

UNIVERSIDAD NACIONAL DE CÓRDOBA
FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, FÍSICAS Y NATURALES
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

PROYECTO INTEGRADOR

**DISEÑO MECÁNICO DE UNA MESA DE APILADO DE
NÚCLEO PARA TRANSFORMADORES DE POTENCIA**



Autores:
PACHECO GORGE, Conrado M.
SAUCEDO AÑEZ, Lucas N.

Director:
MARTÍNEZ, Pablo

Córdoba Capital, Argentina
2018

PRÓLOGO

La decisión de abordar el presente proyecto surge como consecuencia de dos factores: primero, la necesidad de desarrollar un proyecto para obtener el título de grado, y segundo como deseo de que dicho proyecto pueda concretarse en un futuro.

Durante el ejercicio profesional de uno de los autores del proyecto, en la empresa Tubos Trans Electric (TTE), dedicada a la producción de transformadores de potencia y distribución, se observaron posibilidades de mejoras en uno de los procesos de fabricación más importantes.

Esta iniciativa fue valorada por la empresa en la búsqueda de una constante innovación tecnológica, mejora de sus productos y de sus procesos de elaboración.

El proyecto se basa en la mejora de la actual mesa de apilado que se utiliza para la conformación del núcleo de un transformador. Esta idea de mejora surge a partir de un desvío encontrado en la producción de un transformador de gran tamaño. Para generar esta mejora se analizaron los distintos procesos que influyen en la fabricación del núcleo de potencia.

Debido a que el rango de transformadores de potencia fabricados en la empresa TTE es muy diverso, se analizaron los parámetros representativos de cada uno de los productos que se deben fabricar sobre la nueva mesa y de esa manera ajustar el diseño al producto final.

Para abordar las soluciones planteadas en el proyecto, fue necesario aplicar los conceptos estudiados a lo largo de la carrera. Se realizaron cálculos mecánicos de pre dimensionamiento que fueron combinados con un software de cálculo de elementos finitos y uno de diseño asistido, logrando de esta manera ajustar y verificar nuestro modelo hasta obtener la mejor solución al problema.

ÍNDICE

PRÓLOGO	II
ÍNDICE.....	III
INDICE DE IMÁGENES.....	VI
DEDICATORIA.....	IX
INTRODUCCIÓN.....	10
OBJETIVOS.....	12
CONCEPTOS BÁSICOS.....	12
EL TRANSFORMADOR Y SU FUNCIONALIDAD	12
TIPOS DE TRANSFORMADORES	13
TRANSFORMADOR DE POTENCIA	14
NÚCLEO DE UN TRANSFORMADOR.....	17
ELEMENTOS DEL NÚCLEO MONTADO.....	18
APILAMIENTO DEL NÚCLEO.....	18
SECCIÓN DEL NÚCLEO.....	19
DIMENSIONES REPRESENTATIVAS DE UN NÚCLEO.....	20
FACTOR DE APILAMIENTO.....	21
TIPOS DE MESA DE APILADO.....	21
PROCESO DE APILADO	23
PARÁMETROS DEL DISEÑO.....	25
DISTANCIAS DIELECTRICAS	29
JUSTIFICACIÓN DE LOS VALORES MÁXIMOS DE DESPLAZAMIENTOS.....	30
VALOR MÁXIMO DE DESPLAZAMIENTO	31
DESARROLLO.....	33
ELEMENTOS FINITOS	36
MÓDULO DE CÁLCULO “STRUCTURAL MECHANICS”	37
SOLID	37
SHELL.....	38
SOLID-SHELL CONNECTION.....	39
BEAM.....	40

TIPOS DE ESTUDIOS	41
ESTUDIO: STATIONARY	41
ESTUDIO: BUCKLING	41
CONDICIONES DE BORDE Y CARGA	41
CONSTRAINT: SIMETRÍA	41
PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO	42
DISEÑO Y VERIFICACIÓN	43
SOPORTES DEL NÚCLEO	45
MATERIAL.....	46
HIPÓTESIS DE CARGA.....	46
CÁLCULOS ANALÍTICOS DE PREDIMENSIONAMIENTO.....	47
GEOMETRÍA.....	48
CONDICIONES DE BORDE	49
CONDICIONES DE CARGA.....	50
MALLADO	50
RESULTADOS	51
ESTRUCTURA DE LA MESA	52
MATERIAL.....	54
HIPÓTESIS DE CARGA.....	54
CÁLCULOS DE PREDIMENSIONAMIENTO.....	54
GEOMETRÍA.....	57
CONDICIONES DE BORDE	57
CONDICIÓN DE CARGA	58
MALLADO	59
RESULTADOS	60
GUÍAS DE TRASLACIÓN	62
BASE MÓVIL.....	64
MATERIAL.....	65
HIPÓTESIS DE CARGA.....	65
GEOMETRÍA.....	66
CONDICIONES DE BORDE	66

CONDICIÓN DE CARGA	67
MALLADO	67
RESULTADO	68
APOYO DE LA MESA.....	71
MATERIAL.....	71
HIPÓTESIS DE CARGA.....	71
GEOMETRÍA.....	73
CONDICIONES DE BORDE	74
CONDICIONES DE CARGA.....	75
MALLADO	76
RESULTADOS	77
SISTEMA HIDRÁULICO DE LA MESA DE APILADO.....	80
INTRODUCCIÓN A LOS SISTEMAS HIDRÁULICOS	80
HIDRÁULICA DE LA MESA DE APILADO.....	82
CILINDROS DE LAS VIGAS DE ELEVACIÓN.....	83
SELECCIÓN CILINDRO DE ELEVACIÓN.....	88
CILINDROS DE ELEVACIÓN BASE MÓVIL	89
SELECCIÓN CILINDRO DE LA BASE MÓVIL	93
CILINDROS DE ANCLAJE BASE MÓVIL	93
ANÁLISIS COSTO.....	95
COSTO DE CALDERERÍA	95
COSTO ACCESORIOS COMERCIALES	96
COSTOS DE INGENIERÍA	97
COSTO TOTAL CALCULADO	97
COSTO DE UNA MESA COMERCIAL GENÉRICA	97
ESTUDIO DE INVERSIÓN	98
CONCLUSIÓN	100
ANEXOS	101
TABLA 3.1	101
TABLA 3.2.....	101
TABLA 3.3.....	102

TABLA 3.4.....	102
TABLA 4.1.....	104
TABLA 4.2.....	105
TABLA 4.3.....	106
TABLA 4.4.....	107
PLANOS.....	107
BIBLIOGRAFÍA.....	108

INDICE DE IMÁGENES

Fig. 1 TIPOS DE TRANSFORMADORES.....	13
Fig. 2 PARTES DE UN TRANSFORMADOR.....	14
Fig. 3 NÚCLEO DE UN TRANSFORMADOR.....	15
Fig. 4 BOBINADO DE UN TRANSFORMADOR.....	15
Fig. 5 CUBA DE UN TRANSFORMADOR.....	16
Fig. 6 TANQUE DE EXPANSIÓN DE UN TRANSFORMADOR.....	16
Fig. 7 AISLADORES DE UN TRANSFORMADOR.....	16
Fig. 8 RADIADOR DE UN TRANSFORMADOR.....	17
Fig. 9 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE UN TRANSFORMADOR.....	17
Fig. 10 ELEMENTOS DEL NÚCLEO.....	18
Fig. 11 TIPOS DE APILAMIENTO.....	19
Fig. 12 SECCIÓN DEL NÚCLEO.....	19
Fig. 13 COTAS DE UN NÚCLEO.....	20
Fig. 14 MESA IMPULSADA POR PUENTE GRÚA.....	22
Fig. 15 MESA IMPULSADA POR SISTEMA HIDRÁULICO SOBRE FUNDACIÓN.....	22
Fig. 16 ELEMENTOS DE UNA MESA IMPULSADA POR PUENTE GRÚA.....	23
Fig. 17 MEDIDAS REPRESENTATIVAS DEL NÚCLEO 40 [MVA].....	27
Fig. 18 MEDIDAS REPRESENTATIVAS DEL NÚCLEO 40 [MVA].....	28
Fig. 19 MEDIDAS REPRESENTATIVAS DEL NÚCLEO 215 [MVA].....	28
Fig. 20 COMPARATIVA DIMENSIONAL NÚCLEOS DE 215 Y 40 [MVA].....	29

