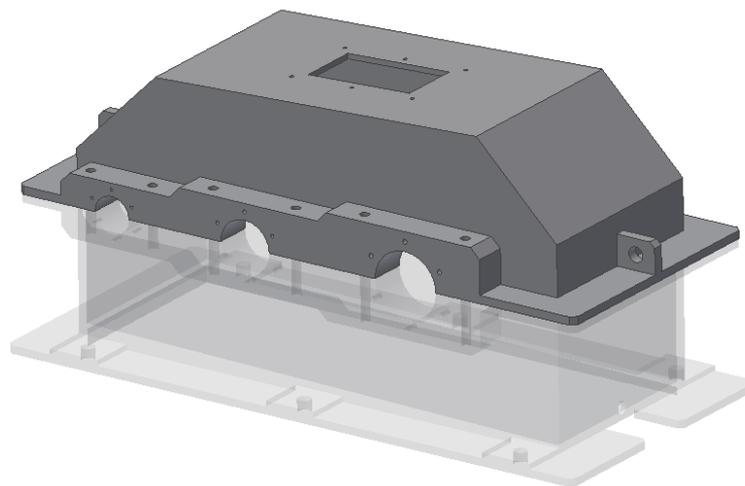


Figura 2.16 Presentación del diseño básico de la tapa.



2.3.3. Diseño paramétrico básico del conjunto.

Una vez terminados los elementos principales del diseño de la tapa y la base, se procede al ensamblaje de ambos. En la figura 2.17 se presenta el ensamblaje en una vista isométrica. Cabe señalar que aún deben considerarse otros elementos, como los nervios rigidizadores, los cuales alivian los concentradores de esfuerzos entre el alojamiento de los rodamientos y las planchas soldadas.

Asimismo, no se están considerando algunos elementos, como el medidor de aceite, el agujero de respiración, el tapón de purga de aceite, entre otros, ya que no influyen en el análisis estructural del sistema. Por otro lado, se consideraron los agujeros de izaje por aportar rigidez al diseño y el agujero de purga por influir en la forma de la base de contacto con el suelo.

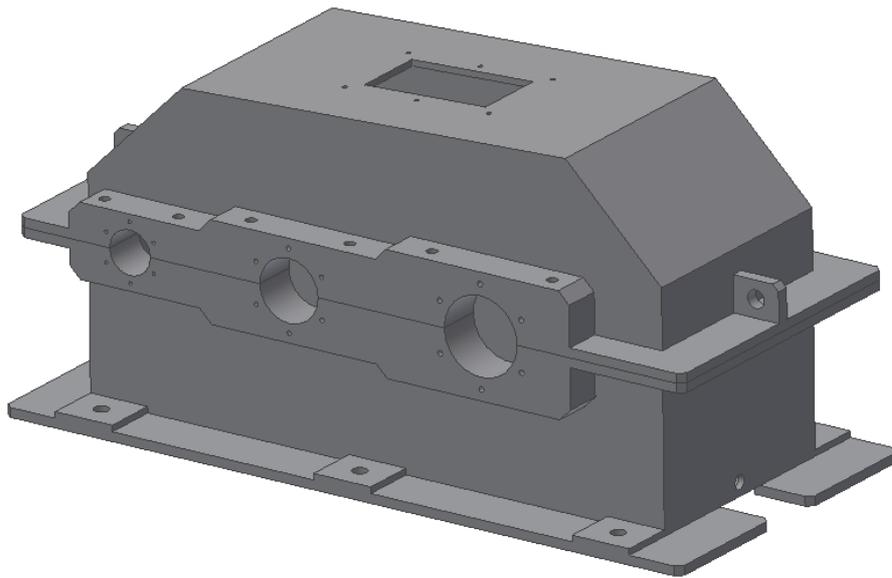


Figura 2.17 Vista isométrica del ensamblaje de la carcasa de la caja reductora.

2.4. Alternativas de geometría de la carcasa

Hasta el momento, se ha presentado el prototipo a grandes rasgos. Se ha tomado decisiones con la finalidad de dimensionar los elementos principales y definir su geometría, pero ahora se discutirán posibilidades para diferentes disposiciones a ser evaluadas.



2.4.1. Posicionamiento de las planchas laterales.

Al momento de decidir la disposición de las paredes internas con respecto a los rodamientos, se propuso como primera opción soldar las planchas al ras por la cara interna, de forma que el volumen interno sea el menor y el consumo de aceite se vea reducido notablemente. Sin embargo, se genera un fuerte concentrador de esfuerzos, asimismo, la estabilidad se ve comprometida. Para contrarrestar estos efectos se tendría que considerar algún nervio rigidizador. La variedad de estos elementos es amplia y se discutirá posteriormente.

En la figura 2.18 se puede ver una sección transversal que resalta la unión entre la plancha soldada y el alojamiento.

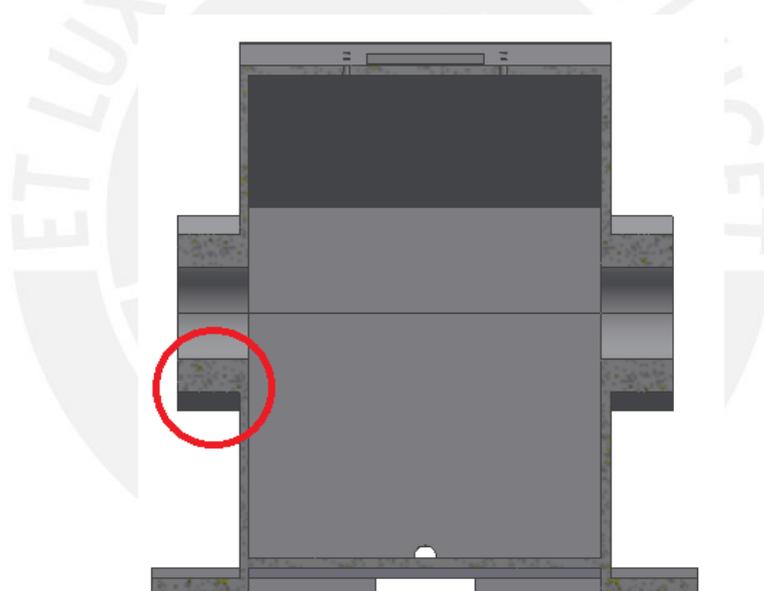


Figura 2.18 Plancha soldada al ras interno.

Por otro lado, existe la posibilidad de soldar la plancha en el medio del alojamiento. De esta forma se logra un equilibrio entre la resistencia y el consumo de aceite. Dicho ejemplo se puede apreciar en la figura 2.19. Se aprecia también que la base que tiene contacto con el plano de planta ha reducido su tamaño, pues mantiene la misma estabilidad que en el caso anterior. La complicación que puede preverse en este caso es que, de ser necesario colocar nervios por dentro y fuera de la carcasa, complicaría la fabricación.

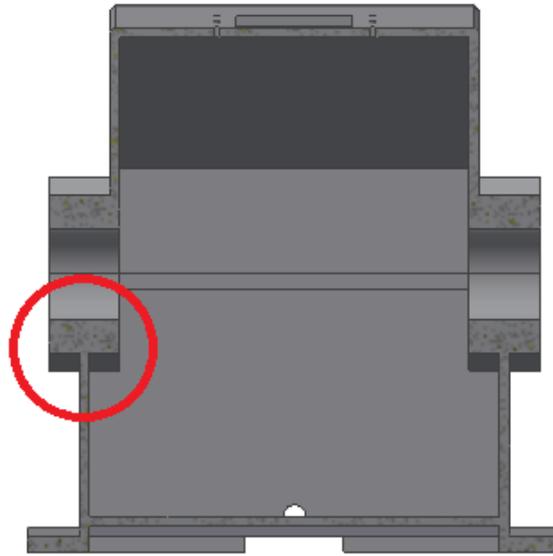


Figura 2.19 Plancha soldada al medio.

Cabe señalar que la tapa no ha sido alterada. En la práctica, las tapas resisten menores cargas y en casos de carcasas manufacturadas por fundición, el espesor en la tapa es menor que en la base. Lograr esta diferencia no será sencillo en planchas soldadas dado que los espesores son determinados por los proveedores comerciales.

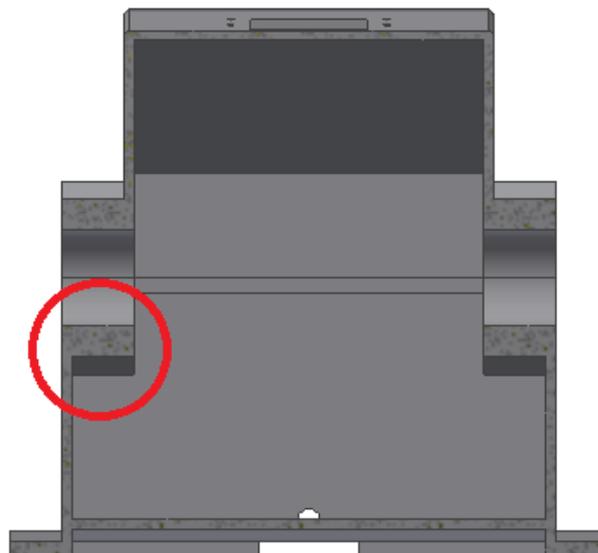


Figura 2.20 Plancha soldada al ras externo.



El último caso es el de las planchas soldadas al ras exterior. El consumo de aceite en este caso sería el máximo y la inspección de eventuales nervios rigidizadores sería más compleja. Por otro lado, ésta configuración obliga que la base en contacto con la planta se extienda más, ya que los tornillos requieren de una determinada superficie para poder ser colocados y disipar su fuerza, de forma que la unión no falle.

Si bien hasta ahora se han visto tres ejemplos, puede que lo más conveniente sea un caso que se encuentre en medio de éstos, por lo que no se descarta otras configuraciones.

2.4.2. Nervios rigidizadores

En las vistas de la figura 2.18, figura 2.19 y figura 2.20 se aprecia un fuerte cambio de sección, lo cual conlleva a concentradores de esfuerzos entre el bloque correspondiente a los alojamientos y a la plancha soldada. Existen varias formas de disminuir dichos concentradores y la más convencional es el uso de nervios. Inicialmente no se consideraron los nervios ya que las configuraciones son variadas y se verán con más detalle.

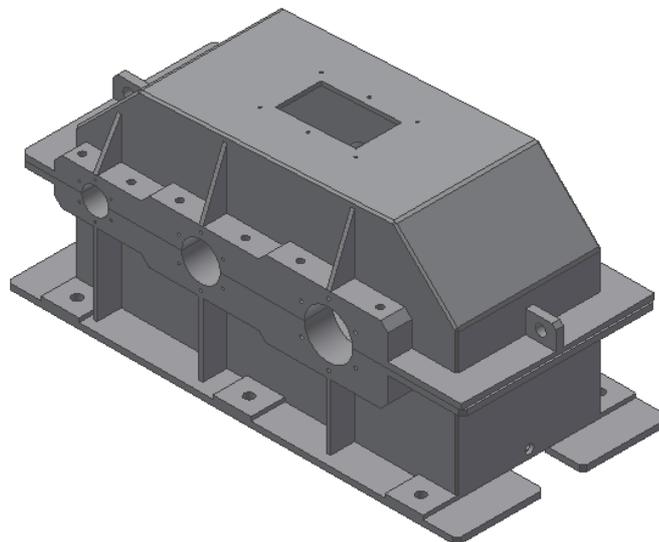


Figura 2.21 Nervios simples.

El uso de nervios es usado tanto en carcasas soldadas como fundidas. Sin embargo, las carcasas soldadas tienen menos opciones para la rigidización y el uso de nervios resulta de carácter casi obligatorio. Cabe resaltar que cada configuración que se exponga ofrecerá mayor resistencia que la anterior, pero el material aportado también



aumenta, así como el trabajo necesario para la manufactura. La aplicación de cualquier configuración de nervios deberá justificarse.

En la figura 2.21 se aprecia la forma más simple de nervios. Se colocan planchas sobre y bajo los puntos de mayor carga, que resulta ser las posiciones relativas de los rodamientos. El espesor de las planchas es determinado por cálculos. Si se observa que los espesores de planchas resultan incoherentes o si sin importar su espesor los concentradores siguen siendo muy altos, se procede a intentar una configuración de dos nervios como se ve en la figura 2.22.

Como se mencionó previamente, la aplicación de dicha geometría se justificará en función a la necesidad y si es que se puede disminuir el espesor de plancha en general y así disminuir el uso excesivo de material.

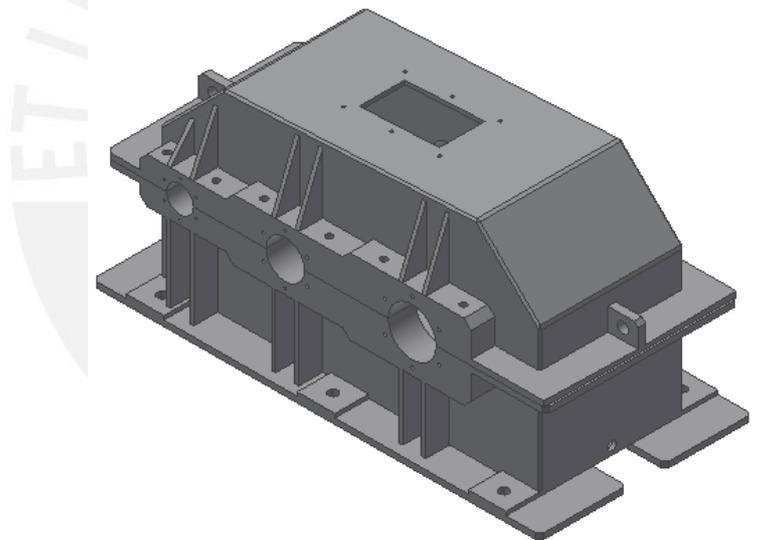


Figura 2.22 Nervios dobles a ambos lados.

Finalmente, se puede rigidizar aún más cerrando los nervios, dando una estructura de caja bajo cada rodamiento como se aprecia en la figura 2.23.

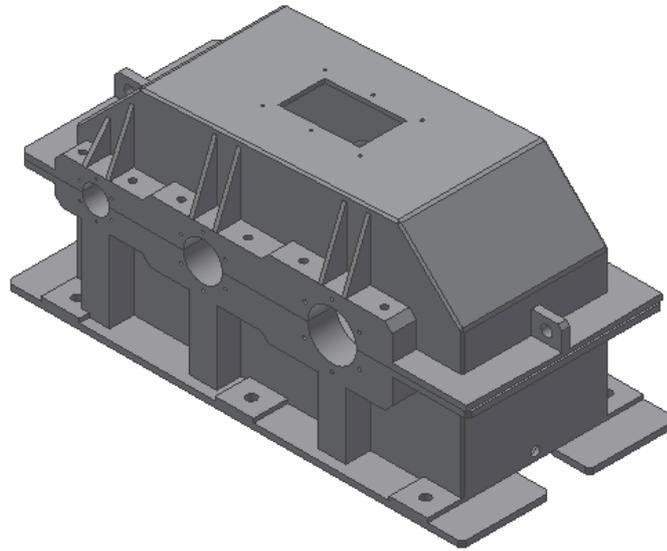


Figura 2.23 Nervios cerrados o de caja.

2.4.3. Cordones de soldadura

Inicialmente se realizará un análisis por elementos finitos a la estructura con ángulos de 90 grados en las uniones entre las planchas. Sin embargo, dichos ángulos generan concentradores de esfuerzo que no son reales, dado que radio del redondeo del cambio de sección es igual a cero, por lo tanto el esfuerzo es infinito.

Lo que varía en este punto del diseño es el tamaño del cordón y dicho tamaño varía en función al espesor de la plancha. Para tener una idea del rango de cordones admitidos por espesor de plancha, ver tabla 2., la cual muestra el espesor de cordón mínimo, mientras que el máximo equivale a 0.7 veces t . Dicho valor representa el valor de garganta. Para más detalle ver la figura 2.24.

El espesor del cordón de soldadura será un parámetro a considerar en el diseño y posteriormente sea motivo de optimización en función a los resultados experimentales de las simulaciones que se realizarán posteriormente.

Tabla 2.5 [9] Espesor de cordón mínimo en función al espesor de plancha

t [mm]	w	a min
4.0 a 7.0	3.54 mm	2.50 mm
7.1 a 8.4	4.24 mm	3.00 mm
8.5 a 9.9	4.95 mm	3.50 mm
10.0 a 12.0	5.66 mm	4.00 mm
12.1 a 13.4	6.36 mm	4.50 mm
13.5 a 15.5	7.07 mm	5.00 mm
15.6 a 18.3	7.78 mm	5.50 mm
18.4 a 21.2	8.49 mm	6.00 mm
21.3 a 24.0	9.19 mm	6.50 mm
24.1 a 26.8	9.90 mm	7.00 mm
26.9 a 31.1	10.61 mm	7.50 mm
31.2 a 36.0	11.31 mm	8.00 mm

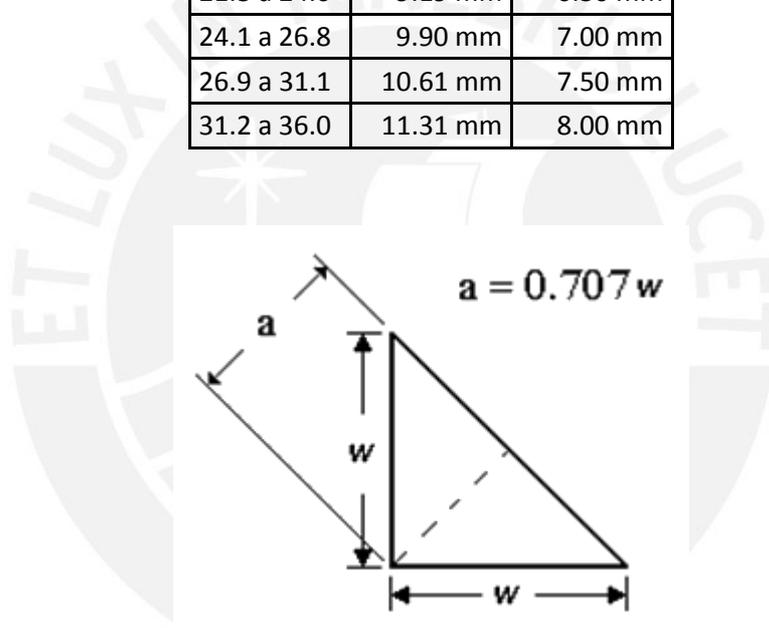


Figura 2.24 [8] Representación de la sección del cordón de soldadura.