Fig. 21 ESQUEMA BOBINA-NÚCLEO.....	31
Fig. 22 POSICIÓN “HORIZONTAL EXTENDIDA”	33
Fig. 23 POSICIÓN “HORIZONTAL CERRADA”	34
Fig. 24 POSICIÓN FINAL “VERTICAL”	34
Fig. 25 VISTA ISOMÉTRICA DE LA MESA EN LA POSICIÓN VERTICAL	35
Fig. 26 EJ. SOLID-SHELL	38
Fig. 27 CUBA COMPLETA MODELADA	39
Fig. 28 CUARTO DE CUBA MODELADA MEDIANTE SHELL.....	39
Fig. 29 EJ. CONEXIÓN SOLID-SHELL	40
Fig. 30 EJ. BEAM	40
Fig. 31 EXPLICACIÓN DE SIMETRÍA	42
Fig. 32 EJ. MALLADO	42
Fig. 33 EJ. CARGAS.....	43
Fig. 34 EJ. MEF - TENSIONES.....	43
Fig. 35 CONJUNTO SOPORTES DEL NÚCLEO	45
Fig. 36 MODELO DEL SOPORTE DEL NÚCLEO	49
Fig. 37 BASE EMPOTRADA.....	49
Fig. 38 SOPORTE CARGADO	50
Fig. 39 SOPORTE MALLADO	50
Fig. 40 TENSIONES Y DESPLAZAMIENTOS DEL SOPORTE	51
Fig. 41 ESTRUCTURA DE LA MESA	52
Fig. 42 CONFIGURACIÓN DE LAS VIGAS DE LA ESTRUCTURA DE LA MESA	52
Fig. 43 VISTA ISOMÉTRICA DE LAS VIGAS.....	53
Fig. 44 VIGAS A-B-C MODELADAS.....	53
Fig. 45 MODELO DE ANÁLISIS EN 2D TENSIONES - DESPLZAMIENTOS.....	55
Fig. 46 MODELO DE ANÁLISIS DESARROLLADO EN 3D.....	56
Fig. 47 CONDICIONES DE BORDE FIJAS SOBRE LAS VIGAS ABC.....	57
Fig. 48 CONDICIONES DE BORDE SIMETRÍAS DE LAS VIGAS ABC	58
Fig. 49 CONDICIÓN DE CARGA SOBRE LA VIGA A	58
Fig. 50 COMPARACIÓN DE MALLADOS	59
Fig. 51 ESTRUCTURA DE LA MESA MALLADA	60
Fig. 52 DESPLAZAMIENTOS DE LA ESTRUCTURA DE LA MESA	60
Fig. 53 TENSIONES DE VON-MISES SOBRE LA ESTRUCTURA.....	61
Fig. 54 ZONAS DE MAYORES TENSIONES DE VON-MISES DE LA ESTRUCTURA..	61

Fig. 55 VISTA SUPERIOR, MESA EXTENDIDA Y DESCARGADA	63
Fig. 56 BASE MÓVIL.....	64
Fig. 57 PLACA DE ANCLAJE DE LA BASE MÓVIL.....	65
Fig. 58 CONDICIONES DE BORDE VIGA MÓVIL.....	66
Fig. 59 CONDICIONES DE CARGA VIGA MÓVIL	67
Fig. 60 VIGA MÓVIL MALLADA.....	67
Fig. 61 MALLADO ZONAS CRÍTICAS	68
Fig. 62 DESPLZAMIENTOS VIGA MÓVIL	68
Fig. 63 TENSIONES DE VM DE LA VIGA MÓVIL.....	69
Fig. 64 ZONA DE MAYORES TENSIONES DE VON-MISES DEL MODELO	69
Fig. 65 APOYO DE LA MESA	71
Fig. 66 FUERZAS SOBRE EL APOYO DE LA MESA.....	73
Fig. 67 APOYO MODELADO CON SHELL Y SIMETRÍA.....	73
Fig. 68 CONDICIÓN DE BORDE DEL APOYO DE LA MESA	74
Fig. 69 BORDES PERTENECIENTES AL PLANO DE SIMETRÍA DEL MODELO	74
Fig. 70 HIPÓTESIS DE CARGA N° 1	75
Fig. 71 HIPÓTESIS DE CARGA N° 2	75
Fig. 72 APOYO DE MESA MALLADO.....	76
Fig. 73 DETALLES DE MALLADO LOS BUJES	76
Fig. 74 DESPLZAMIENTOS APOYO DE LA MESA	77
Fig. 75 TENSIONES DEL MODELO “SHELL”	78
Fig. 76 TENSIONES DEL MODELO “SOLID”	78
Fig. 77 TENSIONES DEL MODELO COMPLETO (SHELL+SOLID)	79
Fig. 78 ELEMENTOS DE UN SISTEMA HIDRÁULICO	80
Fig. 79 PARTES DE UN ACTUADOR HIDRÁULICO.....	81
Fig. 80 CILINDROS DE ELEVACIÓN	84
Fig. 81 ESQUEMA CONJUNTO DE ELEVACIÓN	85
Fig. 82 ESQUEMA BASE MÓVIL	90

DEDICATORIA

Dedicamos este proyecto integrador con el que concluimos una de las etapas más importante de nuestras vidas a nuestros padres, hermanos, amigos y familiares, que siempre estuvieron acompañándonos para brindarnos todo su apoyo en este largo camino.

A nuestros compañeros de carrera y futuros colegas, con los que compartimos derrotas y victorias, largas noches de estudio y una amistad que logró hacer que esta etapa sea lo más placentera posible.

INTRODUCCIÓN

En el presente proyecto integrador se plantea el diseño mecánico de una nueva mesa de apilado de núcleos de transformadores de potencia que van desde los 40[MVA] hasta los 215[MVA] y el diseño del sistema hidráulico de la misma, el cuál produce el izaje del conjunto desde la posición horizontal hasta la vertical, para que el producto continúe su camino a la siguiente etapa del proceso, que es el montaje de las bobinas y cierre del núcleo montado.

El trabajo se realizó en colaboración con la empresa Tubos Trans Electric (TTE), la cual se dedica a la fabricación de transformadores de potencia y distribución. Esta empresa cuenta con una mesa de apilado simple e izada por un puente grúa.

Para lograr este objetivo TTE brindó las especificaciones necesarias de los distintos núcleos de transformadores que ellos fabrican, con los cuáles se fijaron los parámetros representativos de cada elemento y, de esta manera, se plantearon los límites para el diseño de una nueva mesa. Gracias a estas especificaciones brindadas, se aplicó una ingeniería inversa.

Con los parámetros base se realizaron los cálculos analíticos y se generaron los predimensionamientos de cada uno de los componentes del modelo. Posteriormente, se simularon los prototipos de las distintas partes en el software de diseño Inventor. Luego, se llevaron al software de cálculo COMSOL Multiphysics, donde se logra simular el desempeño de cada una de las piezas que componen la mesa, encontrando de esta forma todas las tensiones y desplazamientos del sistema.

Analizados los resultados dados por las simulaciones se ajustaron los modelos generados en Inventor, convirtiendo el diseño en un proceso iterativo hasta llegar a la mejor solución para cada uno de los subconjuntos.

Finalmente, desarrollado el modelo de mesa que cumple con los parámetros establecidos, se creó el modelo 3D final de todas las piezas en conjunto verificando el correcto funcionamiento de la máquina. A partir de este modelo se generaron los planos del conjunto y el plano de una de las piezas más importantes.

Se realizó un estudio aproximado de costos teniendo en cuenta datos brindados por la empresa, comparaciones de precios de diferentes mesas y finalmente aplicando conceptos que demuestren la viabilidad del proyecto.

OBJETIVOS

1. Objetivo principal
 - a. Diseñar una nueva mesa de apilado de núcleos que cumpla con todas las especificaciones planteadas.
2. Objetivos secundarios
 - a. Aumentar la calidad del producto final.
 - b. Generar una mayor seguridad y simplicidad en el proceso de izaje.
 - c. Automatizar el proceso de izaje.
 - d. Disminuir tiempos de fabricación.

CONCEPTOS BÁSICOS

A continuación se explicarán los conceptos necesarios para poder comprender el desarrollo del presente trabajo. Se detalla qué papel cumple un transformador de potencia, su principio de funcionamiento y las partes principales que lo componen. Posteriormente se explicará cual es el rol que cumple el núcleo montado dentro del transformador, como es su proceso de fabricación y cuáles son las variables que lo afectan. Finalmente se mencionan los tipos de mesas de apilado y como se lleva a cabo el proceso de apilado.

EL TRANSFORMADOR Y SU FUNCIONALIDAD

Antes de la invención de los transformadores, en los comienzos de la industria eléctrica, la energía era distribuida en corriente continua a bajos niveles de tensión. Esto limitaba el uso de la electricidad a zonas urbanas, ya que los circuitos de distribución se aplicaban en longitudes muy cortas.