CAPITULO 3: PROCEDIMIENTO PARA LA OPTIMIZACIÓN GEOMÉTRICA

En el capítulo anterior se trabajó con un software CAD (*computer assisted drawing*) el cual tiene grandes ventajas al momento de dibujar. Sin embargo, no se pueden evaluar la resistencia de materiales, acción de fuerzas y las consideraciones de ingeniería necesarias. Por ello, a continuación se procederá a trabajar con software CAE (*computer assisted engineer*) el cual, para éste caso de estudio, es ANSYS, un software de elementos finitos que tiene la capacidad de usar como modelo de estudio la geometría ya existente creada previamente en el software CAD.

Existen varios pasos a seguir para realizar el estudio en un software de elementos finitos. El primero es la designación de los materiales del modelo. No se dará mayor detalle respecto a los materiales en ésta etapa ya que se pretende identificar los concentradores de esfuerzo y mitigar sus efectos mediante decisiones de diseño. Dichos concentradores serán determinados por la geometría más que por el material del modelo matemático. El siguiente paso es convertir el modelo en un conjunto de elementos finitos para realizar los ensayos.

3.1. Discretización del modelo

Como su nombre lo indica, un software de elementos finitos requiere que un modelo geométrico, sea bidimensional o tridimensional, se discretice en elementos con mayor facilidad para aplicar ecuaciones matemáticas, con sus fuerzas y esfuerzos respectivos. Dicho proceso se le conoce como mallado y la generación de la malla implica una serie de pasos a seguir, los cuales afectan en gran medida al resultado final.

Al momento de importar el modelo CAD al entorno de ANSYS se puede generar una malla automática. La forma triangular nos indica que el tipo de los elementos



generados son tetraédricos, lo cual confirma el software al consultar la calidad de la malla y las características de la misma.

3.1.1. Métrica del mallado

La malla obtenida automáticamente consta de un bajo número de elementos y nodos, lo cual por defecto, en función al volumen, implica un mallado basto. Sin embargo, el mallado automático no basta para obtener una calidad de la malla con la que se puedan obtener valores aceptables. Por ésta razón se hará uso de indicadores, los cuales evalúan la malla en función a criterios particulares para evaluar la calidad de los ensayos.

Al consultar los indicadores integrados en el software se logra apreciar que el primero es la calidad de la malla (*Element Quality*). Dicho indicador evalúa cada elemento y los califica en función a su uniformidad, es decir, a que todos tengan tamaños similares respecto al conjunto. Un caso ideal sería tener una calidad de 1, lo cual es casi imposible, pero si se logra una calidad por sobre 0.75 se podrá decir que se está realizando un estudio con resultados aceptables, los cuales serán cotejados posteriormente.

Otro indicador que podemos mencionar es el *Aspect Ratio*, el cual indica la relación entre las dimensiones de las aristas de cada elemento. El caso ideal sería tener elementos conformados por triángulos de 60 grados, pero al amoldarse a las superficies variantes de los modelos es difícil llegar a un ideal. Dado que el indicador es un ratio entre dos aristas, el ideal será 1, lo cual indica que las aristas son iguales. Mientras mayor sea el ratio, peor será el elemento. Se considera que un ratio de 5 es aceptable, pero para el estudio se intentará obtener un ratio menor a 2.

Finalmente, se tomará a consideración el indicador de ortogonalidad (*Orthogonal Quality*) el cual evalúa la perpendicularidad entre la recta que une los centroides de dos elementos de una malla y las aristas que comparten. Mientras mayor sea la ortogonalidad mejor será el resultado, del modelo matemático. El software evalúa la calidad de ortogonalidad entre 0 y 1, siendo 1 el ideal. Para el estudio también se procederá a intentar alcanzar 0.75 como un punto a alcanzar.



3.1.2. Métodos de mallado

Ahora que se conocen los indicadores a los que se desea apuntar, se debe comenzar a trabajar para alcanzarlos. Para ello se procederá a implementar métodos de mallados.

Como se mencionó previamente, los elementos presentes en el modelo son tetraédricos. Sin embargo, no es el único tipo de elemento que existe, pues también se pueden emplear los elementos hexaédricos. La ventaja de usar elementos hexaédricos es que tienen mayor número de nodos y entregan mayor cantidad de información con un menor número de elementos. Sin embargo, no es recomendable usar elementos tetraédricos en elementos que tengan un elevado ratio de área en función a volumen, como superficies delgadas o, en nuestro caso, elementos conformados por planchas. Por dicha consideración se conservará el mallado por tetraedros asumiendo un costo computacional superior, para obtener comportamientos más aceptables.

3.1.2.1. Tamaño de los elementos

Debido a que se ha decidido no variar el tipo de elementos, se procederá a afinar la malla por medio de varios criterios. En primer lugar se realizará un afinamiento general de la malla y se dará una mayor importancia a la malla en las zonas que colinden con curvaturas. Es decir, si existe un agujero se sabe que se presentará un concentrador de esfuerzos y para tener un resultado más certero la malla será más fina en dicha zona. Asimismo se impondrá al software que el tamaño máximo del lado de cada elemento será igual al espesor con el que se comiencen a realizar las iteraciones. Por ejemplo, si se comienza por un espesor de 15 mm, se recomienda que el máximo tamaño de elemento sea de 15mm.

En éste punto se puede comenzar a aplicar las condiciones de contorno, sean las fuerzas y soportes para comenzar la simulación. Sin embargo, las condiciones de tamaño que se han aplicado son globales, es decir, que aplican a todo el volumen. Al momento de simular, se podrán observar puntos o zonas más cargadas, las cuales serán motivo de un estudio más detallado y se aplicarán condiciones de tamaño para zonas particulares de la geometría. Si se desea obtener un mayor detalle en dicha



zona se puede aplicar una condición que establece el número de elementos en una arista o el tamaño de elementos en un área particular.

Para el caso particular de estudio, se deberá aplicar por adelantado una condición de tamaño en las aristas que marcan la unión entre las planchas y el alojamiento de los rodamientos para ambos lados. En dichas aristas los elementos serán 5 veces más finos con respecto al tamaño global de los elementos, lo cual permitirá una mejor obtención de resultados. Una vez que se obtengan los primeros resultados se deberá afinar la malla solo en los lugares más críticos, de manera que disminuya el número de elementos y los recursos computacionales.

3.1.2.2. Mapeado de superficies

El mapeo es una forma de homogenizar determinadas superficies en una malla, consiguiendo así un mejor resultado en el cálculo. Existe un requisito para que una superficie pueda ser mapeada y es que tenga un eje de simetría. En el caso ideal de que tenga dos ejes de simetría, como un rectángulo, el software mapeará automáticamente dicha superficie al momento de seleccionar la cara. Sin embargo, si solo tuviera un eje de simetría, se deberá indicar manualmente los puntos por los que pasa dicho eje. El efecto del mapeo es más significativo en volúmenes donde la mayor parte de los elementos son hexaédricos, sin embargo se aplicará a nuestro modelo pues se cuenta con gran cantidad de superficies de formas rectangulares y cilíndricas. Es necesario señalar que no todas las superficies que presenten un eje de simetría pueden ser mapeadas.

Una vez seleccionadas las caras correspondientes a todos los agujeros de los tornillos y las caras cuadradas se procede a aplicar el mapeo, el cual es automático y se guía por el tamaño de elemento global. El resultado se puede apreciar en la figura 3.1 donde la flecha señala la superficie mapeada, mientras que las caras colindantes no fueron mapeadas por no cumplir con los requerimientos.

A partir de este punto los cambios a realizar en la malla deberán ser reactivos, en función a los puntos más cargados, para afinar la malla; y a los menos cargados, para engrosarla, de modo que se optimice el número de elementos de la malla.

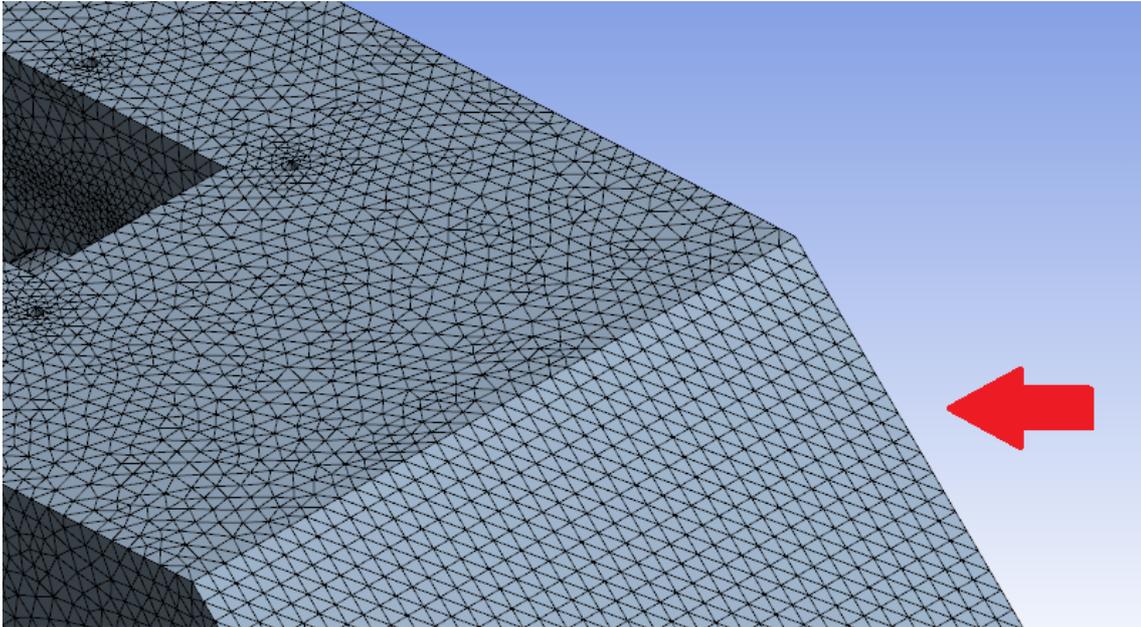


Figura 3.1 Superficie mapeada colindante a otra sin mapeo.

3.2. Definición de condiciones de contorno.

Cuando se habla de condiciones de contorno, nos referimos a los puntos que servirán de reacción a las cargas que se aplicarán. La correcta definición entre los elementos en cuestión es crucial pues los resultados pueden variar mucho, como se verá posteriormente.

3.2.1. Definición del contacto entre las piezas

Cuando el archivo CAD es importado por el software de elementos finitos, reconoce que existen dos cuerpos, los cuales son la base y la tapa de la carcasa. Dichos cuerpos se encuentran en contacto por dos superficies y por defecto se genera una condición de contacto entre dichas superficies. La razón de la existencia de dichas condiciones posibilita la separación entre ambos cuerpos, de lo contrario se atravesarían, ignorando las propiedades de impenetrabilidad del material.

Los tipos de contacto son los siguientes:

-*Bonded*: con ésta configuración el software asume las partes en contacto se comportarán como una sola. Por defecto, el software asume que las partes se



comportarán de ésta forma y por ésta razón se debe evaluar el verdadero comportamiento del conjunto.

-*No Separation*: como lo dice su nombre, no permite la separación de los cuerpos en la superficie de contacto. Sin embargo, permite el deslizamiento sin fricción entre los cuerpos, restringiendo los grados de libertad.

-*Frictionless*: convierte a las superficies en superficies sin fricción, sin restringir ningún grado de libertad. Lo único que se define es que no pueden atravesarse las superficies.

-*Frictional*: Al igual que *frictionless*, no restringe ningún grado de libertad, pero se agrega el factor de fricción entre las superficies en contacto.

Si bien los ensayos que usan la condición *bonded* no dan resultados certeros, requiere de menos recursos computacionales, por lo que inicialmente se trabajará con dicha configuración entre las dos mitades de la carcasa. Posteriormente se deberá usar la conexión del tipo *frictional*, de forma que se confirme que los tornillos tengan el pre ajuste suficiente para mantener en su lugar la tapa y la base de la carcasa sin movimiento relativo.

Para conocer el coeficiente de fricción se debe conocer la fricción entre los materiales que conforman la unión. Se sabe que el coeficiente de fricción estático entre dos superficies de acero es aproximadamente 0.15. Sin embargo, entre ambas caras se usará un sello o empaquetadura, la cual impedirá que el aceite salga del interior, otorgando hermeticidad. Cuando los sellos se encuentran entre dos partes móviles, se suelen fabricar de teflón para disminuir la fricción, pero nuestro caso es el opuesto. La fricción es deseada y se requiere un material similar al caucho. Debido a que genéricamente se conoce la fricción entre acero y caucho como entre 0.7 a 1, se tomará el valor más crítico y con éste se trabajará.

3.2.2. Definición de los soportes

Los soportes otorgan las mismas restricciones a los cuerpos que los contactos, pero con la diferencia de que no se encuentran en contacto con nada al momento de simular. Es decir, los soportes definirían los puntos externos al modelo por donde se van a disipar las fuerzas soportadas por éste último. Los tipos de soportes son los



mismos que para las definiciones de los contactos, sólo que la relación se da entre las caras del modelo y superficies imaginarias.

3.3. Definición de las cargas

Las cargas que se aplicarán sobre el modelo son todos aquellos efectos externos que se aplican sobre la malla con excepción de los soportes. Las cargas pueden ser fuerzas, presiones, vibraciones, entre otros. Para el caso particular de estudio, todas las cargas que soporta la carcasa son las reacciones de los rodamientos. Sin embargo, al momento de modelar dichas cargas hay que considerar ciertos criterios.

Para definir en el software una carga, se debe aplicar explícitamente sobre una geometría. Para nuestro caso, dicha geometría será la superficie interna del alojamiento de los rodamientos. Luego se configurarán las fuerzas a aplicar en función al sistema de coordenadas. Las fuerzas de reacción de los engranajes se deben descomponer en fuerza axial, tangencia y radial, con la finalidad de alinearlas los ejes X Y Z del modelo.

Cabe señalar que el tipo de fuerza que se aplique es muy importante, ya que tendrá repercusiones en el comportamiento del ensayo. Cuando se selecciona la cara internad el alojamiento y se aplica una fuerza como carga, se le indica al software que toda la cara está trabajando, lo cual no es verdad, debido a que dicha cara no trabaja nunca en tracción. Por ello se usa un tipo de carga llamada *bearing*, que como su nombre en inglés indica, se comporta como un cojinete y no ejerce tracción sobre las caras de trabajo.

3.4. Estrategia para la simulación

Una vez que se han definido las condiciones externas al modelo, se procede a comenzar las simulaciones para el refinamiento del diseño. Como se mencionó previamente, es recomendable iniciar el proceso de simulación asumiendo que la tapa y la base son un mismo cuerpo. Es decir que se asumirá que la unión entre los sólidos es perfecta y además que puede haber tracción entre ambos. Es bien sabido que esto es falso, pero permite disminuir notablemente el costo computacional y concentrar los recursos en la comprobación y optimización de la estructura de la carcasa.



3.4.1. Simulación en el modelo simplificado a una pieza

Es recomendable iniciar el proceso de optimización con nervios simples. En función a los resultados se puede aumentar el refuerzo a un nervio doble o cerrado. En el peor de los casos se podría usar una plancha más gruesa y en este punto se da la recomendación de usar la plancha destinada a la base y a la unión entre la tapa y la base, dado que se puede usar mejor el material al momento de la manufactura.

En caso se encuentren concentradores de esfuerzos en los alojamientos de los rodamientos, se puede tomar la decisión de aumentar o disminuir los valores recomendados. Se espera que los nervios disipen los esfuerzos concentrados en la unión entre las planchas y el bloque de los alojamientos, por lo que podrían encontrarse concentradores en los tornillos para las tapas o en los mismos alojamientos. La forma de mitigar dichos efectos se verá en un ejemplo de aplicación posteriormente.

Cabe señalar que se busca disminuir el efecto de los puntos más cargados sin importar si fallan o no, dado que dichos puntos marcarán el factor de seguridad más bajo y, en consecuencia, el global. Al mitigarlos tanto como sea posible se podrá realizar la optimización de forma más eficiente.

3.4.2. Consideraciones para la unión atornillada del modelo final

Una vez que los esfuerzos fueron mitigados tanto como fue posible o hasta que se justificó hacerlo, se procede a considerar los tornillos en la simulación. Dichos tornillos serán calculados y seleccionados en función a las cargas que inducirían a un desplazamiento en el plano de unión entre la base y la tapa de la carcasa. Es decir, se seleccionarán y se calculará manualmente un pre ajuste para que no deslicen las caras.

Para poder incluir a los tornillos en el modelo, se procederá a modelarlos en CAD. Toda la unión atornillada es representada como una sola pieza, compuesta por tornillos ISO 4014, tuercas ISO 4034 y arandelas DIN 125, como sugerencia. El nivel de exactitud del modelo no es tan relevante debido a que las caras hexagonales de las tuercas y las cabezas de los tornillos no trabajan. Si se modelara un elemento en forma de remache se obtendrían resultados muy similares y con menor cantidad de elementos.



Únicamente en el caso de la unión atornillada, se decide usar una malla compuesta principalmente por elementos hexaédricos, con énfasis en el cilindro que determina el largo del tornillo. La razón de dicha decisión está dada por el hecho de que los elementos hexaédricos dan mayor información con una menor cantidad de elementos y es un factor importante al considerar el tamaño de los tornillos. Por otro lado, los tornillos solo trabajarán a tracción, por lo que las fuerzas se transmitirán de forma más certera. En la figura 3.2 se aprecia la malla tetraédrica (a.) y la hexaédrica (b.) en tornillos genéricos. La segunda será finalmente la que se deberá implementar.

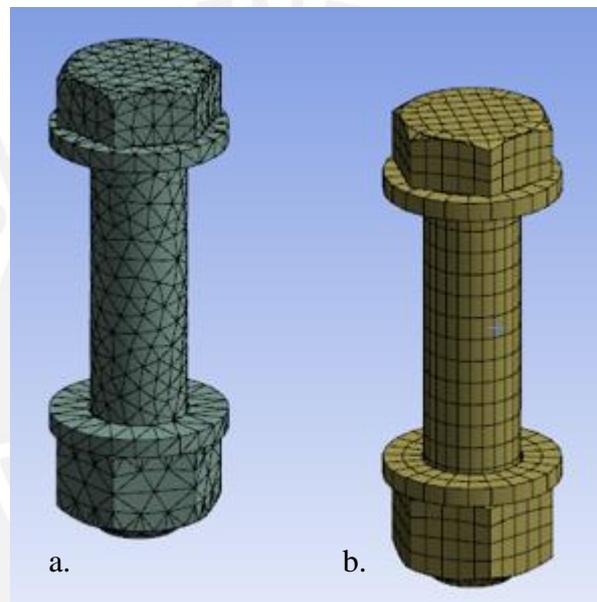


Figura 3.2 Comparación de mallado tetraédrico (a.) con hexaédrico (b.)

Asimismo, el tipo de contacto entre la base y la capa ya no sería *bonded*, ahora se tendría que considerar un coeficiente de fricción de 0.7, por lo que el tipo de contacto sería *frictional*. El contacto entre el agujero y el tornillo es *frictionless*, ya que no se encuentran inicialmente en contacto y se define en caso de una posible interferencia debida a la deformación. Por otro lado, las arandelas y la superficie de las planchas será *bonded*, pues se sabe que bajo ninguna circunstancia trabajarán a tracción dadas las condiciones iniciales. Para mayor detalle de la distribución de contactos ver la figura 3.3. Finalmente se agregan las fuerzas de pre ajuste a los tornillos.

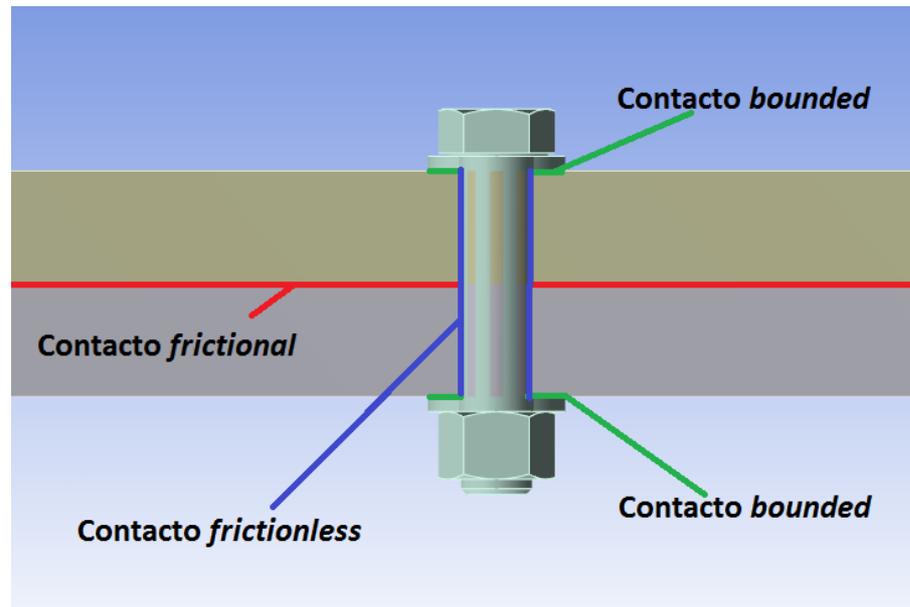


Figura 3.3 Detalle de los contactos empleados en la unión atornillada

3.5. Definición de los parámetros a optimizar

Al momento de realizar la optimización, es necesario tener claro las dimensiones principales que tienen el mayor impacto en el modelo propuesto. Durante las simulaciones realizadas para mitigar los esfuerzos máximos se espera un comportamiento, por el cual al mitigar los esfuerzos en un punto crítico, aparece el siguiente punto. Dichos puntos están relacionados a un parámetro y se debe evaluar si es factible optimizarlo o no.

El objetivo de la optimización es alcanzar el valor mínimo posible para dichos parámetros, de manera que se logre un factor de seguridad de 2 en los diversos puntos críticos. El factor de seguridad es sugerido y puede variar dependiendo del criterio del diseñador. Considerando que el estudio realizado es para un instante crítico de arranque de motor, donde las fuerzas son superiores a las nominales, un factor de seguridad de 2 es holgado, pues trabajará con una seguridad mayor en cargas nominales.

A continuación se sugieren algunos parámetros a optimizar que pueden afectar el diseño final del equipo.



3.5.1. Magnitud de la fuerza de pre ajuste

La fuerza del pre ajuste no es un valor que se pueda ver reflejado como una cota en el diseño, pues no cambiará significativamente el peso o la geometría del modelo. Sin embargo, puede darse el caso en que los tornillos no cumplan con la tarea que se les encarga, ocurriendo así un movimiento relativo entre las caras o fallas en los tornillos o en la carcasa.

El dato que no se consideró hasta ahora es el número de tornillos, de forma que se debe elegir un número y realizar una prueba. Se deberá realizar iteraciones con la fuerza de pre ajuste de forma que se logre un factor de seguridad de 2. Luego, se vuelve a hacer el cálculo para el pre ajuste, pero ésta vez con el número de tornillos como incógnita. Dada la respuesta e implementación en el modelo, se procede a realizar una verificación

3.5.2. Espesor de las planchas soldadas estructurales

Como se mencionó previamente, se buscará que las planchas soldadas estructurales soporten un máximo de 125 MPa, con lo que será necesario ajustar el espesor de las planchas. Gracias a esto, se logrará un ahorro significativo al momento de seleccionar un espesor de plancha normalizado, ya que gran parte de la estructura está constituida por dichas planchas.

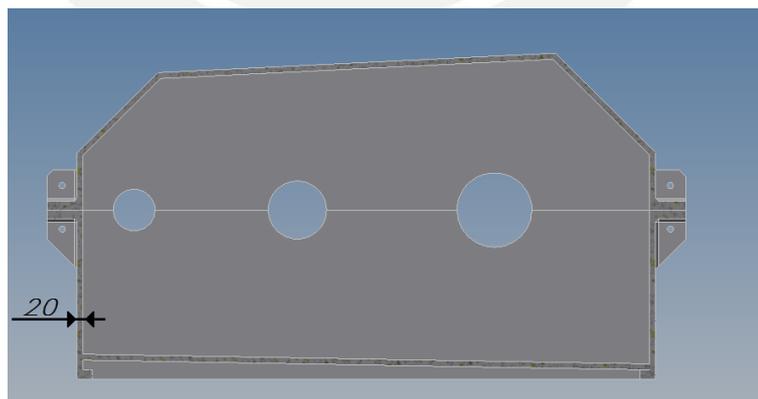


Figura 3.4 Cota representativa del espesor de las planchas soldadas



3.5.3. Espesor del cordón de soldadura

La determinación del espesor del cordón de soldadura tendrá otra estrategia, ya que va de la mano con el espesor de la plancha estructural. [10] A mayor cordón de soldadura, mayor será la disipación de los concentradores de esfuerzos debidos al cambio de sección o forma de la plancha en las uniones, lo cual permitirá el uso de una plancha más delgada (Sin considerar los esfuerzos residuales generados por la soldadura misma). Sin embargo, al aumentar el cordón también se incrementa la necesidad de aportar material, mayor número de pasadas, mayor cantidad de electrodos y, principalmente, mayor costo en mano de obra.

La estrategia que se empleará será la de optimizar la plancha partiendo de un cordón con el valor mínimo en relación al espesor de la plancha. Luego, se seleccionarán dos planchas de espesor normalizado y se realizará la optimización del espesor del cordón de soldadura para la que no cumple con el cordón menor. En caso un cordón más grueso permita una plancha normalizada de espesor mayor, deberá evaluar si el ahorro en la plancha soldada justifica un cordón más grueso.



CAPÍTULO 4: APLICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO GENERAL PARA EL DISEÑO DE CARCASAS SOLDADAS

En vista que hasta el momento se ha visto de forma teórica el procedimiento que se puede seguir para realizar el diseño de una carcasa soldada para cajas reductoras, pueden darse casos de ambigüedad o falta de detalle en algún punto previamente expuesto. Por esta razón se propone un ejemplo de aplicación donde se podrán ver ejemplos de decisiones de diseño. Cabe señalar que para el alcance del presente trabajo, el presente ejemplo de aplicación no cubre todas las posibilidades que pueden tomarse y debe ser tomado como guía.

4.1. Datos de entrada

Los datos de entrada corresponden a un equipo ofrecido en el mercado del cual se cuentan varios datos para poder realizar una comparación del resultado final. Sus características son:

Potencia:	560 KW
Velocidad de entrada:	1500 RPM
Relación de transmisión:	18
Distancia entre centros:	1200 mm

Dado que estos datos no son suficientes para comenzar con el diseño de la carcasa, se calcularon y seleccionaron los elementos de transmisión.

Engranajes:

Factor de seguridad: 2.5

Ángulo de la hélice: 15°



Tabla 4.1 Detalle de los engranajes por cada etapa

Primera etapa		Segunda Etapa	
Módulo	4 mm	Módulo	8 mm
Diámetro primitivo piñón	160 mm	Diámetro primitivo piñón	320 mm
Diámetro primitivo corona	928 mm	Diámetro primitivo corona	993 mm
Espesor	3.00 pulg	Espesor	4.00 pulg

Árboles:

Factor de seguridad: 2.5

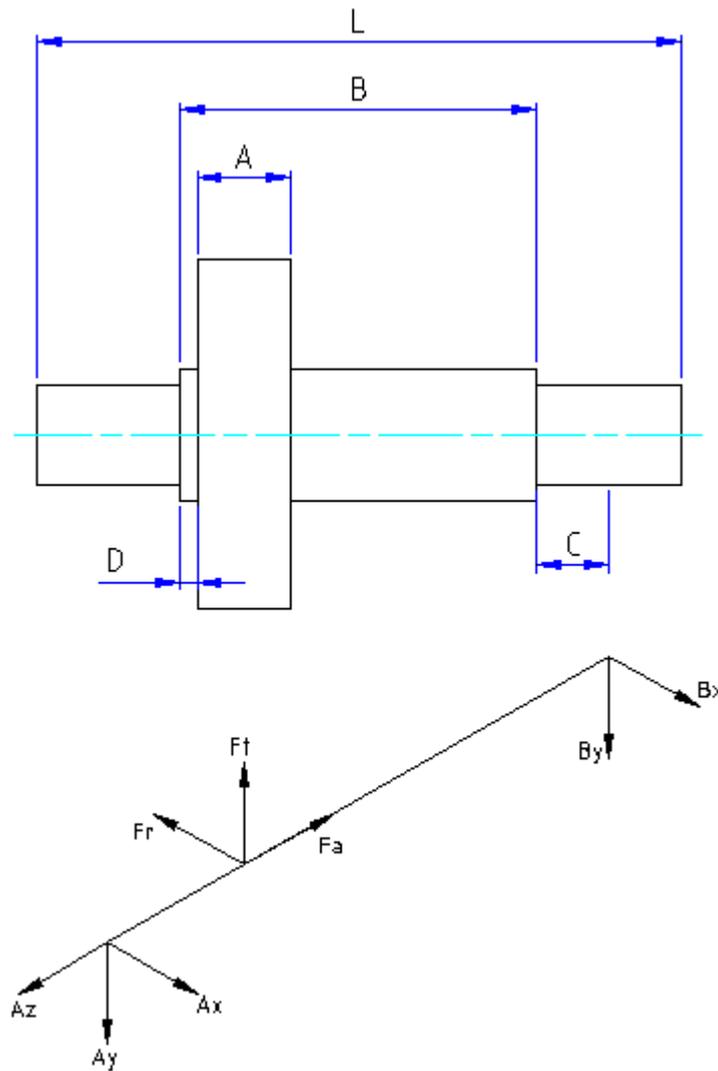


Figura 4.1 Ejemplo del DLC de un eje



Tabla 4.2 Detalle de las dimensiones de los árboles

Entrada		Intermedio		Salida	
A	101.6 mm	A	101.6 mm	A	101.6 mm
B	300.0 mm	B	300.0 mm	B	300.0 mm
C	101.6 mm	C	22.5 mm	C	25.5 mm
D	5.0 mm	D	5.0 mm	D	5.0 mm
L	706.4 mm	L	390.0 mm	L	402.0 mm

Diámetros mínimos:

Entrada: 75 mm

Intermedio: 110 mm

Salida: 170 mm

Rodamientos seleccionados:

Diámetros externos:

Entrada: 140 mm

Intermedio: 195 mm

Salida: 250 mm

Con estos datos se realiza el diseño correspondiente, el cual se puede apreciar en la figura 4.1. Para mayores detalles respecto al proceso de diseño puede consultarse el capítulo dos en el subcapítulo 2.2, donde se detalla una aproximación de los valores de las en función a los datos de entrada previamente calculados.

Inicialmente se ha seleccionado un espesor de plancha de 20 mm. Dado que los tornillos no se considerarán en el primer análisis, aún no han sido modelados como elementos de unión. De la misma forma, se ha decidido trabajar el modelo inicialmente sin nervios de forma didáctica y así evaluar el efecto de los nervios en el modelo.

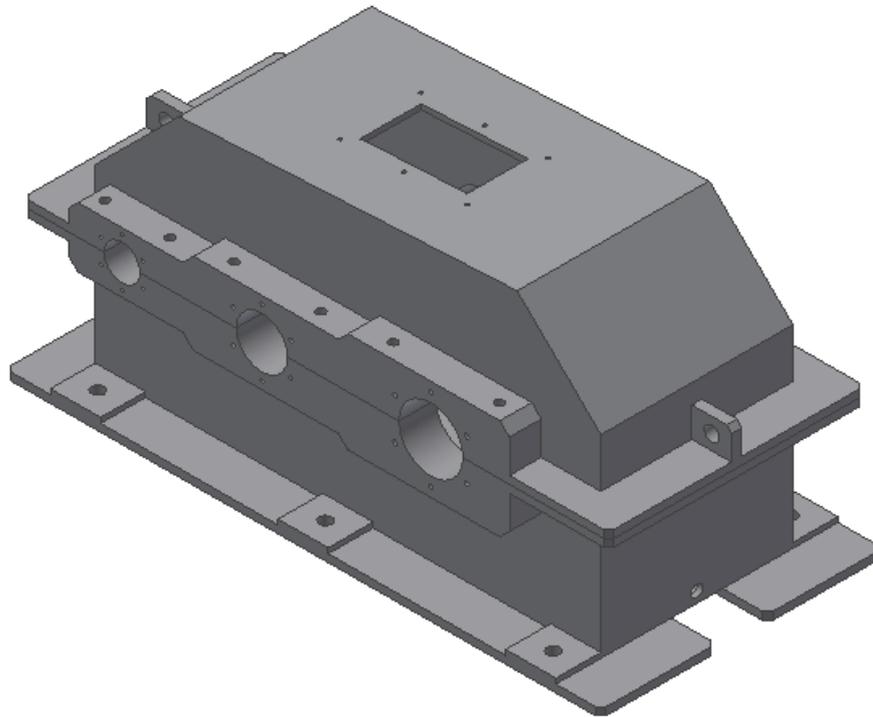


Figura 4.2 Modelo diseñado para la aplicación particular

4.2. Preparación del modelo para la simulación

Una vez obtenido el modelo en CAD se procede a importarlo al software de elementos finitos. Inicialmente se obtiene una malla automática, la cual consta de 22638 elementos y 41626 nodos. Para el tamaño del modelo, implica un mallado basto. Por lo tanto, no se obtendrá una apropiada calidad de la malla con la que puedan obtener buenos resultados. A continuación se presentan los indicadores de la malla automática.

Element Quality: 0.42

Aspect Ratio: 5.05

Orthogonal Quality: 0.49

Dado que no se puede trabajar con una calidad tan baja, se procede a refinar el mallado. En la figura 4.3 y figura 4.4 se aprecia el antes y después del mallado, tras aplicar la condición recomendada para el tamaño de elementos, donde el máximo es de 20mm.