El desarrollo de los transformadores, cerca del año 1885, cambió drásticamente los sistemas de transmisión y distribución de la energía eléctrica. La corriente alterna generada a bajos niveles de tensión podía ser elevada para la transmisión a niveles de tensión más altos y corrientes más bajas, reduciendo la caída de tensión y las pérdidas por transmisión. El uso de transformadores hizo posible transmitir la energía eléctrica de manera económica desde las centrales eléctricas ubicadas a miles de kilómetros.

TIPOS DE TRANSFORMADORES

Los transformadores pueden ser clasificados según su función en el sistema de distribución y generación de energía eléctrica. El diagrama de un sistema de energía típico se muestra en la figura de abajo:

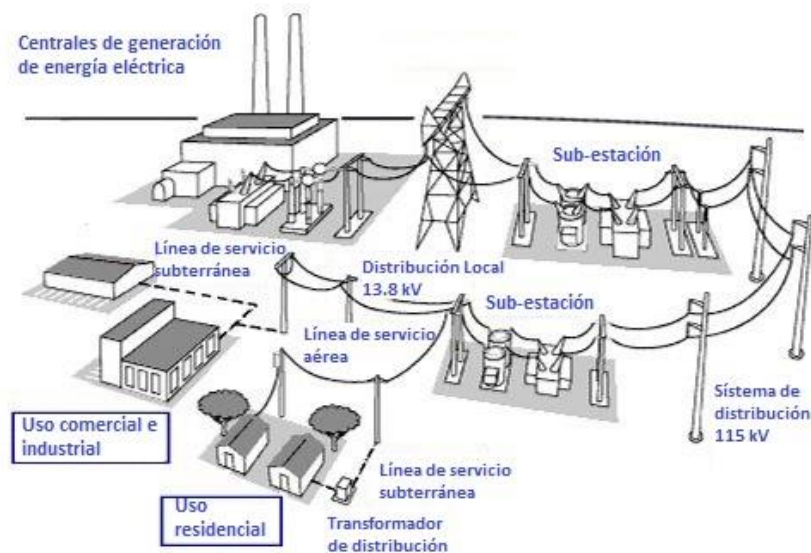


Fig. 1 TIPOS DE TRANSFORMADORES

- Transformadores para estaciones generadoras: La energía producida en una estación generadora (normalmente en un rango de los 11 a los 25 [kV]) es elevada por el transformador de generación a un voltaje mayor (220/345/400 o 765 [kV]) para la transmisión. Este es uno de los componentes más importantes y críticos dentro del sistema de energía.

Los niveles de ruidos de estos transformadores son los más alto dentro de la estación generadora.

- Transformadores de transmisión: Estos transformadores están localizados dentro del sistema de energía, entre la estación generadora y los transformadores de subtransmisión, reduciendo el voltaje de transmisión (400-345 [kV]) a niveles de subtransmisión (220-138 [kV]).
- Transformadores de subtransmisión: Estos transformadores reducen los niveles de transmisión/subtransmisión a niveles de alimentación primarios (33 [kV]). Algunos de estos pueden estar directamente conectados a una planta industrial.
- Transformadores de distribuciones: En estos transformadores el voltaje es reducido para la utilización de equipos domésticos o de uso industrial (415 - 460 [V]).

Cabe destacar que los tres primeros tipos de transformadores mencionados, se engloban dentro de la categoría de “*Transformadores de potencia*”, estos son los de mayor tamaño debido a su potencia (de 5 [MVA] en adelante), y a los niveles de tensión que manejan (desde 36 [kV] hasta inclusive 765 [kV]). El último transformador mencionado, como lo indica su nombre, es de “Distribución” y normalmente llegan a los 5[MVA] de potencia y 33[kV] en los bornes de alta tensión como máximo. En el presente trabajo nos centraremos en los transformadores de potencia.

TRANSFORMADOR DE POTENCIA

Un transformador de potencia es una máquina electromagnética estática que permite transformar una tensión alterna de entrada en una tensión de salida de mayor o menor valor, en el caso ideal mantiene la potencia intacta. Este proceso se logra a través del fenómeno de inducción electromagnética que se lleva a cabo dentro del transformador, en su núcleo. En el transformador tenemos el circuito magnético dividido en primario y secundario, dependiendo de la cantidad de columnas con las que cuente el mismo.

A continuación se detallan las partes que constituyen un transformador:

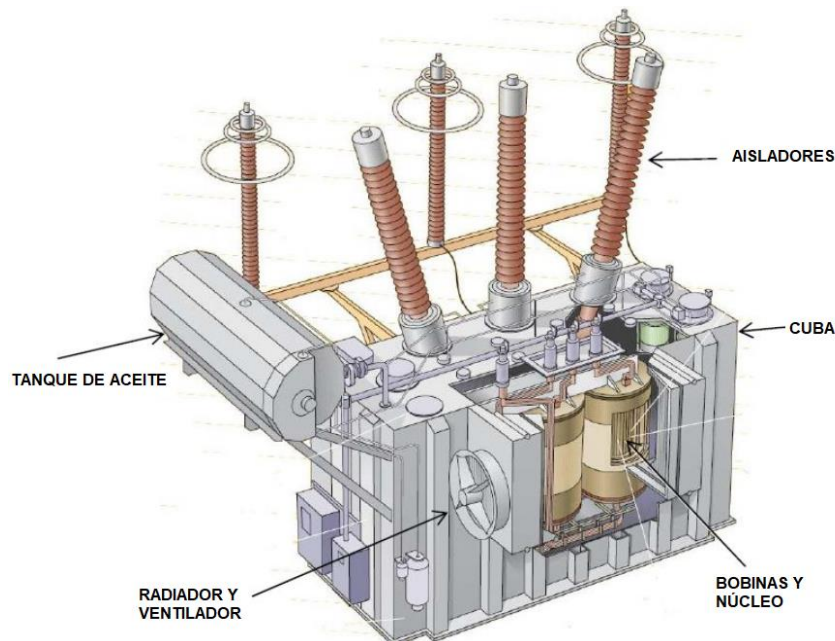


Fig. 2 PARTES DE UN TRANSFORMADOR

- Núcleo: una de las partes junto con el bobinado más importante del transformador, y generalmente la más pesada del mismo. Se fabrica mediante el apilado de láminas de

Fe-Si de unas décimas de milímetros de espesor. Se trata del circuito magnético en el cual van enrollados los devanados, y donde se genera el flujo magnético.

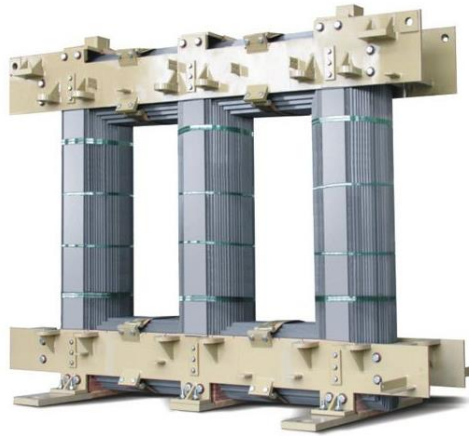


Fig. 3 NÚCLEO DE UN TRANSFORMADOR

- Bobinados: fabricados de cobre, y en algunas ocasiones de aluminio, aislado mediante numerosas capas de papel. El devanado que va conectado a la fuente de potencia toma el nombre de devanado primario o de entrada, mientras que el que se conecta a la carga se denomina devanado secundario o de salida. En caso de que el transformador posea un tercer devanado tomará el nombre de devanado terciario.



Fig. 4 BOBINADO DE UN TRANSFORMADOR

- Cuba: fabricada mediante paneles de acero soldados con refuerzos que resisten los esfuerzos de vacío y presión interior. Se llena de aceite mineral o sintético no inflamable que es utilizado como medio de aislación y disipación del calor generado por el núcleo.



Fig. 5 CUBA DE UN TRANSFORMADOR

- Tanque de expansión: es un tanque de reserva de aceite que se encuentra por encima del nivel de la tapa del transformador conectado a la cuba por medio de una tubería. Mantiene completamente lleno el nivel de aceite dentro de la cuba en todo momento, permitiendo la expansión y contracción de la misma, con los cambios de temperatura.



Fig. 6 TANQUE DE EXPANSIÓN DE UN TRANSFORMADOR

- Aisladores: son los encargados de realizar las conexiones tanto de entrada como de salida del transformador. Están elaborados con un material conductor, que es posteriormente recubierto de un material aislante, generalmente de porcelana.



Fig. 7 AISLADORES DE UN TRANSFORMADOR

- Radiadores: Son conectados a la cuba, para lograr una mayor superficie disipadora del calor de la misma. El aceite fluye por convección natural por la cuba desde la parte superior, pasando por el radiador y retornando al fondo de ella.



Fig. 8 RADIADOR DE UN TRANSFORMADOR

- Ventiladores: Estos fuerzan el aire a través de los radiadores para mejorar la disipación del calor.