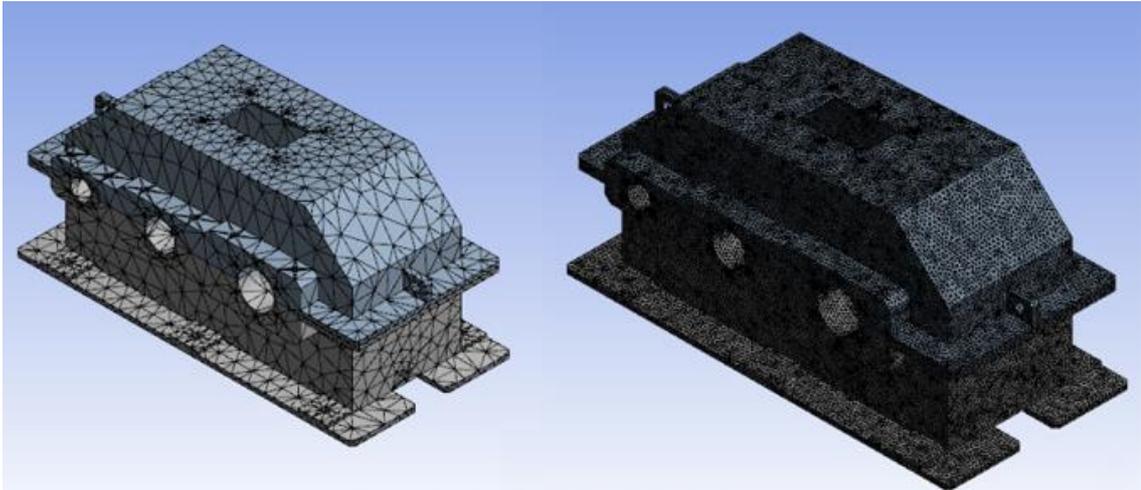


Figura 4.3 Antes y después del mallado afinado

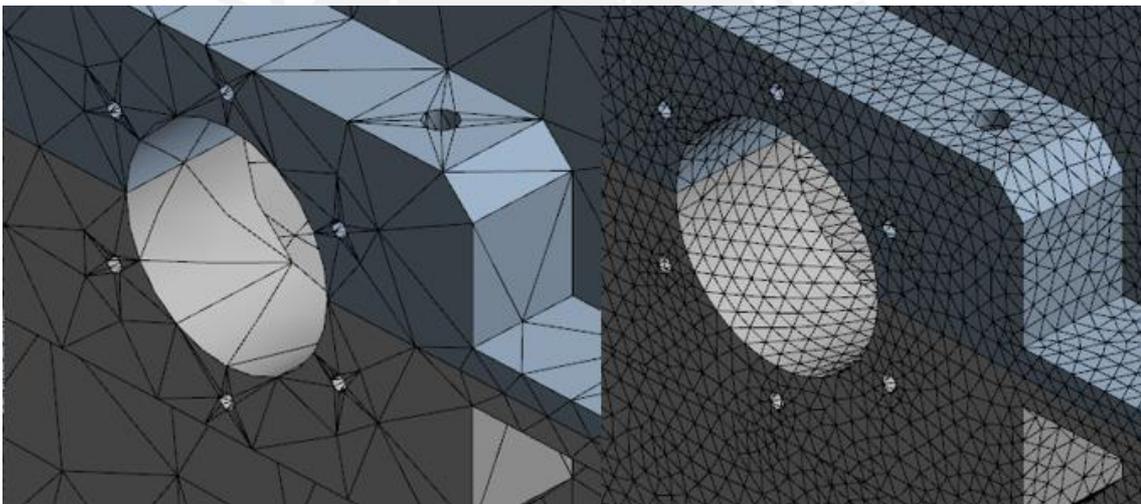


Figura 4.4 Detalle de las mallas

El número de elementos se ha elevado de 22638 a 334394, más de diez veces la cantidad inicial. También se logra apreciar que en las cercanías de los agujeros ya no se presentan elementos alargados, sino que se muestra un comportamiento mucho más homogéneo y esto se refleja en la mejoría en el *aspect ratio*.

Si se desea obtener un mayor detalle en dicha zona se puede aplicar una condición que establece el número de elementos en una arista o el tamaño de elementos en una zona particular. Sin embargo, cuando el esfuerzo se encuentra en la arista de un cambio de sección de 90° , al afinar la malla más y más el esfuerzo aumentará dado que es un redondeo de radio cero. Por lo tanto, el valor real sería infinito, es por eso



que se debe considerar la ubicación del punto más crítico y lograr que converja hacia un valor real.

Como se mencionó previamente, se espera que los puntos más cargados se encuentren entre el bloque del alojamiento de los rodamientos y las planchas soldadas. Por ésta razón se realizará una condición de tamaño de elementos como se observa en la figura 4.5 donde se seleccionaron las aristas que marcan la unión entre las planchas y el alojamiento de los rodamientos para ambos lados. Los elementos serán de un máximo de 4 milímetros. Dicha decisión aumenta el número de elementos a 957141, lo cual es más del doble de lo obtenido previamente y, sin embargo, la calidad de la malla no presentó ninguna mejora.

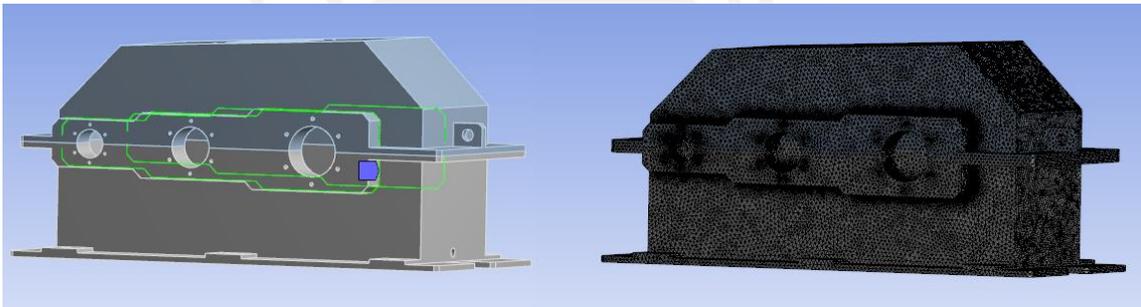


Figura 4.5 Afinamiento de malla en aristas seleccionadas

Tras aplicar el mapeado se observó una mejoría en los indicadores aunque no fue significativa, el *element quality* aumento en 0.008, el *aspect ratio* disminuyó en 0.022 y el *ortogonal quality* aumentó 0.038. Finalmente la malla cuenta con los siguientes datos de elementos y calidad:

Número de elementos:	952 611
Número de nodos:	1 447 638
<i>Element Quality</i> :	0.8194
<i>Aspect Ratio</i> :	1.8838
<i>Orthogonal Quality</i> :	0.8498

Ahora que se cuenta con una malla de una calidad significativa, se procede a introducir las condiciones de contorno. En primer lugar, se deberán definir las fuerzas que se aplicarán en el modelo y las direcciones de éstas. El DLC de la caja reductora se puede apreciar en la figura 4.6. Los detalles de las magnitudes de las fuerzas se aprecian en la tabla 4.3 solo para las reacciones, que finalmente es lo que se está



buscando. En dicha tabla se multiplicaron las fuerzas por 4, representando el torque de arranque de un motor. Dicho dato fue obtenido como referencia de un trabajo externo, sin embargo, para aplicaciones particulares es necesario conocer el torque de arranque del motor al cual estará acoplada la caja reductora.

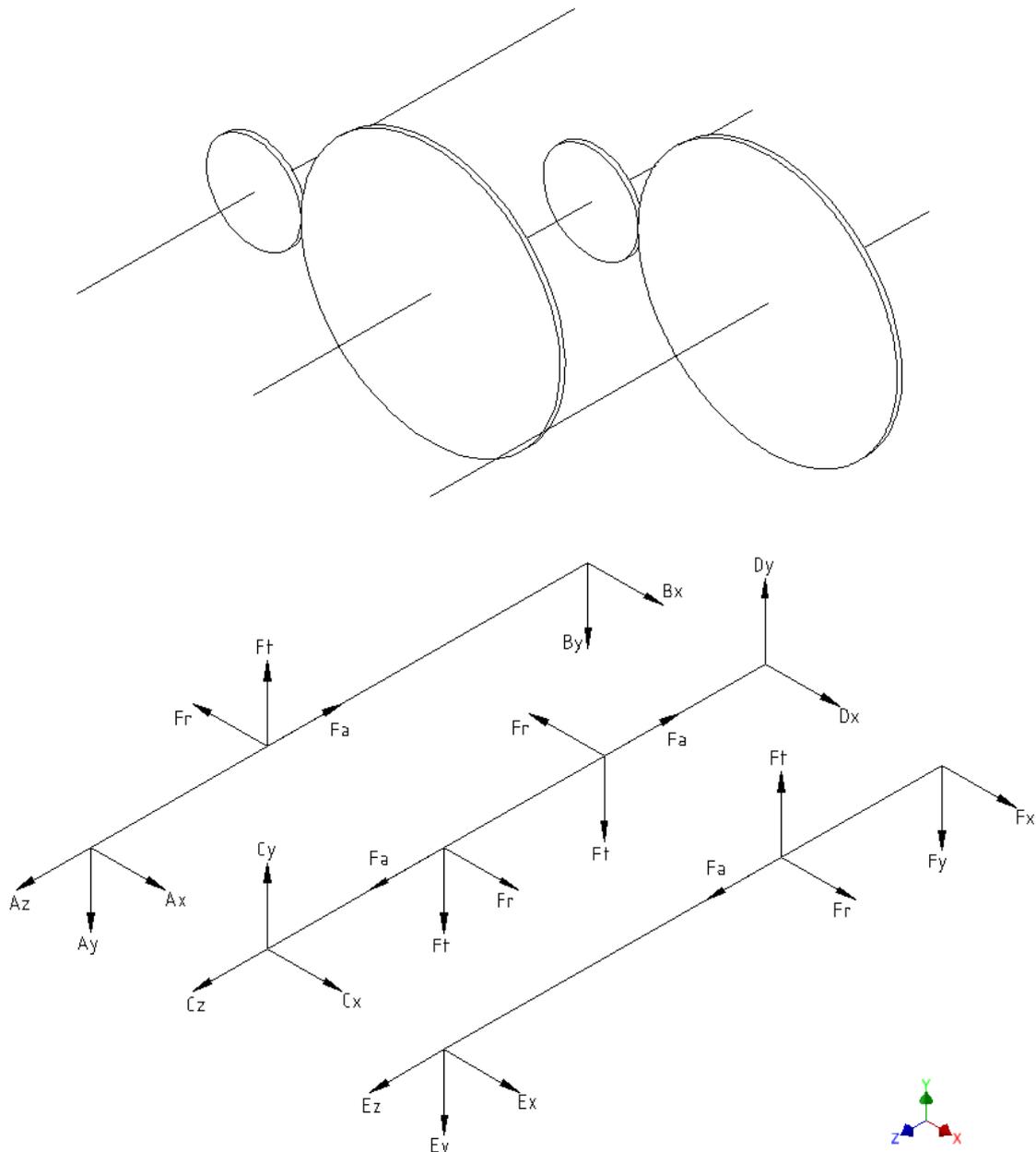


Figura 4.6 Diagrama de cuerpo libre de la transmisión de la caja reductora

Tabla 4.3 Fuerzas de reacción de la carcasa descompuestas en los ejes cartesianos

A	
X	23078.87 N
Y	-61248.09 N
Z	23881.45 N

B	
X	10504.96 N
Y	-27878.68 N
Z	0.00 N

C	
X	82911.18 N
Y	220034.62 N
Z	45374.75 N

D	
X	48065.76 N
Y	127559.78 N
Z	0.00 N

E	
X	74834.54 N
Y	-198600.34 N
Z	0.00 N

F	
X	22558.58 N
Y	-59867.29 N
Z	69256.19 N

Una vez halladas las fuerzas y descompuestas en fuerzas en cada eje cartesiano, las fuerzas son introducidas en el modelo del software de elementos finitos. La figura 4.7 se muestran las direcciones de las reacciones con la referencia del sistema de coordenadas global. Además, se etiqueta cada carga de la A a la F.

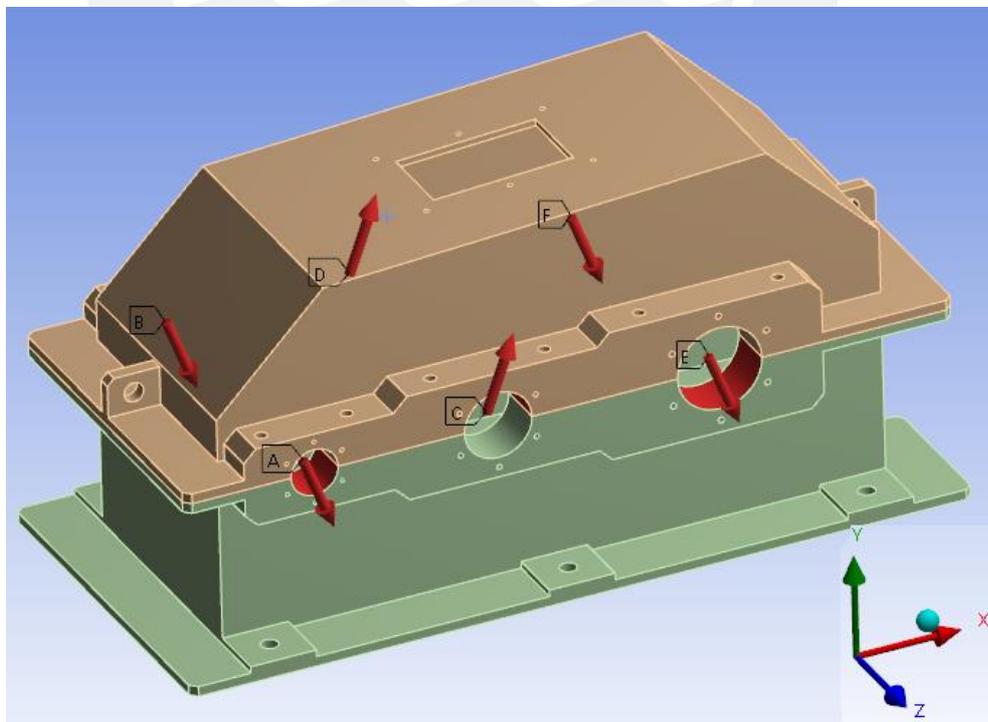


Figura 4.7 Aplicación de las cargas sobre la carcasa



Finalmente se agregan los soportes. Se usará un soporte *frictionless* en el plano de la base, sin embargo, quedan tres grados de libertad, desplazamiento en Z y en X y rotación en Y. Para representar el efecto de los tornillos en la base y eliminar todos los grados de libertad se aplica otro contacto en los agujeros de los tornillos. Con éste agregado los soportes están completamente definidos.

4.3. Ensayos didácticos

A continuación se realizarán una serie de ensayos que no contribuyen al diseño, pero que aportan información para entender mejor ciertas decisiones tomadas para el procedimiento del diseño de la carcasa.

4.3.1. Afinamiento de malla

En la figura 4.8 se aprecia un ensayo donde el punto más cargado se encuentra en el agujero de un tornillo. Se aprecia que la carga es de 109.6 MPa y dicho esfuerzo se encuentra aplicado sobre pocos elementos.

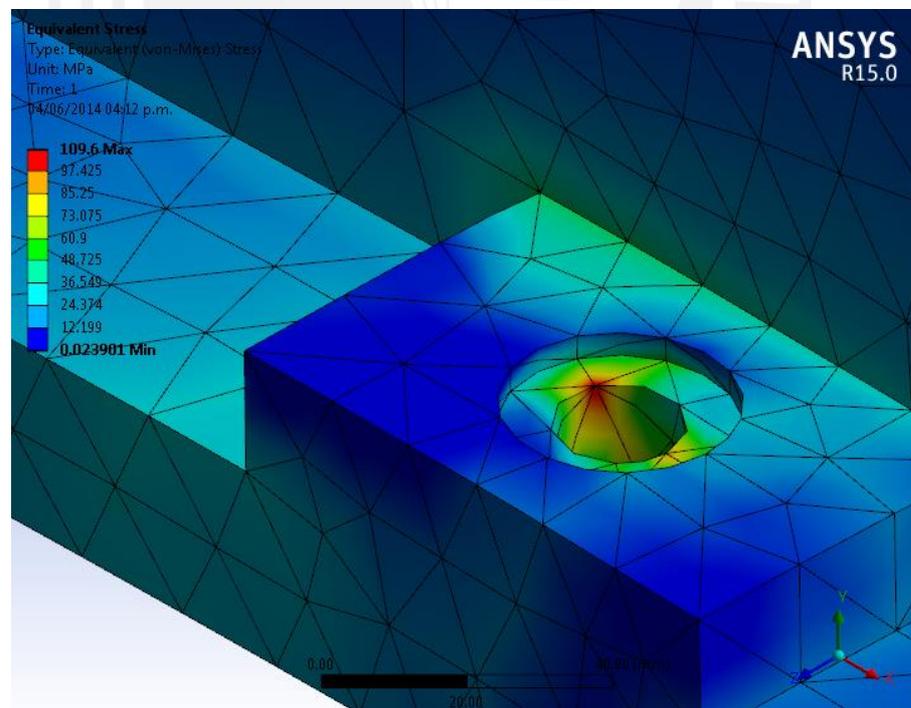


Figura 4.8 Ensayo con la malla de tamaño general máximo de 20 mm

Si se desea obtener un mayor detalle en dicha zona se puede aplicar una condición que establece el número de elementos en una arista o el tamaño de elementos en un



área particular. En la figura 4.9 se aprecia una mayor densidad de malla superior en la arista interior del agujero. Se introdujo al programa la condición que dicha arista esté dividida por 50 elementos. Ahora la zona más cargada sobre una mayor cantidad de elementos y el resultado tiene un error mucho menor. Como se aprecia, el esfuerzo hallado es de 121.93 MPa, siendo 11% mayor al primer resultado. Si la malla se afinara más el valor del esfuerzo poco a poco convergería hasta el valor real, pero a un gran costo computacional. Es necesario saber evaluar el punto en que no vale la pena seguir afinando la malla.

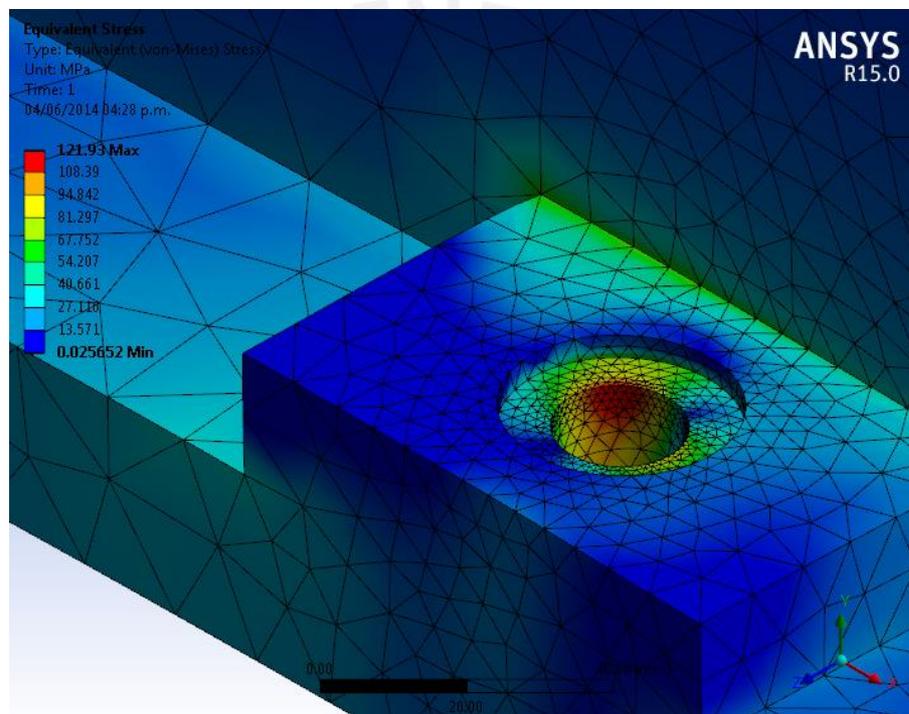


Figura 4.9 Ensayo con malla afinada en zona crítica

En los ensayos posteriores se procederá a presentar los resultados finales tras un mallado más fino, dado que éste paso sería repetitivo y no aportaría mayor información.