Fig. 9 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE UN TRANSFORMADOR

NÚCLEO DE UN TRANSFORMADOR

El núcleo de un transformador es el lugar físico donde se lleva a cabo el proceso electromagnético que transforma las tensiones. Está constituido por láminas muy finas, que son apiladas una encima de la otra, intentando obtener el menor espacio posible entre ellas. El núcleo se constituye de esta manera para asemejarse al transformador ideal (sin pérdidas), así se reducen al mínimo las pérdidas ocasionadas por el pasaje de flujo magnético, las pérdidas por histéresis y las pérdidas por corrientes de Foucault. Las pérdidas por histéresis se provocan por la generación de calor en el proceso de magnetización y desmagnetización. Las pérdidas por Foucault o corrientes parásitas, se deben a las a las corrientes inducidas sobre el material

ferromagnético como consecuencia de estar sometido a un campo magnético variable con el tiempo.

ELEMENTOS DEL NÚCLEO MONTADO

La denominación “NÚCLEO MONTADO” es utilizada normalmente por los fabricantes de transformadores tanto de potencia como de distribución. Se le llama de esta forma, porque que cuenta con todos los accesorios que necesita para que le sean montadas las bobinas.

La siguiente imagen ilustra el núcleo y sus principales elementos de montaje:

- Núcleo propiamente dicho.
- Conjunto de vigas de prensado o prensa yugos.
- El amarre de columnas.
- Los tirantes.
- Las zapatas.

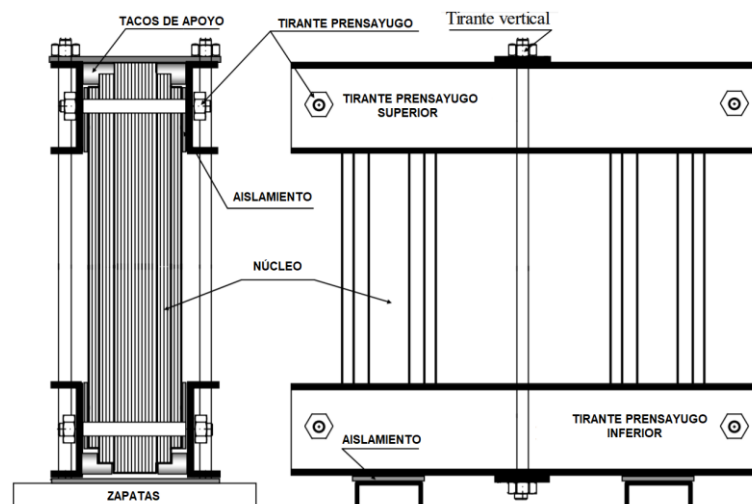


Fig. 10 ELEMENTOS DEL NÚCLEO

APILAMIENTO DEL NÚCLEO

Los núcleos son construidos mediante el apilamiento de chapas dispuestas a modo de disminuir tanto como sea posible, los efectos dañinos de los entrehierros entre las juntas. Las chapas utilizadas para la fabricación del núcleo poseen espesores del orden de los 0.25, 0.30 y 0.35 [mm]. El material comúnmente utilizado en estas láminas es una aleación de hierro-silicio.

A medida que se construye el núcleo, las chapas se apilan dependiendo de su corte:

- En corte a 90°
- En corte a 45°

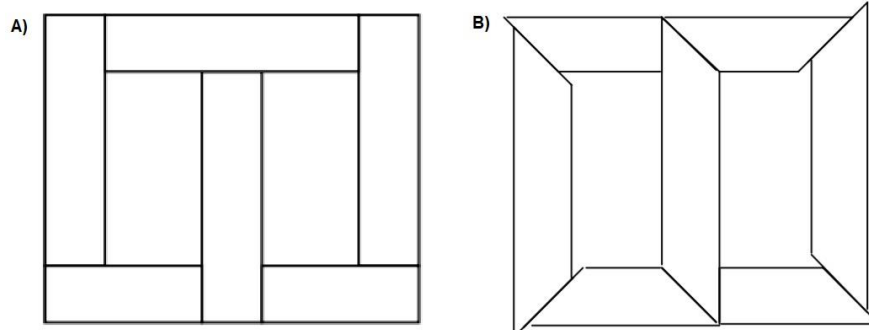


Fig. 11 TIPOS DE APILAMIENTO

Las láminas de 90° tienen la ventaja de ser más simples desde el punto de fabricación, pero generando pérdidas de flujo magnético en las uniones del núcleo. Esta pérdida se debe a que en las uniones la orientación del flujo magnético no sigue la orientación de los granos de las láminas. En cambio utilizando las de 45° el flujo cambia de una extremidad a otra siguiendo la orientación de los granos, este fenómeno produce una disminución en las pérdidas.

SECCIÓN DEL NÚCLEO

El problema fundamental en la sección del núcleo consiste en circunscribir en un círculo, una sección escalonada de área máxima, para un determinado número de posiciones (entiéndase por posiciones a los distintos escalonamientos que se le hace a la sección).

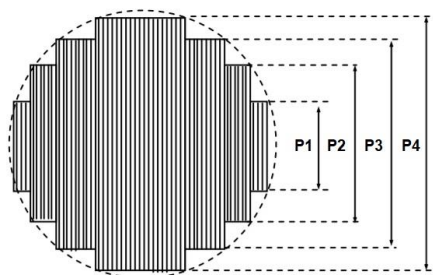


Fig. 12 SECCIÓN DEL NÚCLEO

La elección del número de posiciones (escalonamiento) para un determinado diámetro de núcleo es un compromiso entre el costo de fabricación y las ventajas debido a un mayor coeficiente de utilización de la sección teórica circular.

La tabla que se muestra a continuación muestra una relación aproximada entre el diámetro del núcleo y el número de posiciones utilizadas normalmente:

Diámetro [mm]	<50	50 a 70	70 a 100	100 a 140	140 a 200	200 a 300	300 a 400	400 a 550	>500
Nº Escalones	2	3	4	5	6	7	8	9	10

De la tabla que se muestra a continuación se puede visualizar cómo a medida que se aumenta el número de escalonamientos para un determinado diámetro el porcentaje de utilización con respecto a la sección teórica también aumenta.

Escalones	L1 / D	L2 / D	L3 / D	L4 / D	L5 / D	L6 / D	L7 / D	L8 / D	L9 / D	L10 / D	A / D ²	4A / πD ²
1	0,707										0,500	0,6366
2	0,850	0,526									0,618	0,7869
3	0,906	0,707	0,424								0,668	0,8505
4	0,934	0,796	0,605	0,358							0,696	0,8862
5	0,950	0,846	0,707	0,534	0,313						0,713	0,9078
6	0,959	0,875	0,768	0,640	0,483	0,281					0,725	0,9231
7	0,967	0,898	0,812	0,707	0,584	0,436	0,255				0,734	0,9346
8	0,974	0,914	0,841	0,755	0,654	0,554	0,404	0,234			0,740	0,9422
9	0,077	0,929	0,867	0,798	0,707	0,608	0,498	0,370	0,214		0,745	0,9486
10	0,979	0,938	0,884	0,823	0,748	0,662	0,578	0,468	0,346	0,204	0,749	0,9537

DIMENSIONES REPRESENTATIVAS DE UN NÚCLEO

Las dimensiones que definen un núcleo son:

- ❖ El alto de ventana “H”, distancia entre el límite superior de la columna inferior y el límite inferior de la columna superior.
- ❖ Entre-ejes de columna “i”, muy importante a la hora de definir los desplazamientos de las columnas.
- ❖ Sección transversal efectiva de núcleo (presentada anteriormente)

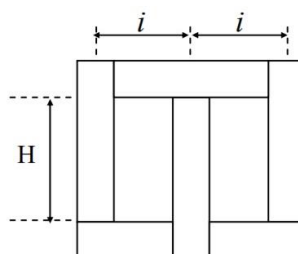


Fig. 13 COTAS DE UN NÚCLEO

FACTOR DE APILAMIENTO

El factor de apilamiento es la relación entre la sección efectiva de hierro del núcleo y la sección geométrica. Ya que es prácticamente imposible evitar pequeños vacíos entre las chapas, sumado al hecho de que existe un aislamiento de unos micrones entre la superficie de las chapas. El factor de apilamiento (k_e) es por lo tanto menor que 1 (uno) y depende del tipo de aislamiento utilizado entre las chapas.

Para mantener la sección compacta y evitar vibraciones en el funcionamiento, el núcleo se debe prensar, esto se realiza por medio de zunchos que amarran las columnas, la presión debe ser del orden de los 4 a 5 [kg/cm²].