4.3.2. Comportamiento del modelo considerando los tornillos

Para poner en perspectiva la diferencia entre usar un tipo de contacto y otro se generó una simulación a modo de ejemplo. Debido a que las dos mitades deben restringirse para que no se separen durante la simulación, fue necesario crear elementos que



funcionen como tornillos. Dichos elementos funcionarán como cuerpos rígidos, ya que por ahora el ensayo busca encontrar los esfuerzos críticos sobre la carcasa.

En primer lugar se realizará un ensayo con el contacto como *bonded*, es decir que las fuerzas se aplicarán como si el cuerpo fuera un solo sólido. Los resultados se pueden apreciar en la figura 4.10, donde se aprecia que la zona más cargada es un agujero de tornillo dispuesto para la tapa de los rodamientos. Se interpretarán resultados con ensayos más certeros una vez que se definan todas las condiciones y cargas.

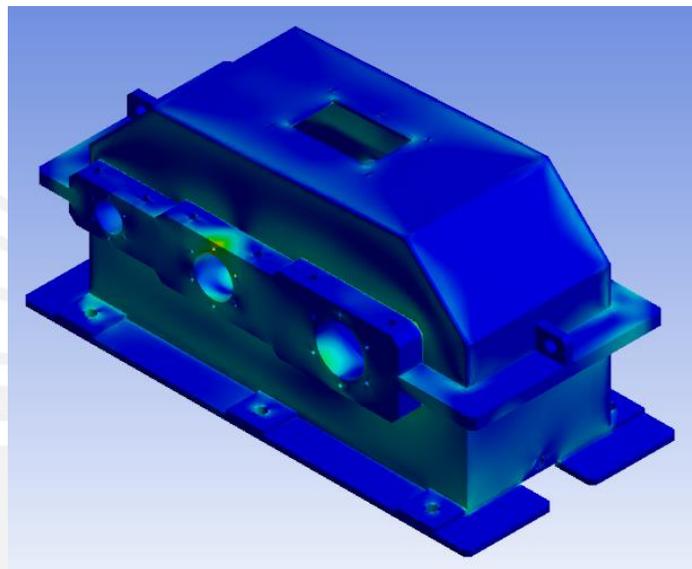


Figura 4.10 Ensayo considerando el modelo como una sola pieza

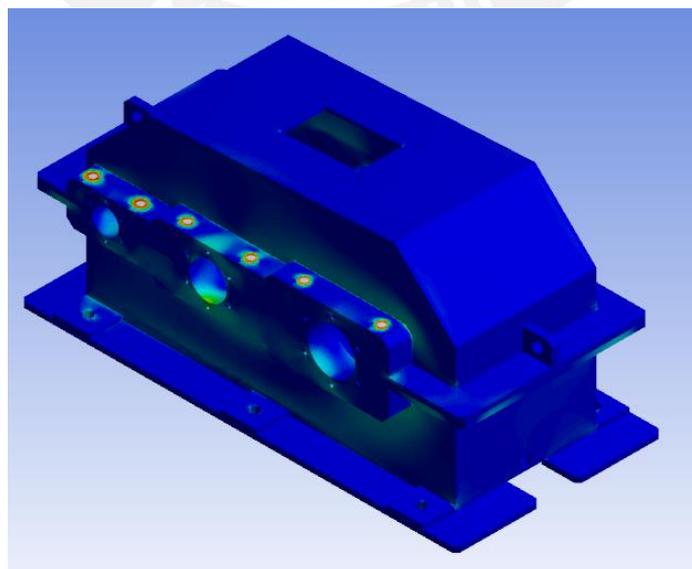


Figura 4.11 Ensayo considerando una unión atornillada entre las dos mitades



Si bien el ensayo *bonded* no da resultados certeros, requiere de muchos menos recursos computacionales, por lo que inicialmente se trabajará con dicha configuración. La razón del mayor consumo computacional es que el tipo de contacto *frictionless* es no lineal, por lo que para un solo ensayos el software puede requerir varias iteraciones hasta lograr una convergencia.

Posteriormente se usará otro tipo de conexión entre las dos mitades. Aunque se haya realizado el ensayo como *no separation*, dicha configuración de contacto no es apropiada, puesto que existe fricción entre las caras y los tornillos ejercerán una fuerza externa, ya que será pre ajustado.

Evidentemente, para que los tornillos no trabajen transversalmente, se requiere un pre ajuste, de manera que por medio de la fricción no exista deslizamiento entre las dos caras. Por lo tanto, la fuerza de pre ajuste deberá ser la fuerza cortante total (fuerza total proyectada sobre el plano de unión entre las dos mitades) dividido entre 0.7. Dicha fuerza se divide entre todos los tornillos de unión. Dichos datos se ingresan directamente al software, pero solo cuando se inicie una etapa de refinamiento de la simulación, para comprobar los tornillos y ver las fuerzas reales.

4.3.3. Diferencia entre los tipos de soportes

Para demostrar la diferencia entre los tipos de soportes, se procede a realizar dos ensayos con diferentes soportes. En la figura 4.12 se utilizó un soporte *bonded*, con lo que se logra apreciar que la base no trabaja. Por otro lado, se empleó un soporte *frictionless* en los agujeros de la base y en el plano de la base, de manera que se pueda deslizar sobre un plano de planta imaginario, pero que no pueda moverse por oposición de tornillos imaginarios. Los resultados de dicho ensayo se aprecian en la figura 4.13, donde se observa que la base, en efecto, está disipando carga por los tornillos.

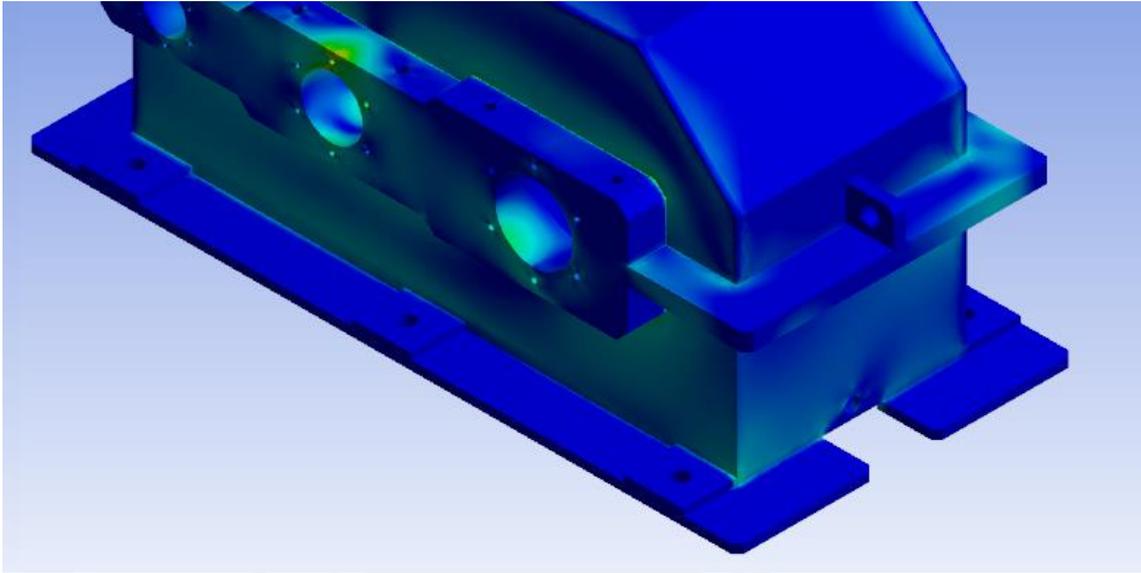


Figura 4.12 Ensayo con soporte *bonded*

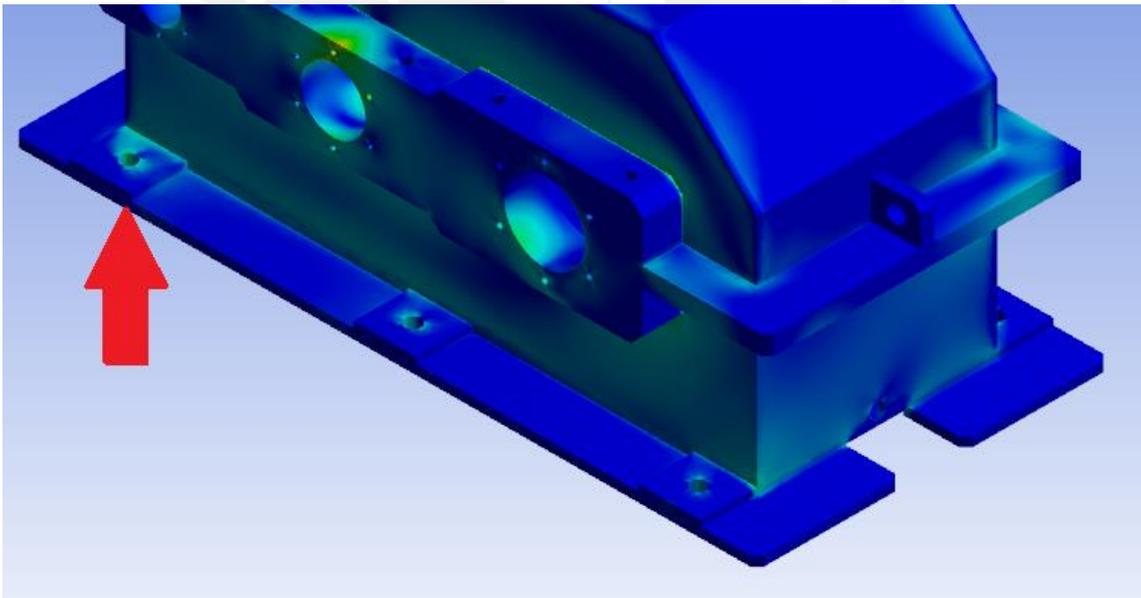


Figura 4.13 Ensayo con soporte *frictionless*

Claramente es recomendable usar un soporte más real dado que se aprecia la forma en que trabaja la base y se pueden tomar mejores decisiones de diseño respecto a esta. Además la diferencia entre los recursos computacionales requeridos es baja.



4.3.4. Diferencia entre los tipos de fuerzas

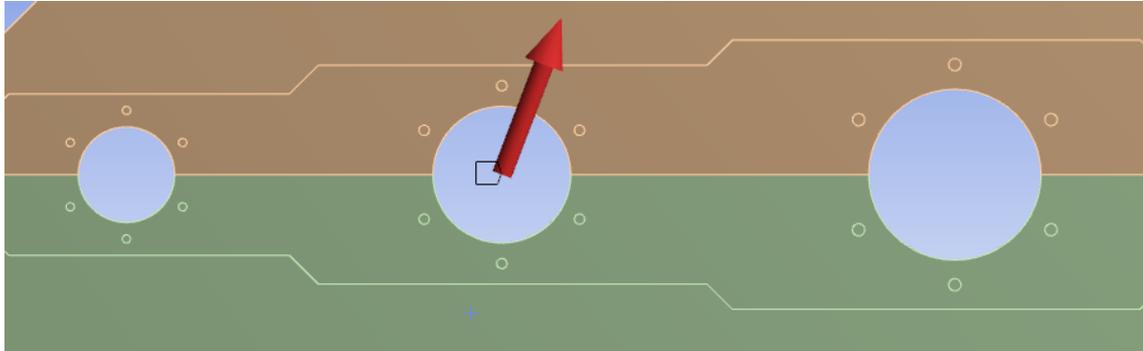


Figura 4.14 Dirección de la aplicación de la fuerza

En la figura 4.14 se muestra la dirección de la fuerza que se aplica sobre el alojamiento para la prueba que se realizará a continuación, con la finalidad de ver la diferencia entre los tipos de cargas a aplicar.

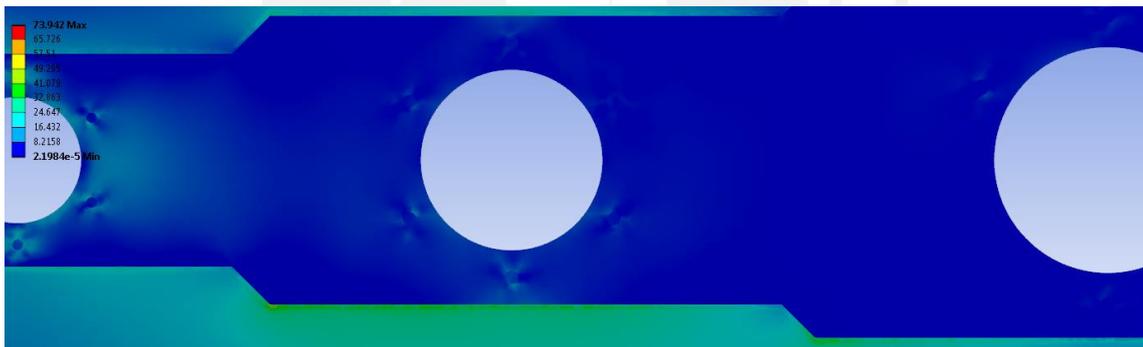


Figura 4.15 Ensayo con carga de fuerza

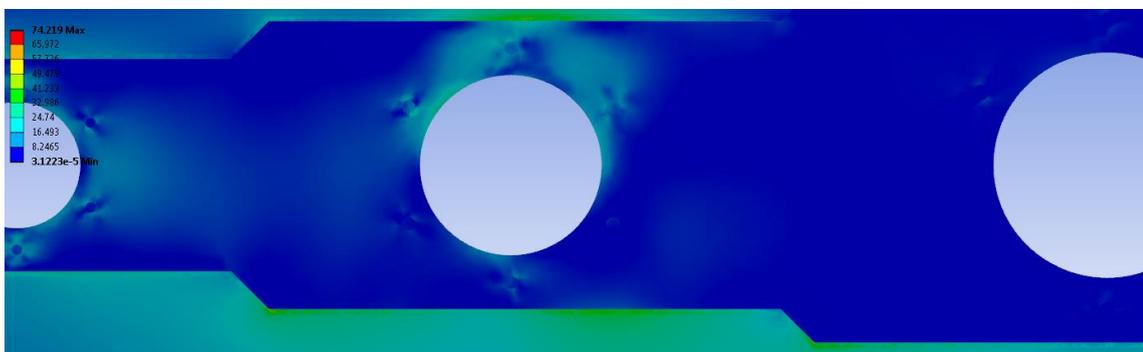


Figura 4.16 Ensayo con carga *bearing*



Para una magnitud de fuerza se realizó el primer ensayo y el resultado se muestra en la figura 4.15, donde el esfuerzo en el área alrededor del punto de aplicación de fuerza no es muy evidente.

Por otro lado, en la figura 4.16 se aplica la carga como un rodamiento. Es por esto que el esfuerzo en el área es más evidente. Cabe señalar que se está usando la misma escala de esfuerzos en ambos casos, los cuales se reflejan en los colores. El efecto es tan notorio debido a que la fuerza se distribuye por el doble de área en el caso de la carga de fuerza, mientras que en la carga *bearing* la compresión se da sobre solo 180° de la cara cilíndrica interior. Por defecto y en todos los ensayos se usará el último tipo de carga, ya que la diferencia entre los efectos de cada carga no es nada despreciable y brindará resultados más reales.

4.4. Proceso iterativo de diseño

Una vez que se han definido las condiciones externas al modelo, se procede a comenzar las simulaciones para el refinamiento del diseño. En éste caso, el refinamiento será de carácter geométrico, dado que se cambiarán las formas del diseño. Posteriormente en la optimización se ajustarán los valores de las cotas a valores más convenientes.

4.4.1. Análisis sin nervios

La primera iteración será exploratoria. Durante el mallado se predijo que los puntos más cargados se hallarían en la unión entre los alojamientos de los rodamientos y las planchas metálicas. Con los datos de entrada se realiza la primera simulación, resaltando el hecho de que inicialmente se está considerando la base y la tapa como un mismo cuerpo.

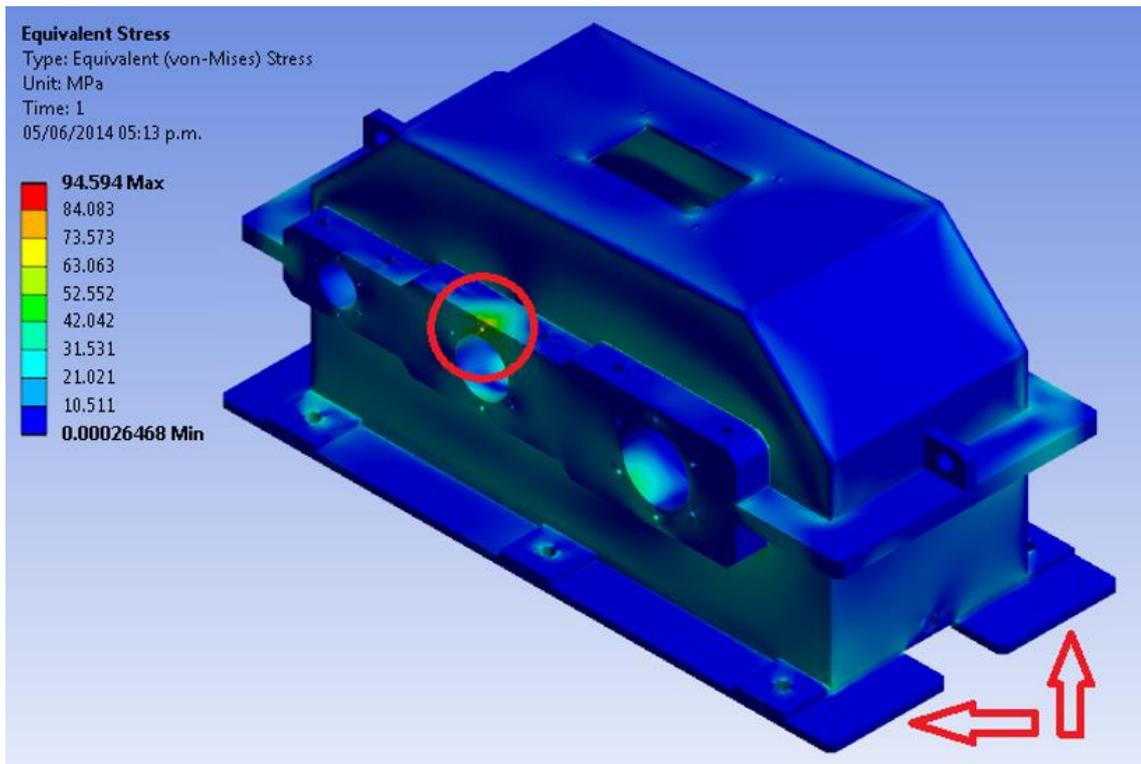


Figura 4.17 Resultados del primer ensayo

La figura 4.17 muestra el resultado de la simulación. El esfuerzo máximo se da en un agujero de tornillo dispuesto para las tapas de los rodamientos, resaltado por el círculo rojo. El esfuerzo resultante es 94.9 MPa, lo cual es bajo considerando que se trabaja con acero estructural. Sin embargo, el objetivo en ésta etapa es hallar los puntos críticos y mitigar sus esfuerzos. Por otro lado, se observa que la base casi no recibe carga alguna por la zona señalada con flechas. Muy probablemente sea recomendable que la base se extienda por el lado de los tornillos únicamente.