En el siguiente cuadro se muestran los distintos factores de apilamiento para diversos espesores de chapa y diferentes aislamientos de chapas.

Aislamiento	PAPEL			BARNIZ			SILICONA		
Espesor de chapa (mm)	0,50	0,40	0,35	0,50	0,40	0,35	0,35	0,30	0,28
Factor de apilamiento	0,88	0,86	0,85	0,90	0,89	0,88	0,97	0,96	0,95
k_e	a	a	a	a	a	a			
	0,91	0,89	0,88	0,93	0,92	0,90			

TIPOS DE MESA DE APILADO

Actualmente en el mercado las mesas están divididas según dos grandes categorías. El criterio que las divide es el mecanismo de elevación:

- ❖ Por puente grúa: estas mesas son simples porque no cuentan con mecanismos complejos de izaje y tampoco necesitan una fundación. En el extremo superior existen fijaciones, en general barras, donde se amarran las eslingas que son tiradas por un puente grúa. Cuentan con trabas mecánicas que se activan a medida que se va colocando en posición vertical el núcleo. El puente grúa es accionado por un operario que va controlando el desplazamiento horizontal y vertical, un exceso de desplazamiento en una de estas direcciones puede provocar un accidente.



Fig. 14 MESA IMPULSADA POR PUENTE GRÚA

- ❖ Por actuadores hidráulicos: son mesas mucho más robustas, pueden o no tener una fundación especial. El proceso de elevación se lleva a cabo por la fuerza de cilindros hidráulicos, en este caso no es necesario tener trabas mecánicas. Por lo general estas mesas están automatizadas, el operario solo debe presionar botones y controlar visualmente el proceso.



Fig. 15 MESA IMPULSADA POR SISTEMA HIDRÁULICO SOBRE FUNDACIÓN

PROCESO DE APILADO

El núcleo, como se explicó anteriormente, se conforma por decenas de láminas de hierro las cuales se apilan una encima de la otra, para, luego ser prensadas y tenerlas lo más próximas posible entre sí, lo que permite tener núcleo compacto, buscando llegar a la condición de que sea un único sólido. Todo este proceso se lleva a cabo sobre la mesa de apilado, la cual no solo sirve de soporte sino que también es el equipo que moverá el núcleo desde su posición horizontal hacia la posición vertical.

A continuación se explican brevemente los pasos a seguir durante este proceso de apilado según las normas de la empresa TTE.

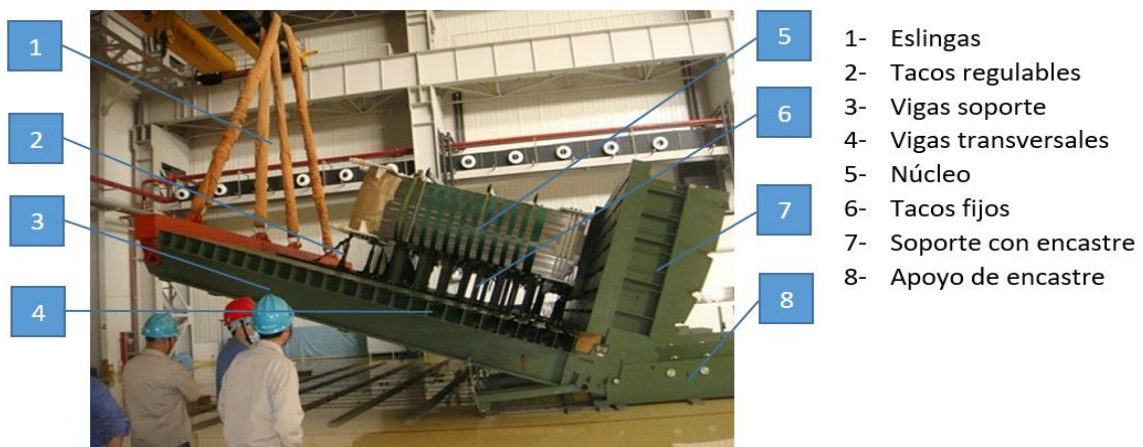


Fig. 16 ELEMENTOS DE UNA MESA IMPULSADA POR PUENTE GRÚA

1. Se ubican las vigas soporte de acuerdo a la distancia de la línea media de las columnas, según el plano del núcleo a fabricar.
2. Sobre las vigas soporte se colocan tacos regulables en los extremos y los tacos fijos entre los regulables, con una distancia máxima entre sí 400 [mm], esto se realiza para evitar deformaciones producto de la flecha que se genera por el propio peso del núcleo.
3. Se presenta el prensa yugo inferior sobre los tacos regulables y se ubica en contacto con la base lateral de la mesa, para posteriormente regular en altura con los tacos.
4. Luego es turno de colocar el prensa yugo superior conjuntamente con las placas tensoras que sirven para dejar el núcleo prensado.
5. Colocados los prensas yugo se procede a escuadrar las columnas, que equivale a controlar las distancias y el paralelismo entre las columnas. MEJORA: en la nueva

máquina las columnas estarán solidarias a las vigas soporte donde solamente será necesario dar la distancia entre las líneas medias de las vigas del núcleo.

6. Se adhieren las aislaciones a las placas tensoras y a los prensas yugo.
7. Se ubican las chapas a apilar próximas a la mesa y se comienza con el proceso de apilado propiamente dicho. A medida que se avanza con el proceso se prensan las chapas con un peso de acuerdo a su diámetro, dicho valor está tabulado.
8. Durante el proceso un tercer operario se encarga de pegar los canales de aceite.
9. Finalizado el apilado, se coloca el resto de los prensa yugo para unirlos con los pernos de ajuste que mantendrán prensado el núcleo.
10. Se atan con zunchos las columnas a las vigas de apoyo, para evitar movimientos no deseados mientras se lleva el núcleo a posición vertical.
11. Se encintan las columnas, tomando precaución de los bordes filosos de las chapas para que no corten la cinta. Aquí se utilizan varillas de madera que ocupan el espacio de los escalones de las láminas.
12. Asegurado el núcleo se lo lleva a posición vertical, eslingando las columnas por el extremo superior y tirando hacia arriba con el puente grúa.
13. A medida que sube la mesa, se traba para evitar caídas en caso de corte de eslinga.
MEJORA: la elevación de la máquina se realizará con cilindros hidráulicos para tener un mayor control en todo el proceso.

PARÁMETROS DEL DISEÑO

Los parámetros de diseño son los diversos requisitos con los que debe cumplir un proyecto. Son los datos, valores o condiciones que limitan nuestro desarrollo. Estudiar y definir correctamente los parámetros de un proyecto contribuye a entender el problema que se pretende solucionar.

¿Por qué es importante comenzar un proyecto teniendo bien definidos los parámetros de diseño?

Citando a la Metodología de proyecto según Ullman, en la primera etapa de un proyecto se debe:

“entender el problema del proyecto y establecer las bases para el resto de este. En esta fase el grupo de proyecto debe realizar dos tareas principales: entender el problema del proyecto y hacer la planificación del mismo. Entender el problema parece ser tarea simple, más, la mayoría de los problemas de proyecto son mal definidos y encontrar exactamente en qué consiste el problema de proyecto puede demandar un largo tiempo. Las necesidades del mercado consumidor (cliente) del producto deben ser definidas en esta fase. Estas necesidades serán utilizadas como base para impactar en la competitividad del mercado, y también para generar los requerimientos de ingeniería, o las especificaciones técnicas, o como los comportamientos medibles del producto y posteriormente la calidad.”

Preguntas

A partir de lo anteriormente citado, surgieron los siguientes cuestionamientos:

- ¿La empresa tiene inconvenientes con la actual mesa de apilado de núcleo?
- ¿Qué inconvenientes tiene nuestro potencial cliente con la actual mesa de apilado de núcleo?

Sabiendo de antemano que TTE fabrica una gran gama de potencias de transformadores:

- ¿Este inconveniente ocurre para todos los tamaños de transformadores?
- ¿Hay algún espectro de potencia que tenga prioridad para darle una solución?
- ¿Qué mejoras de un nuevo diseño le darán mayores beneficios a nuestro potencial cliente?

Acciones

La respuesta a las anteriores preguntas nos permite entender los puntos críticos a mejorar y definir la gama de transformadores donde apuntaremos nuestro diseño. Estos cuestionamientos derivaron en las siguientes acciones:

1. Definimos el rango de transformadores que consideramos de importancia para analizar.
2. Estudiamos cada una de las etapas del proceso de apilado, según la empresa.
3. Identificamos los principales inconvenientes del actual proceso.
4. Estudiamos las condiciones óptimas del producto final, como por ejemplo las distancias dieléctricas que se deben respetar entre el núcleo y bobinas.
5. Estudiamos las tolerancias de fabricación de los procesos que intervienen en el apilado del núcleo y la conformación de las bobinas.