Respecto a la hipótesis planteada previamente, se aprecian cargas en la unión entre las planchas y los alojamientos de los rodamientos. Tras observar las cargas aplicadas en los rodamientos C y D, se aprecia que son las mayores cargas. A pesar de no ser el árbol con un mayor torque, es el árbol que cuenta con dos engranajes recibiendo y transmitiendo fuerza. En éste punto se realizarán dos modificaciones de diseño, la disminución en el área de apoyo en la base y el cambio de sección en el bloque de alojamientos de rodamientos.

El resultado tras las modificaciones se puede apreciar en la figura 4.18. El apoyo se redujo eliminando las áreas que no trabajan. Asimismo, se aprecia un cambio en el



bloque de alojamientos de rodamientos, donde la reducción más significativa se da solo en el árbol de entrada.

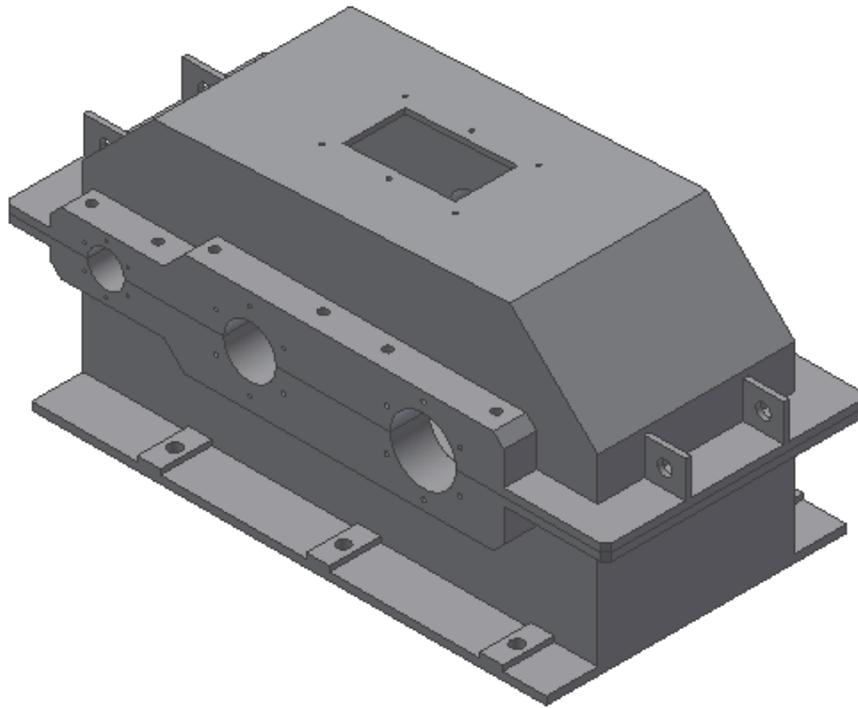


Figura 4.18 Reducción de base y modificación de alojamientos

Una vez realizado el ajuste de las dimensiones, se procede a realizar un nuevo ensayo con los mismos datos de entrada, con la finalidad de ver la forma en la que reacciona en diseño tras las modificaciones.

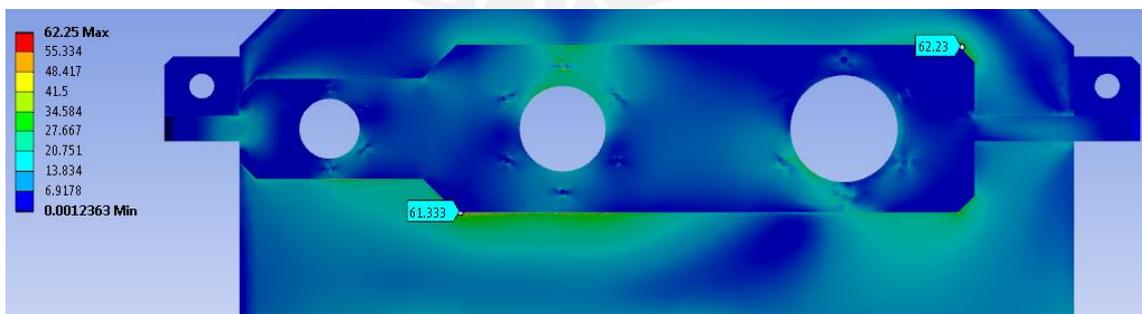


Figura 4.19 Resultado del análisis tras las modificaciones

Al analizar los resultados, se aprecia que la zona crítica del primer ensayo ya no presenta una carga significativa, presentando alrededor de 40 MPa, comparado con los 95 MPa que se obtenían previamente. Ahora los puntos críticos se encuentran



donde se esperaba, en la unión entre los alojamientos de los engranajes y las planchas soldadas. En la figura 4.19 se aprecian los puntos más cargados, cuyos efectos corresponden al árbol intermedio y al de salida.

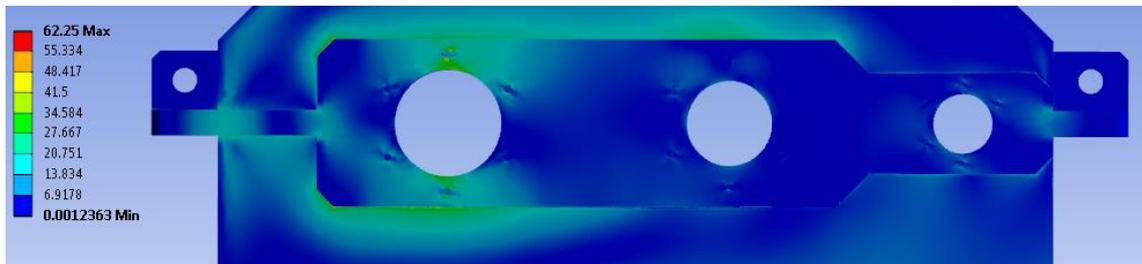


Figura 4.20 Vista posterior del ensayo

Debido a que las fuerzas no son simétricas, se muestra el resultado en la figura 4.20 la parte posterior del modelo. En este caso el comportamiento es distinto, los mayores esfuerzo se dan en torno al árbol de salida.

4.4.2. Análisis con nervios

Ahora que se sabe dónde están los puntos más cargados, se procederá a implementar el nervado del modelo. Inicialmente se usarán nervios del mismo espesor que la plancha de acero con la que está constituida la carcasa. Para la primera iteración, bajo dichas condiciones, se procederá a implementar nervios simples, con la finalidad de estudiar el efecto del cambio de geometría en los esfuerzos previamente hallados.

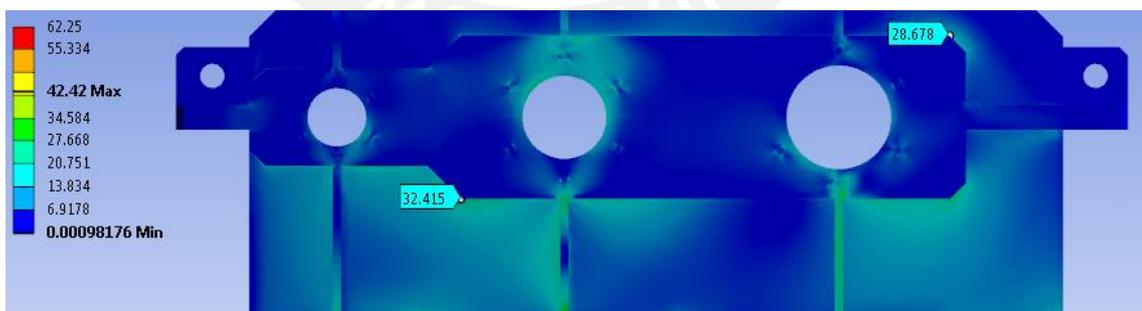


Figura 4.21 Resultados del primer análisis con nervios

Una vez aplicados los nervios, los esfuerzos en los puntos críticos previamente calculados disminuyeron cerca de un 50%. Para poder observar de manera más visual la nueva distribución de esfuerzos, se presenta la figura 4.21 donde la escala de



colores que muestran las cargas fue ajustada a la primera iteración para poder realizar la comparación con la figura 4.19.

Por otro lado, ésta vez los puntos más cargados se encuentran en los nervios, los cuales alivian las tensiones de otras áreas. Dicho efecto puede deberse a que los nervios no cuentan con suficiente área de sección. Debido a que se pretende usar la menor combinación de espesores de planchas para facilitar la producción, se procede a probar con nervios dobles en las áreas más cargadas, luego se hará lo mismo para nervios cerrados.

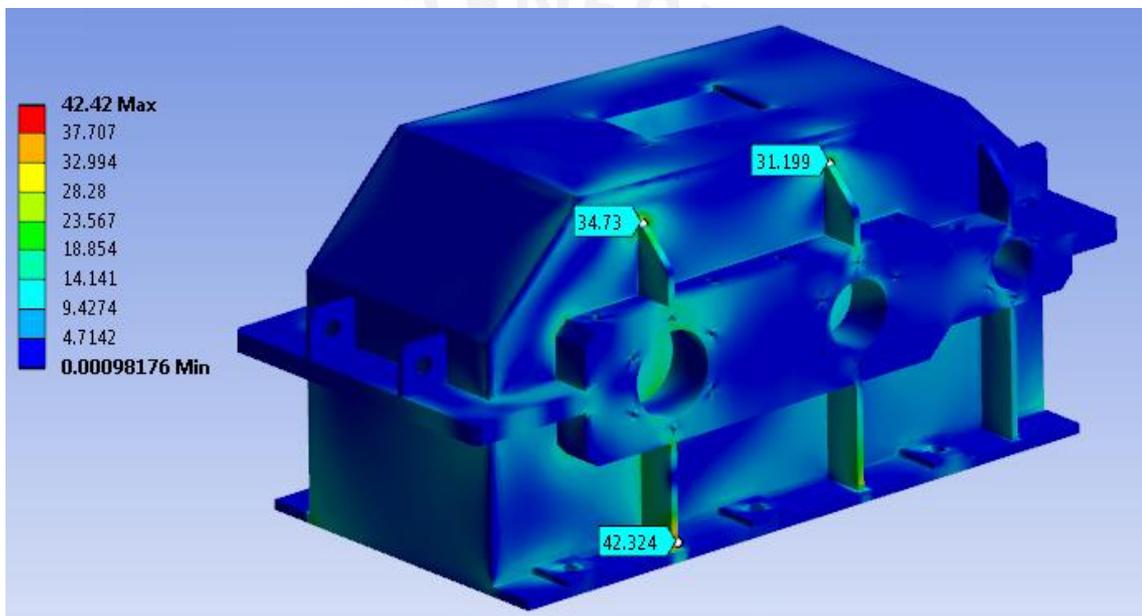


Figura 4.22 Esfuerzos críticos en los nervios

Como se aprecia en la figura 4.22, los puntos más cargados en los nervios son en el rodamiento D en su nervio superior y en F en ambos nervios. Asimismo el nervio inferior del rodamiento C (fuera de vista en la imagen) presenta una carga mayor de 30 MPa en su nervio inferior. Debido a que la dirección en la que rotarán los árboles no es un dato de entrada, se realizará un diseño simétrico. Por lo tanto, se reforzará con nervios dobles los rodamientos C, D, E y F.

Cabe señalar que una fuente de error en las simulaciones con ángulos de 90 grados es que las fuerzas tienden al infinito conforme se afina la malla en los puntos críticos, cuando dichos puntos son un concentrador de esfuerzos. En el caso de los nervios, no



se presenta dicho problema, ya que máximo esfuerzo está aplicado por encima de la línea de unión como se aprecia en la figura 4.23.

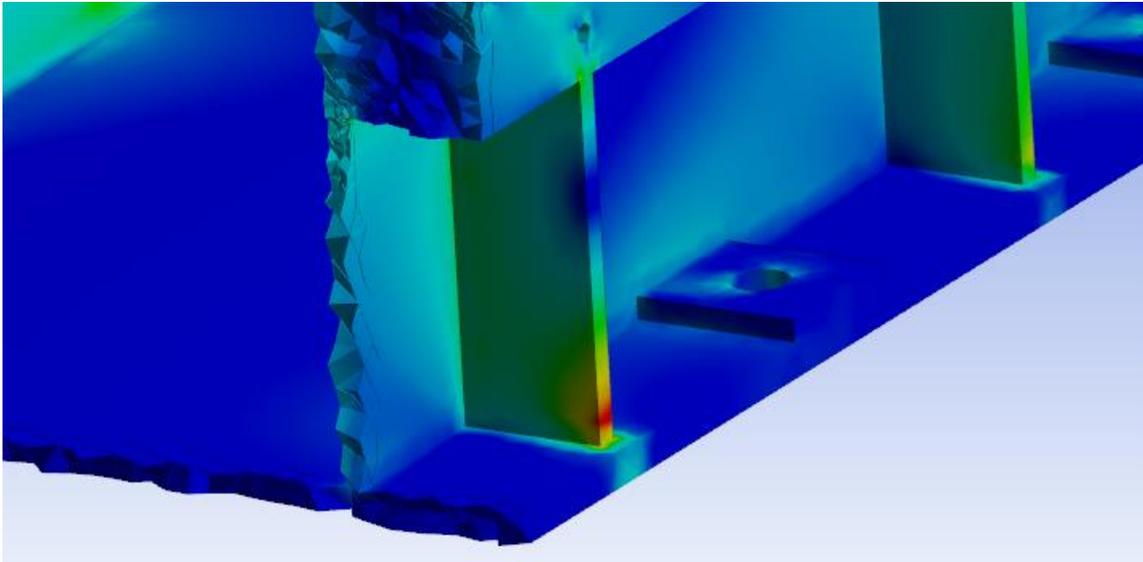


Figura 4.23 Detalle del esfuerzo del nervio más cargado

4.4.3. Nervios dobles

Tras la implementación de los nervios dobles se procedió a simular bajo las mismas condiciones y los resultados se muestran a continuación.

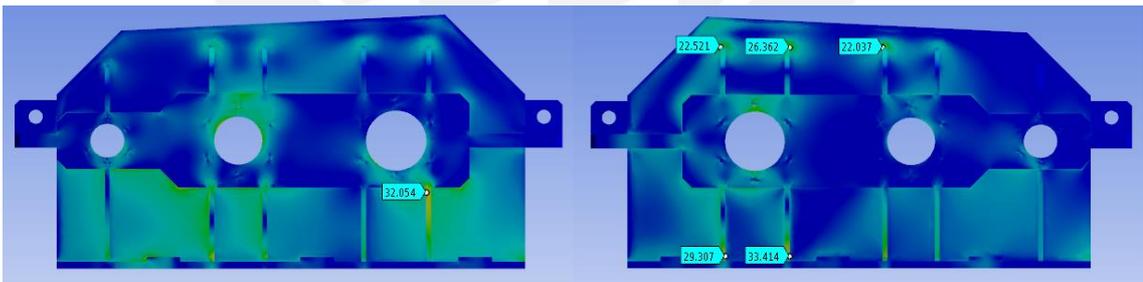


Figura 4.24 Puntos críticos con nervios dobles

Gracias al doble nervado, los esfuerzos en promedio bajaron en un 25%, lo cual justifica ampliamente el incremento del material en la geometría. Sin embargo, los nervios inferiores siguen presentándose como los más cargados. Por ésta razón se volverá a ensayar con nervios cerrados en los rodamientos C, D, E y F en los nervios inferiores.



4.4.4. Nervios cerrados

Los resultados se aprecian en la figura 4.25, tras aplicar el cierre de los nervios correspondientes a los rodamientos mencionados previamente.

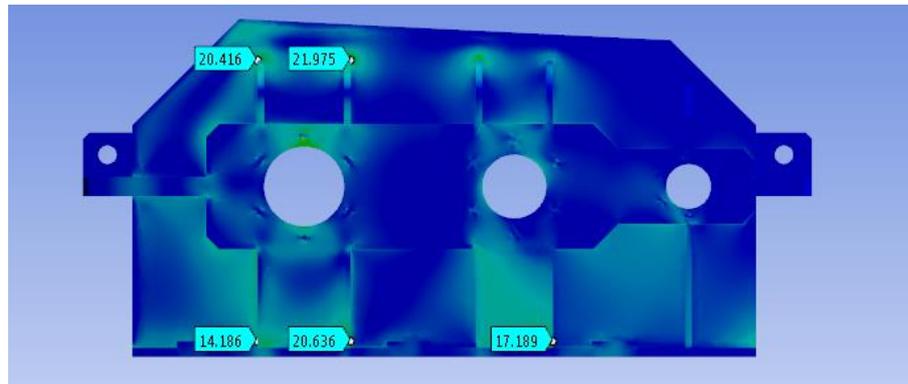


Figura 4.25 Puntos críticos con nervios cerrados

En ésta última iteración, los esfuerzos disminuyeron un 20% con respecto a los nervios dobles, concluyendo que la disposición de los nervios es la adecuada para seguir con otro aspecto del diseño.