Resultados de las acciones planteadas:

1. A partir de diversas consultas a la empresa TTE se concluyó que la actual mesa de apilado funcionaba de manera correcta para potencias de transformadores del orden de los 10 [MVA] hasta los 40 [MVA].

Sin embargo para potencias superiores a estas, y ya cercanas a los 200 [MVA] la actual mesa de apilado e izaje presentaba ciertas limitaciones.

2. Las limitaciones presentes en la mesa actual son:
 - a. Para potencias del orden de los 200 [MVA] el izaje del transformador se debía hacer eslingando desde el núcleo.
 - b. La mesa de apilado no era lo suficientemente rígida, provocando que en los procesos de apilado e izaje debido al el gran peso de los núcleos se deformaban, provocando desviaciones en la línea media del núcleo.
Estas deformaciones impactan tanto en el funcionamiento nominal del núcleo, como también al momento del montaje de las bobinas en el armado de la parte activa del transformador.
 - c. La operación del escuadrado de las columnas del núcleo es un proceso manual con posibilidades de que los yugos y columnas del núcleo no queden totalmente perpendiculares.

3. Se estudió el funcionamiento del núcleo en la parte activa del transformador. Determinando que es fundamental respetar las distancias dieléctricas que debe haber entre el núcleo y la bobina de baja tensión.

En el caso extremo de que un núcleo se deformarse durante el proceso de elaboración pueden ocurrir los siguientes problemas:

- a. Imposibilidad de montar las bobinas en las columnas del núcleo.
 - b. No tener la suficiente distancia dieléctrica (determinada según el nivel de tensión), lo que puede ocasionar una descarga eléctrica.
4. Se determinaron las tolerancias de fabricación de las bobinas y del núcleo montado para tenerlas en cuenta a la hora de determinar las deformaciones totales en la mesa de apilado de núcleo.

Lo que se mencionó previamente queda expresado en la siguiente tabla:

Parámetros	Unidad	Designación	40 [MVA]	215 [MVA]
Peso de montaje de núcleo o núcleo montado	[kg]	PNM	20822	84664
Alto total del núcleo	[mm]	HT	2808	4062
Alto de ventana de núcleo	[mm]	Hf	1535	1980
Ancho de ventana de núcleo	[mm]	Bf	700	785
Alto del prensa yugo inferior	[mm]	HP(inf)	451	800
Alto del prensa yugo superior	[mm]	HP(sup)	421	745
Ancho de columna de núcleo	[mm]	Bs	585	945
Longitud del prensa yugo superior	[mm]	LP(sup)	3630	4760
Longitud del prensa yugo inferior	[mm]	LP(inf)	3630	4845
Separación entre columnas de núcleo	[mm]	Es	1285	1730
Diámetro que circunscribe al núcleo	[mm]	Ds	595	945

Fig. 17 MEDIDAS REPRESENTATIVAS DEL NÚCLEO 40 [MVA]

A continuación se muestran esquemas para dimensionar las diferencias entre los núcleos de mayor y menor tamaño que se desean fabricar.

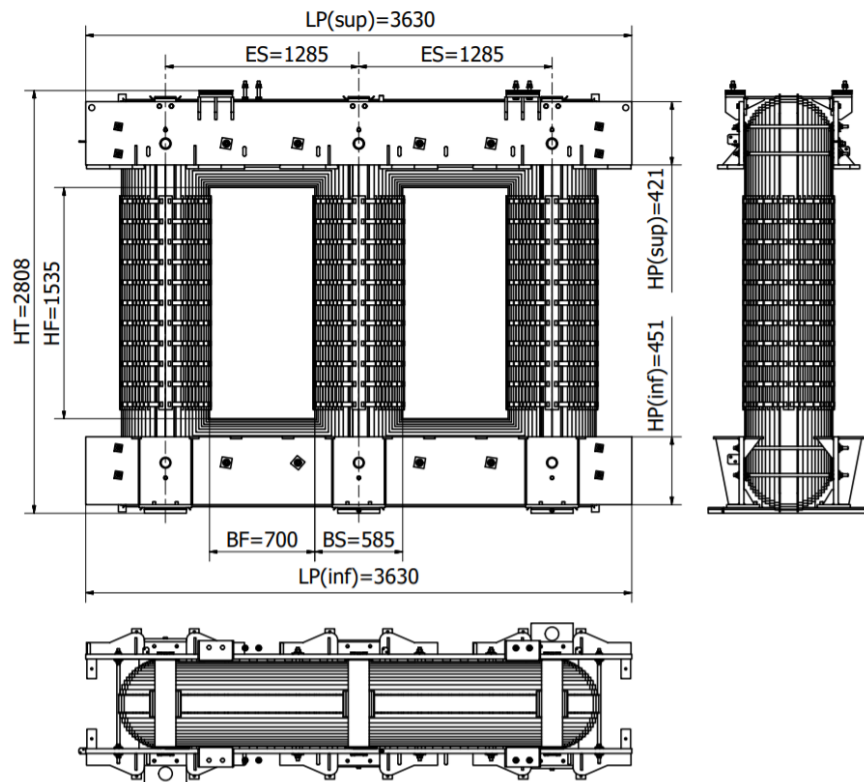


Fig. 18 MEDIDAS REPRESENTATIVAS DEL NÚCLEO 40 [MVA]

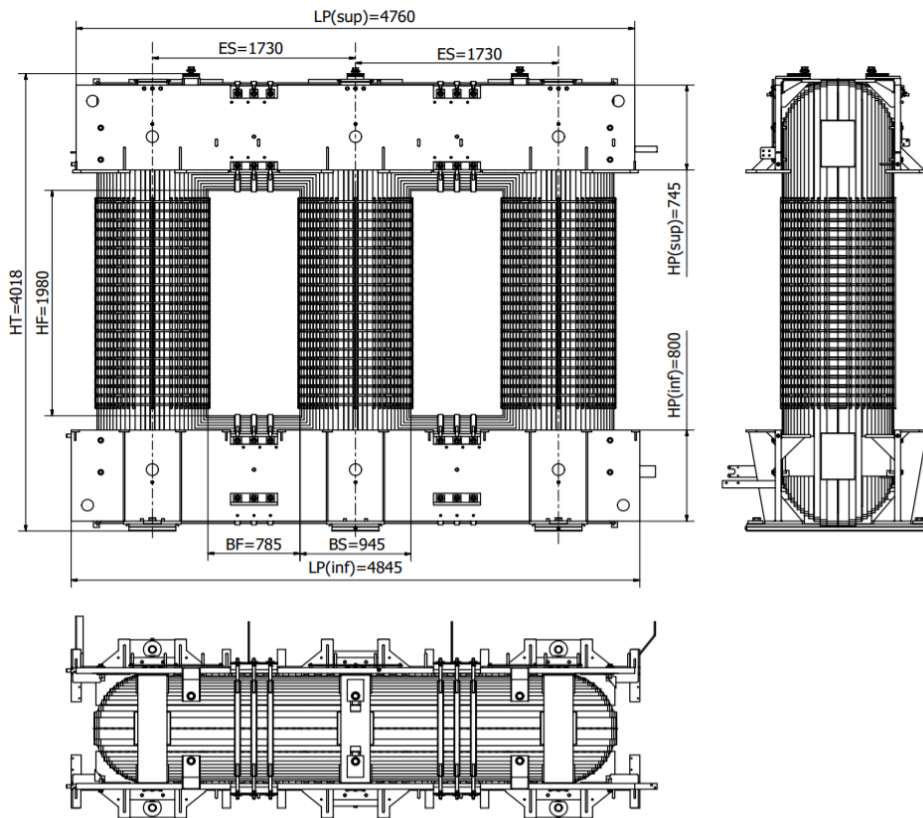


Fig. 19 MEDIDAS REPRESENTATIVAS DEL NÚCLEO 215 [MVA]

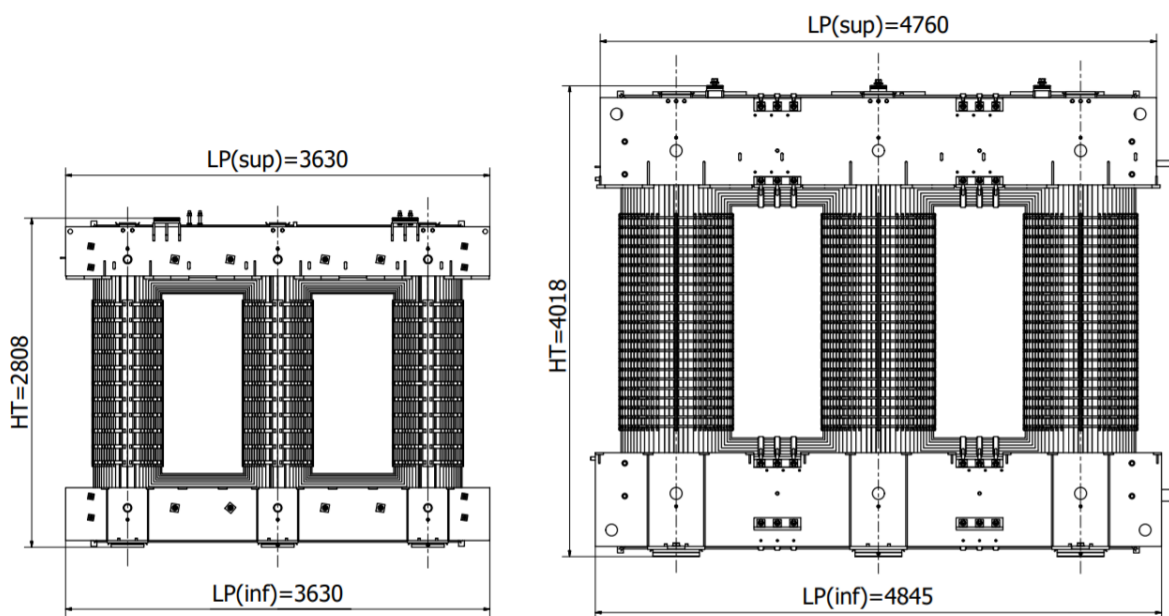


Fig. 20 COMPARATIVA DIMENSIONAL NÚCLEOS DE 215 Y 40 [MVA]

DISTANCIAS DIELECTRICAS

Una distancia dieléctrica se puede entender como la mínima distancia que no generará interacción eléctrica entre dos conductores, por ejemplo un corto circuito.

Se dispone a partir de información brindada por el sector de proyecto eléctrico de ingeniería de la empresa, la distancia mínima que debe haber entre el núcleo y las diferentes bobinas (baja, media y alta) para los diferentes niveles de tensión. A continuación se muestra un extracto de la tabla que posee dicha información:

	Distancias mínimas [mm]		
BIL[kV] Nivel de tensión [kV]	[20-125] 1.2-17.5	[125-200] 36	[200-250] 52
N-BT	21	25	25
BT-AT	16	16	20
AT-REG	10	16	20

Las columnas representan el nivel de tensión en el cual se está trabajando, junto con el BIL (Basic Impulse Level) que pueden resistir los dos componentes sin aumentar el nivel de aislamiento.

Donde:

- (N-BT): Es la distancia mínima que debe haber entre el núcleo y la bobina de baja de tensión.
- (BT-AT): Es la distancia mínima que debe haber entre la bobina de baja tensión y la de alta tensión.
- (AT-REG): Es la distancia mínima que debe haber entre la bobina de alta tensión y la de regulación.

JUSTIFICACIÓN DE LOS VALORES MÁXIMOS DE DESPLAZAMIENTOS

Debido a la vasta experiencia con la que cuenta la empresa en el proceso de apilado e izaje de núcleos, es de previo conocimiento que el utillaje sobre el que se realiza este proceso debe contar con una alta rigidez. No sólo importa que resista los esfuerzos mecánicos a los que se somete, sino también que los desplazamientos del mismo deben estar altamente restringidos, para que el producto que se fabrica no se deforme con la mesa. De esta forma se evitan errores de montaje con el conjunto bobinas y posibles descargas del núcleo con la bobina de baja tensión (caso extremo).

¿Qué se consideran desplazamientos bajos para el caso de estudio que estamos analizando?

Para responder esta pregunta se tuvo que hacer el siguiente análisis:

- ¿Que tanto se puede deformar el núcleo sin que se produzcan errores de montaje con la bobina?
- ¿Y sin que se produzcan fallas eléctricas con la misma?

De este análisis se distinguen dos criterios que son de interés:

1. **Criterio a partir de la parte mecánica y de montaje**, contempla errores de fabricación tanto del núcleo como de la bobina.

Es la holgura que se encuentra entre el núcleo y la bobina circundante (BT) se le debe considerar el peor caso de fabricación, es decir, el núcleo fabricado con una tolerancia positiva y la bobina con una tolerancia negativa.

Tolerancia de bobina = +/- 1 [mm] radial. (Instructivo de proyecto eléctrico)

Tolerancia de núcleo = +/- 1.5 [mm] radial. (Instructivo de proyecto mecánico).

2. **Criterio a partir de la parte eléctrica**, contempla las distancias mínimas eléctricas que tiene que haber entre el núcleo y la bobina BT con el fin de que no se produzcan descargas eléctricas.

Se debe considerar la distancia mínima dieléctrica que debe existir entre el núcleo y el cobre para que no se produzca una descarga eléctrica.

VALOR MÁXIMO DE DESPLAZAMIENTO

El valor máximo de desplazamiento permitido en la columna central debe ser:

$$D_{MÁX} = (\varnothing_{ib} - DS) + A_{is} - Dist. Elec. - TN - TB$$

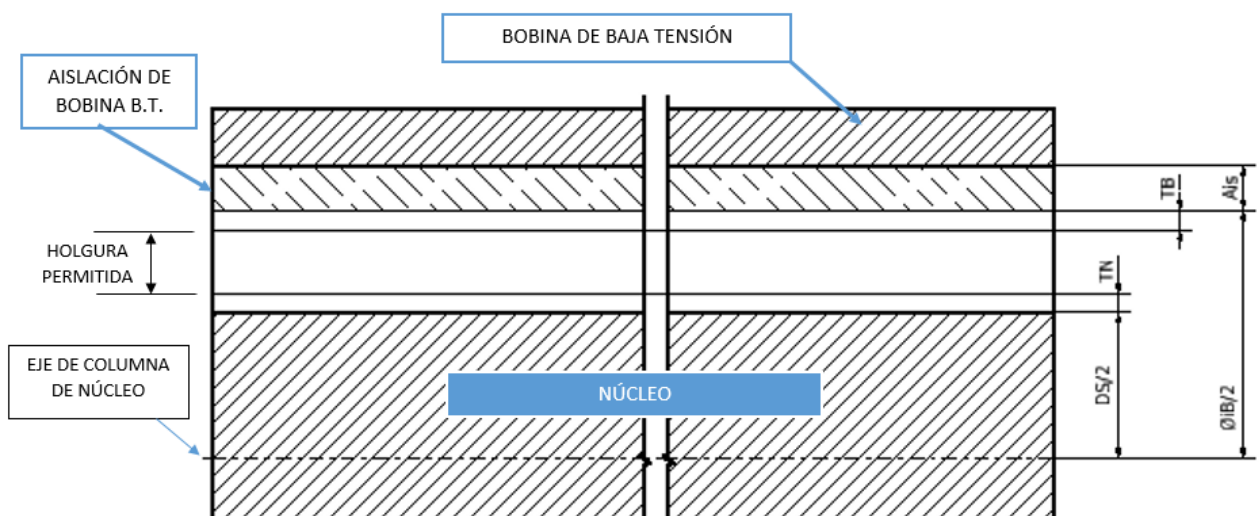


Fig. 21 ESQUEMA BOBINA-NÚCLEO

Donde:

- $D_{MÁX}$ = Desplazamiento máximo que puede tener la estructura
- \varnothing_{ib} = Diámetro interior bobina
- DS = Diámetro que circunscribe al núcleo o posición de mayores dimensiones
- Dist. Elec. = La distancia dieléctrica mínima que debe haber entre el núcleo y la bobina de baja tensión (bobina más próxima al núcleo). A su vez se evalúa este caso para la condición más crítica (Bobina de baja tensión de 33[kV])
- TN = Tolerancias positivas máximas de fabricación del núcleo

- TB = Tolerancias negativas máximas de fabricación de la bobina BT
- A_{is} = Capa de aislación que hay entre medio del núcleo y la bobina.

Designación	Símbolo	215 [MVA]	40 [MVA]
Diámetro interior de la bobina [mm]	\varnothing_{ib}	994	622
Diámetro que circunscribe al núcleo [mm]	DS	945	581
Distancia Dieléctrica [mm]	Dist. Elec.	25	25
Tolerancias positivas máximas de fabricación del núcleo [mm]	TN	1.5	1.5
Tolerancias negativas máximas de fabricación de la bobina BT [mm]	TB	1	1
Capa de aislación que hay entre medio de la bobina BT y el núcleo [mm]	A _{is}	10	10

Para la fabricación de mayor tamaño, 215 [MVA]:

$$D_{MÁX} = (24.5) + 10 - 25 - 1.5 - 1$$

$$D_{MÁX} = 7 \text{ [mm]}$$

Para la fabricación de menor tamaño, 40 [MVA]:

$$D_{MÁX} = (20.5) + 10 - 25 - 1.5 - 1$$

$$D_{MÁX} = 2.5 \text{ [mm]}$$

De los análisis previamente mostrados, se obtienen los valores de desplazamiento máximos que debe cumplir la estructura. En el caso extremo de que la estructura llegara a deformarse en mayor medida, podría provocar un desvío importante en el núcleo, que posteriormente podría llevar a un cortocircuito.