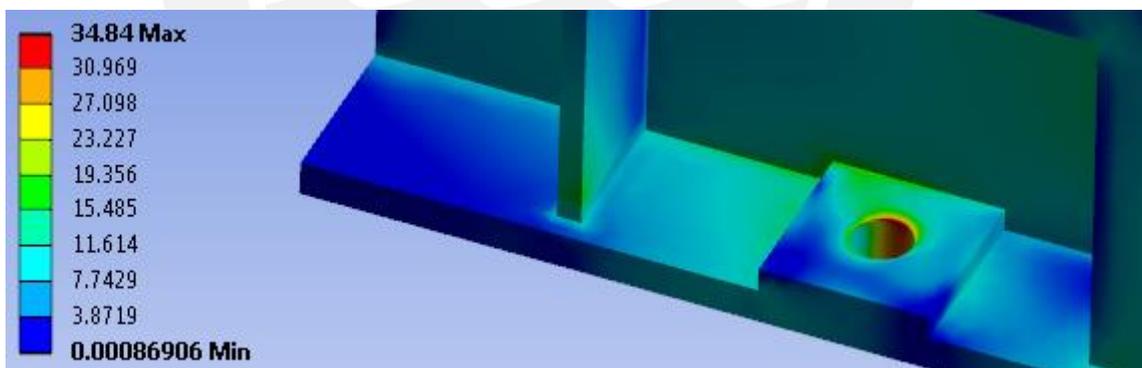


Figura 4.26 Detalle del anclaje bajo el rodamiento A

Si bien los esfuerzos fueron ampliamente mitigados, se observa que el nuevo punto más cargado se encuentra en el punto de anclaje de la base, el punto más cercano al rodamiento A, como se aprecia en la figura 4.26. Por dicha razón se propone colocar 8 puntos de anclaje en vez de 6, colocando un agujero extra en el extremo libre de la figura 4.26 y en su correspondiente punto de simetría.

Por otro lado, se propone disminuir el espesor del alojamiento de los rodamientos, así como la base, la cual estará al ras de los nervios, como se aprecia en la figura 4.27.

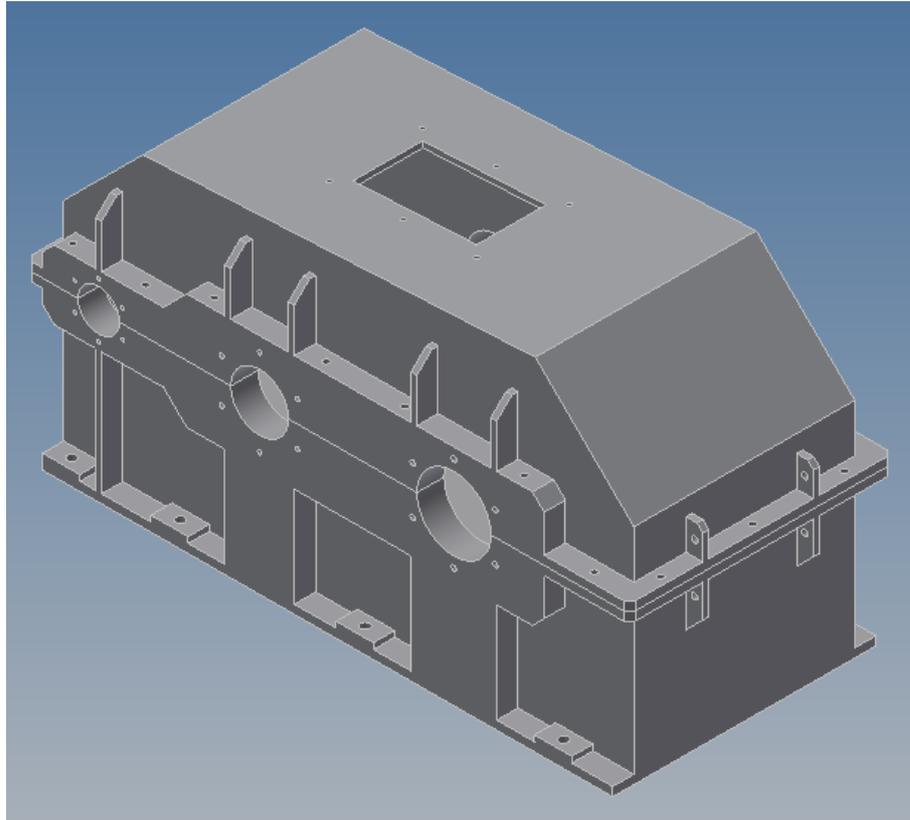


Figura 4.27 Último rediseño con reducción general de dimensiones

En la misma imagen se observa que ya se están considerando los agujeros para todos los tornillos, así como una reducción en el espesor, el cual era el 100% mayor al espesor del rodamiento más profundo. Ahora es el 80%, con la finalidad de ver el efecto que se obtiene.

También se reconsideró que los puntos de izaje también se encuentren en la base, como se ve en otros productos comerciales, ya que no será estrictamente necesario cargar el ensamble completo sino por partes.

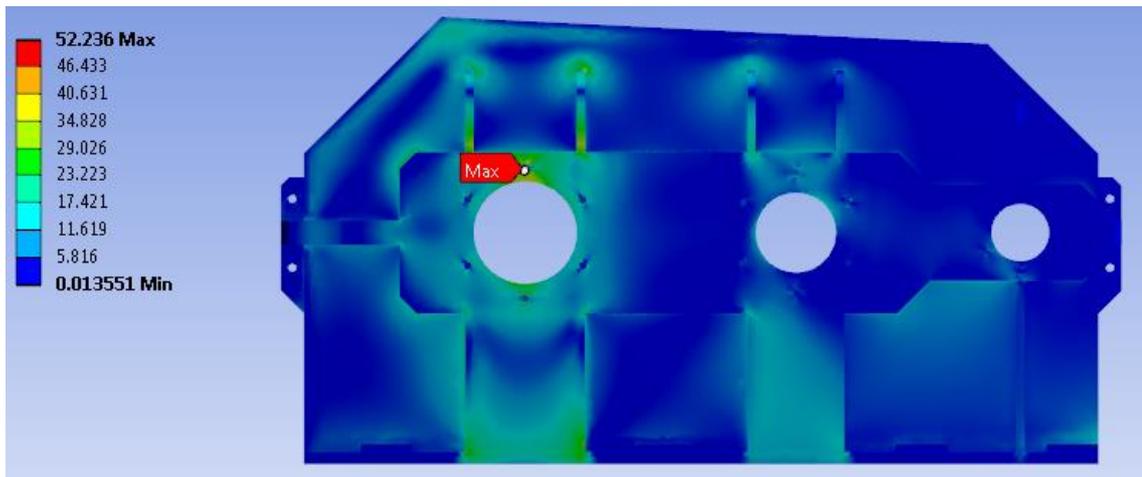


Figura 4.28 Resultados de esfuerzos de la última iteración considerando nervios

Como se aprecia en la figura 4.28, los puntos más cargados están nuevamente en el bloque del alojamiento. La reducción de la sección resultó contraproducente y se revertirá el cambio de dicha dimensión. Sin embargo, se tomará a consideración como un parámetro a optimizar posteriormente.

4.5. Consideración del cordón de soldadura

Hasta el momento, se consideró que la unión entre las planchas era a tope y con un ángulo de 90 grados. Sin embargo, como ya se mencionó, las planchas contarán con un cordón de soldadura, el cual dependerá del espesor de plancha, según la tabla 2.. A continuación se procederá a incluir el cordón de soldadura en las uniones, de forma que se aliviarán algunos esfuerzos y se podrá estudiar el comportamiento del modelo global. La representación geométrica puede observarse en la figura 4.29.

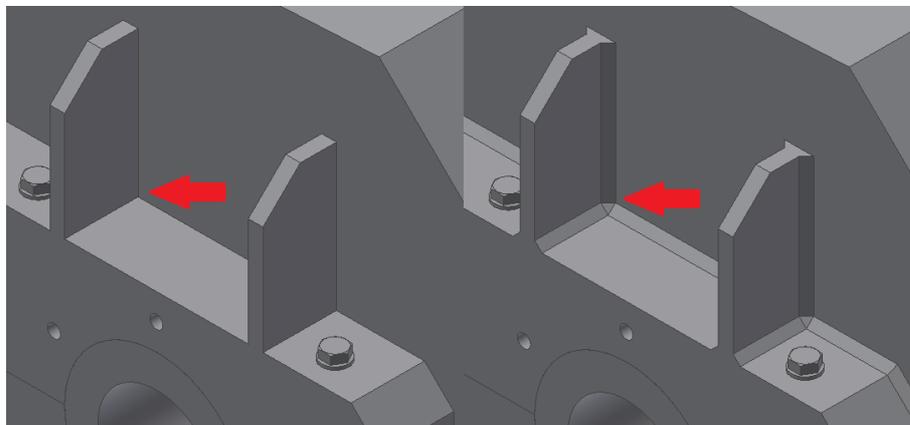


Figura 4.29 Detalle geométrico de la ausencia y presencia del cordón de soldadura



Cabe resaltar que se está asumiendo que la soldadura tendrá un 100% de penetración, por lo que no habrá espacios vacíos entre las uniones de las planchas. Asimismo, se considerará un cordón de soldadura de 7 mm de garganta, ya que es el valor entero más cercano al mínimo del rango correspondiente al espesor de plancha usado para las iteraciones, el cual es de 20 mm.

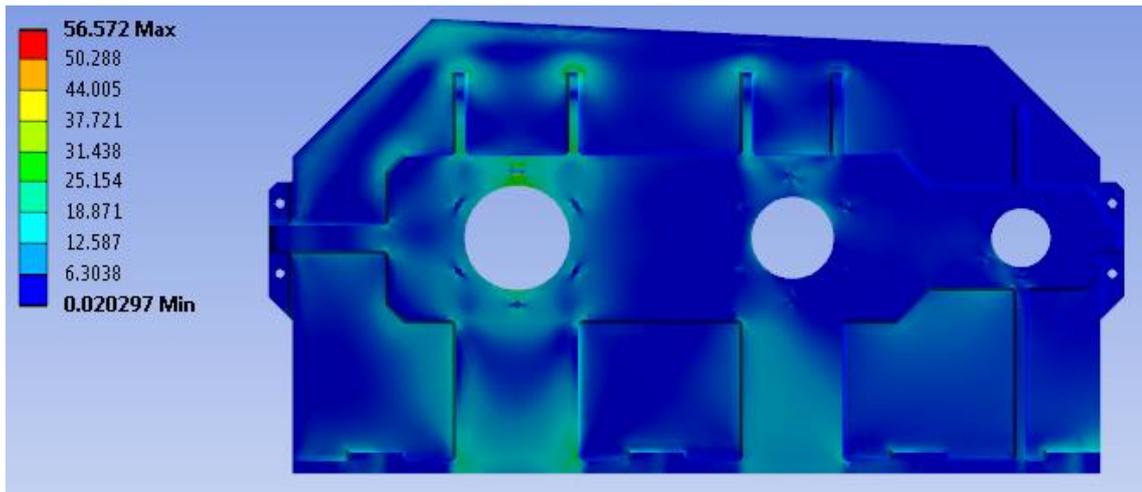


Figura 4.30 Resultado del análisis considerando el cordón de soldadura

Tras el análisis se aprecia en la figura 4.30 que el punto más cargado no se ha desplazado. Esto es lógico, ya que los cordones reducen el concentrador de esfuerzos de las uniones y éstas no eran puntos críticos. Sin embargo, se notó una disminución en las cargas ubicadas en dichas uniones de un 15%. Gracias a la implementación geométrica de los cordones será posible optimizar el espesor de la plancha aún más y esto se verá mejor posteriormente.

4.6. Inclusión de los tornillos en el modelo

Hasta el momento, se ha trabajado el modelo asumiendo que los agujeros para los tornillos no cumplían ningún rol en el análisis estructural. Ahora se procede a incluir el modelo de los tornillos a modo de ensamble.

Dichos tornillos fueron calculados y seleccionados en función a las cargas que inducirían a un desplazamiento en el plano de unión entre la base y la tapa de la carcasa. Es decir, se seleccionaron y se calculó un pre ajuste para que no deslicen las caras. Dicho comportamiento será evaluado posteriormente.



Se decidió seleccionar un total de 26 tornillos, a cada tornillo se le aplicará 24 000 N como pre ajuste. De forma esquemática se muestran de las fuerzas finales que actúan sobre el modelo en la figura 4.31.

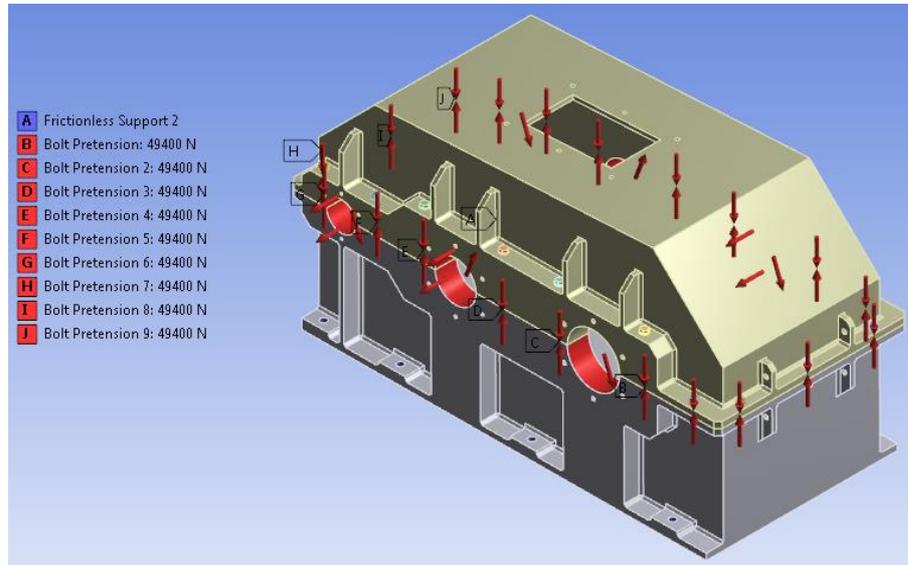


Figura 4.31 Distribución de fuerzas en el modelo

En ésta iteración se requirieron mucho más recursos, pero finalmente se obtuvo el resultado. Los datos se separarán para los tornillos y la caja, dado que los tornillos son de grado 12.9 (esfuerzo de ruptura igual a 1200MPa y esfuerzo de fluencia igual a 1080) y la caja está constituida por acero estructural ASTM A-36.

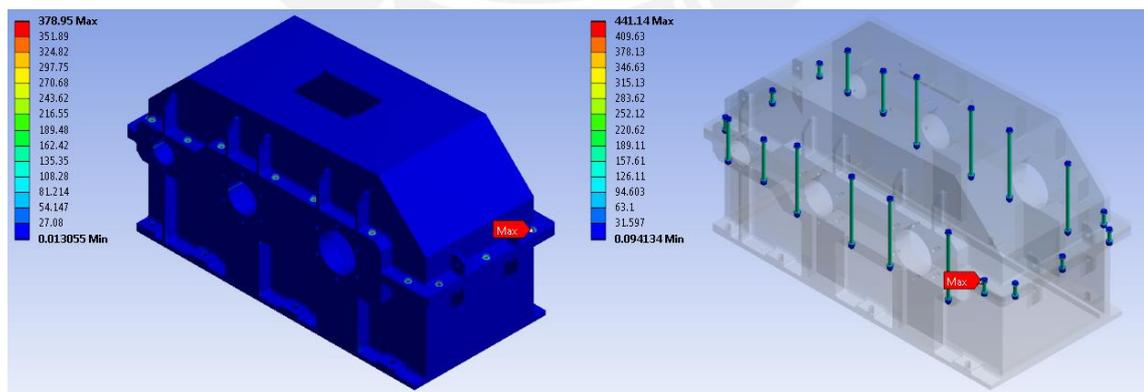


Figura 4.32 Resultado del análisis con unión atornillada

Como se aprecia en la figura 4.32, ahora los puntos críticos corresponden a la unión atornillada de menor longitud. En contramedida se procederá a aumentar la cantidad de tornillos en los extremos. Esto quiere decir que los tornillos ejercen demasiada

fuerza sobre la carcasa. Será necesario aumentar el número de tornillos, lo cual será tema de optimización.

4.7. Proceso de optimización

Una vez que se implementaron mejoras en los distintos aspectos del modelo, se logró disminuir los puntos críticamente cargados en las planchas soldadas, en los alojamientos de los rodamientos y en las uniones atornilladas. Sin embargo, se obtuvieron valores máximos de 34, 56 y 190 MPa, por lo que evidentemente se asume que los puntos críticos son las uniones atornilladas.

4.7.1. Optimización de la fuerza de pre ajuste

En la última iteración del proceso de diseño, se observó que había una correlación entre el número de tornillos y el esfuerzo que se genera debido a éstos. Sin embargo, al aumentar aún más el área de acción de los tornillos o el espesor de la plancha, no se logró obtener una mejora significativa. Por ésta razón se decide optimizar el parámetro de la fuerza de pre ajuste. Para la optimización se realizaron una serie de ensayos con diferentes valores.

Table of Schematic C2: Design of Experiments (Central Composite Design : Face-Centered : Standard)					
	A	B	C	D	E
1	Name	P25 - Bolt Pretension Preload (N)	P4 - DS_EspesorB3	P6 - DS_EspesorB1	P7 - Safety Factor Minimum Minimum Value Over Time
2	2	1	102	20	3.4158
3	4	11351	102	20	3.0741
4	1	22701	102	20	1.7467
5	5	34050	102	20	1.1569
6	3	45400	102	20	0.86478

Figura 4.33 Primer resultado de la optimización de la fuerza de pre ajuste

En la figura 4.33 se presentan los primeros resultados extraídos directamente del software de elementos finitos. Los valores de entrada comprendían valores entre 1 N y 45400 N, distribuidos linealmente, sin embargo, el resultado resulta tener un comportamiento no lineal, como se observa en la figura 4.34.

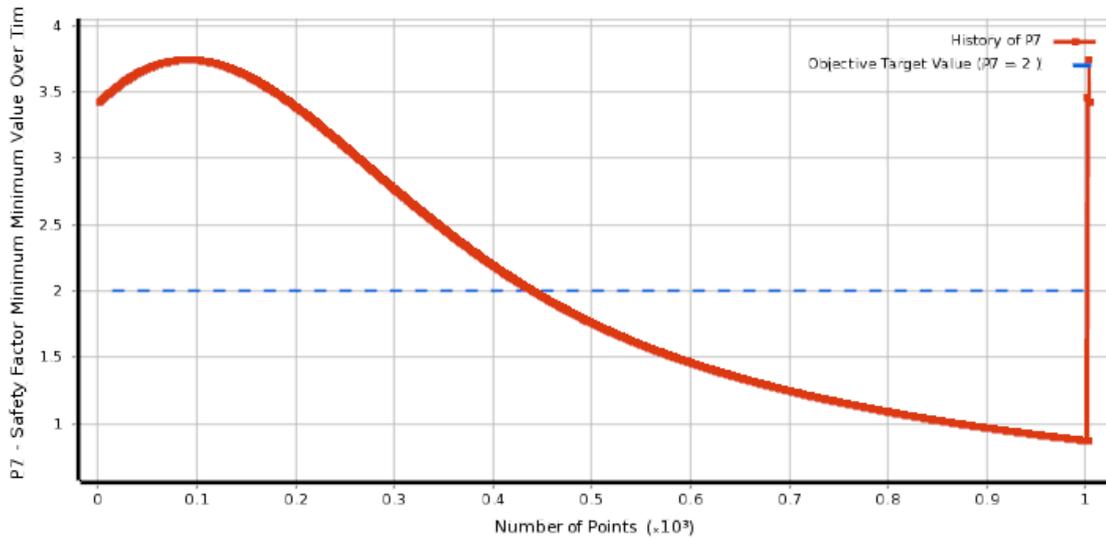


Figura 4.34 Comportamiento de los resultados obtenidos para la fuerza de pre ajuste

No obstante, existe la posibilidad que la gráfica esconda una discontinuidad, debido a que es probable que cambie el punto crítico del análisis. Para la próxima iteración se realizará un ensayo con valores dentro del rango de 11000 y 22000 N, de manera que se entienda mejor el comportamiento obtenido y se afirme o descarte la hipótesis.

Table of Schematic D2: Design of Experiments (Central Composite Design : Face-Centered : Standard)

	A	B	C	D	E
1	Name	P25 - Bolt Pretension Preload (N)	P4 - DS_EspesorB3	P6 - DS_EspesorB1	P7 - Safety Factor Minimum Value Over Time
2	2	11000	102	20	2.9997
3	4	13750	102	20	2.47
4	1	16500	102	20	2.0479
5	5	19250	102	20	1.7489
6	3	22000	102	20	1.5259

Figura 4.35 Último resultado de la optimización de la fuerza de pre ajuste

Como se aprecia en la figura 4.35, existe continuidad en la muestra de datos, descartando el cambio de locación del punto crítico a estudiar. Finalmente se obtiene una ecuación más exacta del comportamiento de las fuerzas sobre el modelo. Para éste caso, el software de elementos finitos generó automáticamente la ecuación y las tendencias y al buscarse alcanzar el valor del factor de seguridad igual a 2, se logró determinar que la fuerza de pre ajuste óptima es de 16 880N.

La fuerza que deben repartirse entre todos los tornillos es de 480 000 N, si el valor máximo obtenido para los tornillos es de 16 880, se deben usar 28.5 tornillos. Considerando simetría se aplicará el número entero y par inmediatamente mayor al

hallado, es decir 30 tornillos. Finalmente se aplicará una fuerza en cada de los tornillos de 16 000 N.

4.7.2. Optimización de las planchas soldadas

Ahora que se ha logrado la optimización de las fuerzas de pre ajuste, se procederá a optimizar el espesor de las planchas soldadas estructurales. Para los ensayos realizados se usó una plancha de 20 mm de espesor y debido a los holgados resultados que se obtuvo, se procederá a realizar un proceso de optimización entre los rangos 5 y 15 mm.

Table of Schematic B2: Design of Experiments (Central Composite Design : Face-Centered : Standard)					
	A	B	C	D	E
1	Name	P3 - DS_EspesorT1	P4 - DS_EspesorB3	P6 - DS_EspesorB1	P7 - Safety Factor Minimum Minimum Value Over Time
2	2	5	102	5	1.488
3	4	7.5	102	7.5	1.5898
4	1	10	102	10	2.4164
5	5	12.5	102	12.5	2.7604
6	3	15	102	15	3.1885

Figura 4.36 Resultado de la optimización del espesor de la plancha

En la figura 4.36 se aprecian los resultados de la optimización. Para éste caso, el comportamiento fue lineal y puede realizarse la optimización directamente por medio de una iteración. El valor óptimo del espesor de la plancha es 8.42 mm. A partir de éste valor se elegirá el espesor de plancha normalizado más conveniente. Los más cercanos son 10 mm en el sistema métrico o 3/8" (9.53 mm) en el sistema inglés.

4.7.3. Optimización del cordón de soldadura

Para la optimización realizada a la plancha soldada se trabajó con un cordón de soldadura paramétrico, el cual tenía una dependencia directa con el espesor de las planchas. El cateto de la soldadura equivaldría a la mitad del espesor de la plancha, lo que corresponde a una magnitud cercana al valor inferior del rango de espesores de garganta recomendados en función al espesor de las planchas.

En éste punto se sabe qué espesores de plancha pueden ser utilizados de forma segura. Sin embargo, se tienen también los dos valores de planchas inferiores que podrían soportar las cargas con un cordón de soldadura mayor, efecto demostrado en los ensayos de inclusión del cordón al modelo. Por lo tanto se tienen los espesores de 8 mm en el sistema métrico y el de 5/16" (7.93 mm). Dado que la diferencia no es

mucha, se tomará el valor de 5/16” y se implementará en el modelo. Para éste espesor, el rango de espesores de garganta del cordón es de entre 2.5 y 5.5 mm. Entre esos rangos se realiza la optimización y se obtienen los resultados como se aprecian en la figura 4.37.

Table of Schematic E2: Design of Experiments (Central Composite Design : Face-Centered : Standard)				
	A	B	C	D
1	Name	P62 - DS_CordonT	P4 - DS_EspesorB3	P7 - Safety Factor Minimum Minimum Value Over Time
2	2	2.5	102	0.99066
3	4	3.25	102	1.0308
4	1	4	102	1.0909
5	5	4.75	102	1.1137
6	3	5.5	102	1.1413

Figura 4.37 Resultados de la optimización del cordón de soldadura en una plancha menor

Al analizar los resultados se aprecia que el cambio de tamaño del cordón de soldadura no ofrece una diferencia significativa en la reducción de los concentradores de esfuerzo. Por otro lado, se sabe por teoría que un cordón más grande puede hacer que se presenten esfuerzos residuales. Finalmente se puede concluir que se deberá emplear un espesor de plancha de 3/8” con el cordón de soldadura en el punto inferior del rango estudiado.

4.7.4. Comprobación con los parámetros optimizados

Al optimizar los parámetros mencionados previamente, se espera un resultado cercano a 125 MPa. Se generó un modelo que cuenta con 30 tornillos con un pre ajuste de 16 kN, plancha de 3/8” de espesor y el cordón de soldadura de 3.5mm.

Como se observa en la figura 4.38, el valor máximo de esfuerzos fue de 117.34 MPa, lo cual da un factor de seguridad de 2.13. Dicho valor supera el valor buscado ya que se aproximaron los valores obtenidos a sus superiores inmediatos. Por ejemplo, con 29 tornillos sería suficiente para mantener la unión, pero se aplicaron 30 por simetría. Asimismo, se eligió un espesor de plancha normalizado, el cual es más de un milímetro superior. Se aprecia también una representación exagerada de la deformación de la carcasa.

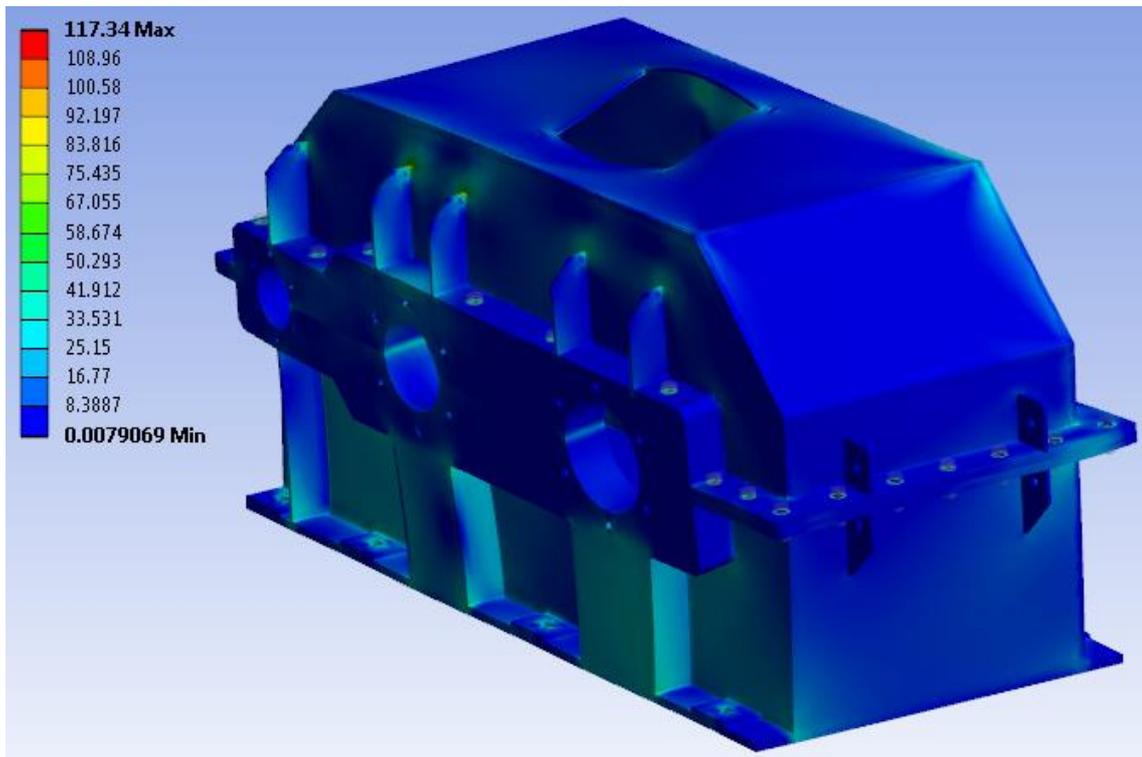


Figura 4.38 Resultado de la simulación de comprobación para la optimización

Por otro lado, se observa de forma exagerada el comportamiento de las deformaciones.

4.8. Comprobación de la validez del modelo matemático

Dado que un error en la configuración del modelo puede llevar a la obtención de resultados inválidos, se propone la verificación del modelo. Debido a que un análisis complejo sobre la carcasa sería exhaustivo y requeriría de una mayor cantidad de recursos, se propuso realizar un análisis simple de diagrama de cuerpo libre.

Según la tercera ley de Newton, para toda acción hay una reacción y en un diagrama de cuerpo libre estacionario, la suma de las fuerzas externas debe ser igual a cero. Dado que se conocen las fuerzas que fueron aplicadas sobre la carcasa, su suma debe ser igual a la suma de fuerzas de reacción en los soportes. Para esto, se englobaron todos los soportes en Ansys para poder calcular su fuerza de reacción.

Dicho método es válido debido a que una mala configuración de malla puede aumentar el error de las fuerzas al conducirse de un elemento a otro en el análisis de elementos finitos. Siempre que se aproxime una geometría por medio de elementos



finitos se hallará un error, pero la magnitud del error determinará finalmente si se obtuvo un resultado confiable.

Tabla 4.4 Comparación de fuerzas y reacciones

eje	F. aplicadas	Reacciones
X	523907.78 N	524020.00 N
Y	0.00 N	144.13 N
Z	277024.77 N	277020.00 N
Magnitud	592639.93 N	592736.92 N

Como se observa en la tabla 4.4, las magnitudes obtenidas en las reacciones tienen una exactitud de 99.98%. Se observa que se obtuvo un valor en Y, dado que es insignificante en comparación a las magnitudes en X y en Z, se puede decir que la exactitud del modelo es bastante alta. Se debe señalar que éste resultado no valida toda la malla, pues cuando el esfuerzo máximo estaba localizado en un punto pequeño a comparación de la malla, se debió afinar la malla hasta converger a un resultado aceptable, pero el proceso de convergencia no fue detallado más que una vez dado que es repetitivo y no aportó mayor información en los análisis posteriores.



CONCLUSIONES

1. A partir de la revisión bibliográfica realizada se pudo concluir que en la literatura especializada consultada no se reporta un procedimiento íntegro para el diseño de carcasas soldadas. Por éste motivo y partiendo de cero se desarrolló un procedimiento para el diseño de carcasas soldadas para cajas reductoras, considerando la optimización de los parámetros geométricos principales.
2. Se definieron las características principales de las carcasas soldadas de cajas reductoras, definiéndose además los parámetros de la transmisión que intervienen en el dimensionamiento de la carcasa. Estos parámetros son todos aquellos que definen las dimensiones de los elementos de transmisión, que a su vez dependen de las fuerzas involucradas.
3. Se logró implementar una interface computacional integrada por un diseño paramétrico de carcasa desarrollado en el software Autodesk Inventor y una tabla de diseño elaborada en el Microsoft Excel, que permite la reutilización del diseño en diferentes casos en función a los cálculos realizados
4. El diseño preliminar del caso de estudio fue sometido al análisis mediante simulación numérica, con lo cual se logró reducir el espesor de plancha y, por tanto, el consumo de material en su posible fabricación. Asimismo, se logró alcanzar y mantener el factor de seguridad deseado en las zonas críticas, siendo éste superior a 2 en todos los puntos de la carcasa.
5. Dado que la optimización no siempre dará espesores de planchas coincidentes con las planchas que se encuentran en el mercado, es necesario redondear los valores obtenidos a los espesores comerciales. Por ejemplo, en el caso de



estudio se obtuvo un espesor de plancha de 8.4 mm a partir de la optimización, que fue necesario redondear al espesor comercial de 3/8" (9.53 mm), disponible en el mercado.





RECOMENDACIONES

1. El presente trabajo debe considerarse como una recomendación. De la misma forma que en el ejemplo de aplicación se decidió cambiar el espesor de un alojamiento para los rodamientos C y D recomendado inicialmente, hay que tomar en cuenta que en base a los resultados de los análisis se debe reaccionar con contramedidas que mejoren el diseño. La razón por la que no existe una norma que regularice la manufactura de cajas reductoras tiene que ver con este punto, dado que se pueden tomar decisiones que salgan de las recomendaciones y seguir siendo válidas.
2. Se decidió trabajar manteniendo una simetría en el diseño. Dicha decisión puede obviarse en caso que se sepa que la reducción siempre trabajará en un sentido y que el tipo de engranajes y su orientación no serán cambiados en los procesos de mantenimiento, dado que las fuerzas axiales dependen exclusivamente de dicha disposición.
3. Si bien el software de elementos finitos provee grandes ventajas en el análisis, es necesario tener cuidado con los valores que se ingresa, las configuraciones previas y saber interpretar los resultados para poder llegar a conclusiones coherentes. Se realizaron ensayos ilustrativos para conocer las repercusiones y la fuerte variabilidad en los resultados por decisiones de la configuración del modelo.
4. Aunque no existan normas para el diseño de la carcasa de cajas reductoras, es necesario seguir aplicando las normas válidas en el proceso de diseño, como para la selección de tornillos, uso de ejes y agujeros normalizados y la altura de los ejes en cuestión.



5. Se pueden realizar mayores iteraciones para seguir refinando el diseño. Para ello se deben definir más parámetros a optimizar. Sin embargo, los recursos invertidos en un trabajo más fino puede no justificar el ahorro de material. Es necesario encontrar un equilibrio entre los recursos informáticos y las ventajas en el diseño.





Bibliografía

- [1] PFEIFER, RALF
2005 "Transmisión Antigua" Fotografía tomada del München Deutsches Museum, Alemania
<<http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Kronrad2.jpg>>
- [2] DIRECT INDUSTRY
2013 "Catálogos DirectIndustry"
España
<<http://pdf.directindustry.es>>
- [3] LAZARTE GAMERO, JULIO ROBERTO MARTÍN JESÚS
2011 "Material de clase de ingeniería de materiales 2"
Lima, Perú
- [4] INGEMECÁNICA
2013 "Fundamentos de la soldadura por arco eléctrico"
Sevilla, España
<<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn40.html>>
- [5] V. N. BELIÁEV
1981 "Atlas de elementos de máquinas y mecanismos"
Tercera edición. Barcelona, España. CEAC
- [6] SUMITOMO DRIVE TECHNOLOGIES
2010 Design for static and dynamic loading for gear reducer housing with FEA. "Power Transmission Engineer" Illinois, 2010, February 2010
- [7] ALVAREZ ROJAS, MIGUEL ANGEL
2012 "Engranajes: 4. Recomendaciones para el diseño – Material de clase"
Lima, Perú. Curso de Elementos de máquinas 2
- [8] RODRIGUEZ GUTIERRZ, PATRICIO
1998 "Diseño de una caja reductora de velocidad"
Santiago, Chile
- [9] PAULSEN MOSCOSO, KURT FERNANDO
2011 "Uniones soldadas – Material de clase"
Lima, Perú. Curso de Elementos de máquinas 1
- [10] WELBOURN, DONALD B.
1969 Fundamentos de la dinámica de las máquinas herramientas. Primera edición. Barcelona: Marcombo



TOWNSEND, Denis P.

(1991) Dudley's Gear Handbook.

Segunda edición. Texas: Editorial McGraw-Hill

HENRIOT, G.

(1967) Manual práctico de engranajes.

Tercera edición. Barcelona: Marcombo

BARRIGA, B.

(1985) MÉTODOS DE DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, curso de actualización, Pontificia Universidad Católica del Perú