En la etapa de verificación y simulación por elementos finitos se comprueba que no se excedan estos valores para el caso más exigente, el núcleo de 215 [MVA].

DESARROLLO

Para llegar al diseño final de la mesa de apilado, se transitó un proceso por un iterativo, en el cual, en primera instancia se generó un diseño preliminar y luego se fueron realizando las verificaciones de cada componente, ajustando el modelo de acuerdo con los resultados que se fueron obteniendo. Para el dimensionado inicial de los componentes principales se partió del diseño de estructuras simples, las cuales fueron adquiriendo un mayor grado de complejidad a medida que iba avanzando el diseño, de esta forma se fueron generando cada uno de los subconjuntos que constituyeron la mesa. En cada instancia de verificación, en los casos en que algún componente no cumpliera con los parámetros planteados, se analizan las posibles alternativas de mejora, para que posteriormente fueran aplicadas al rediseño del componente en estudio.

En las siguientes imágenes se observa el diseño final de la mesa de apilado con el núcleo de 215 [MVA] montado. Se muestra la máquina en sus diferentes posiciones de trabajo. Sobre este diseño se realizaron las verificaciones expuestas a lo largo de este capítulo.

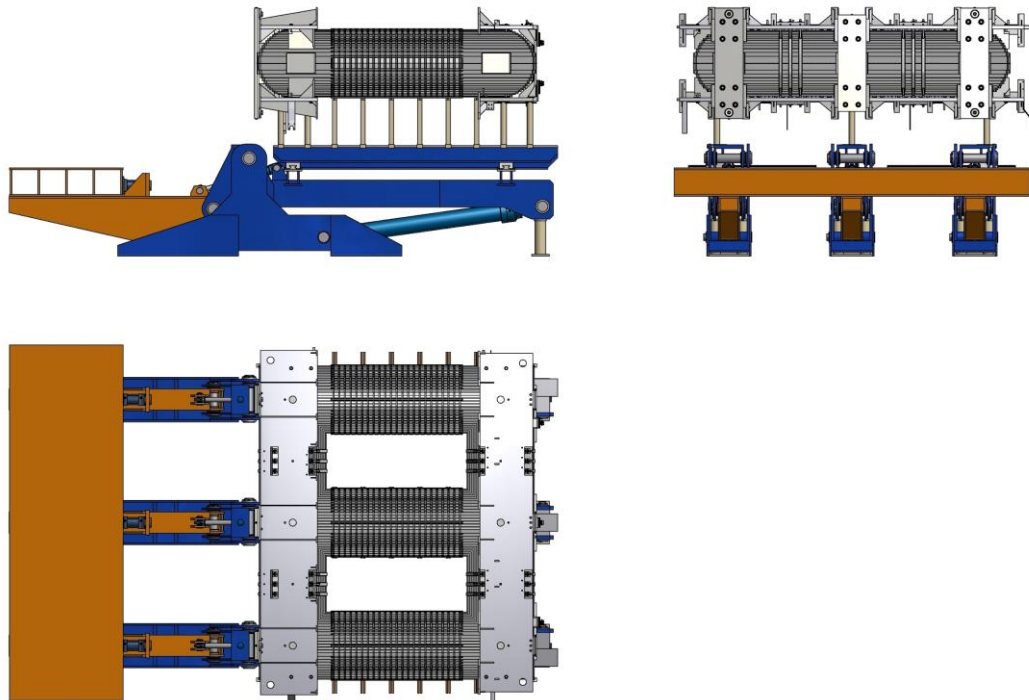


Fig. 22 POSICIÓN "HORIZONTAL EXTENDIDA"

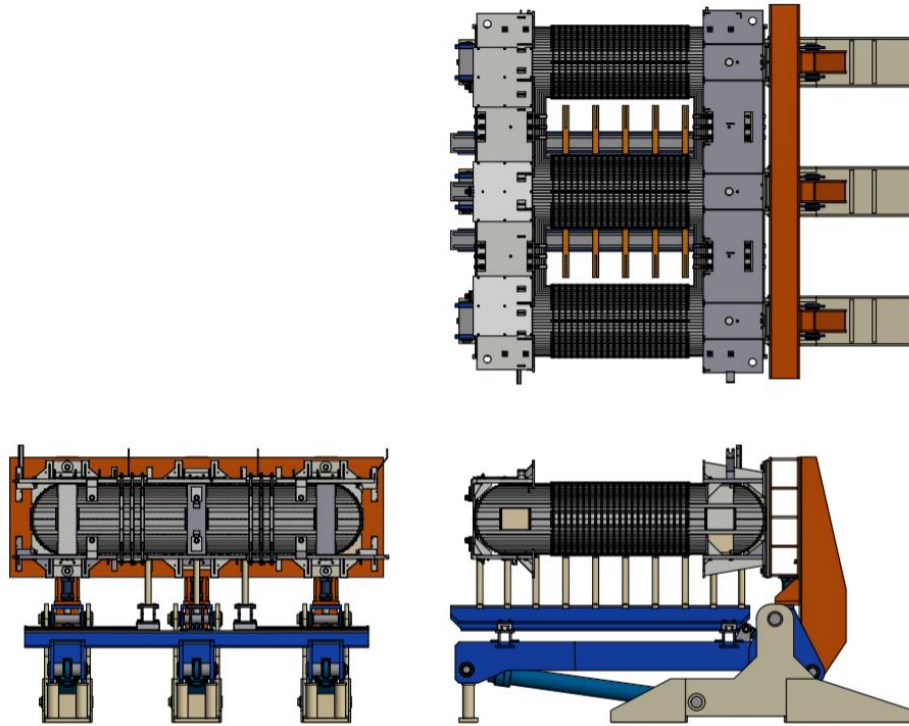


Fig. 23 POSICIÓN "HORIZONTAL CERRADA"

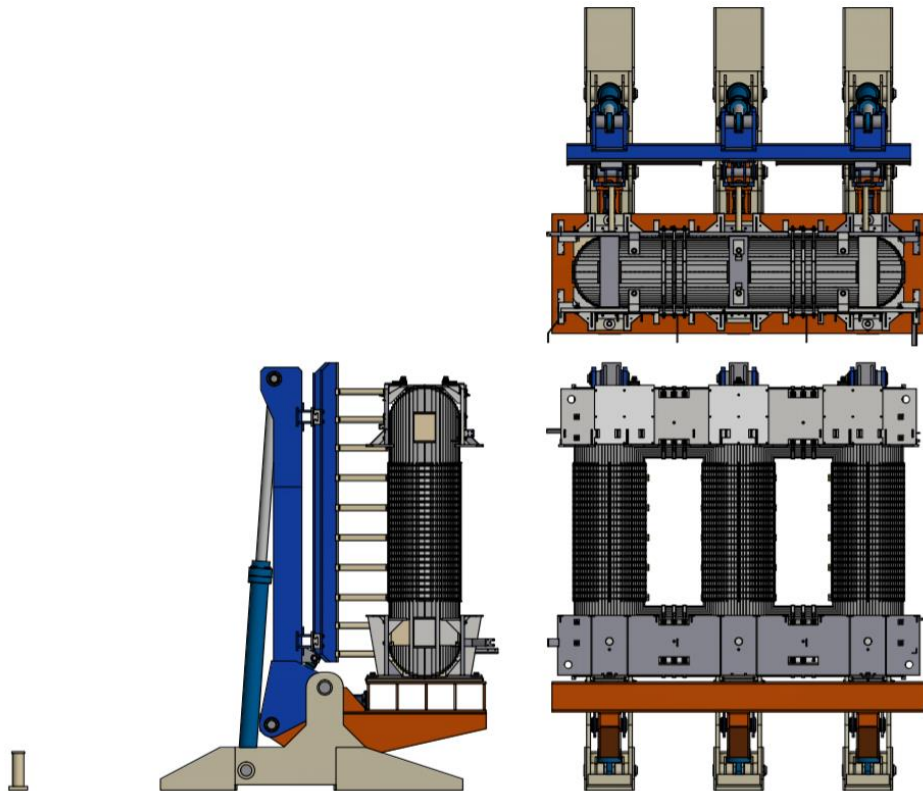


Fig. 24 POSICIÓN FINAL "VERTICAL"

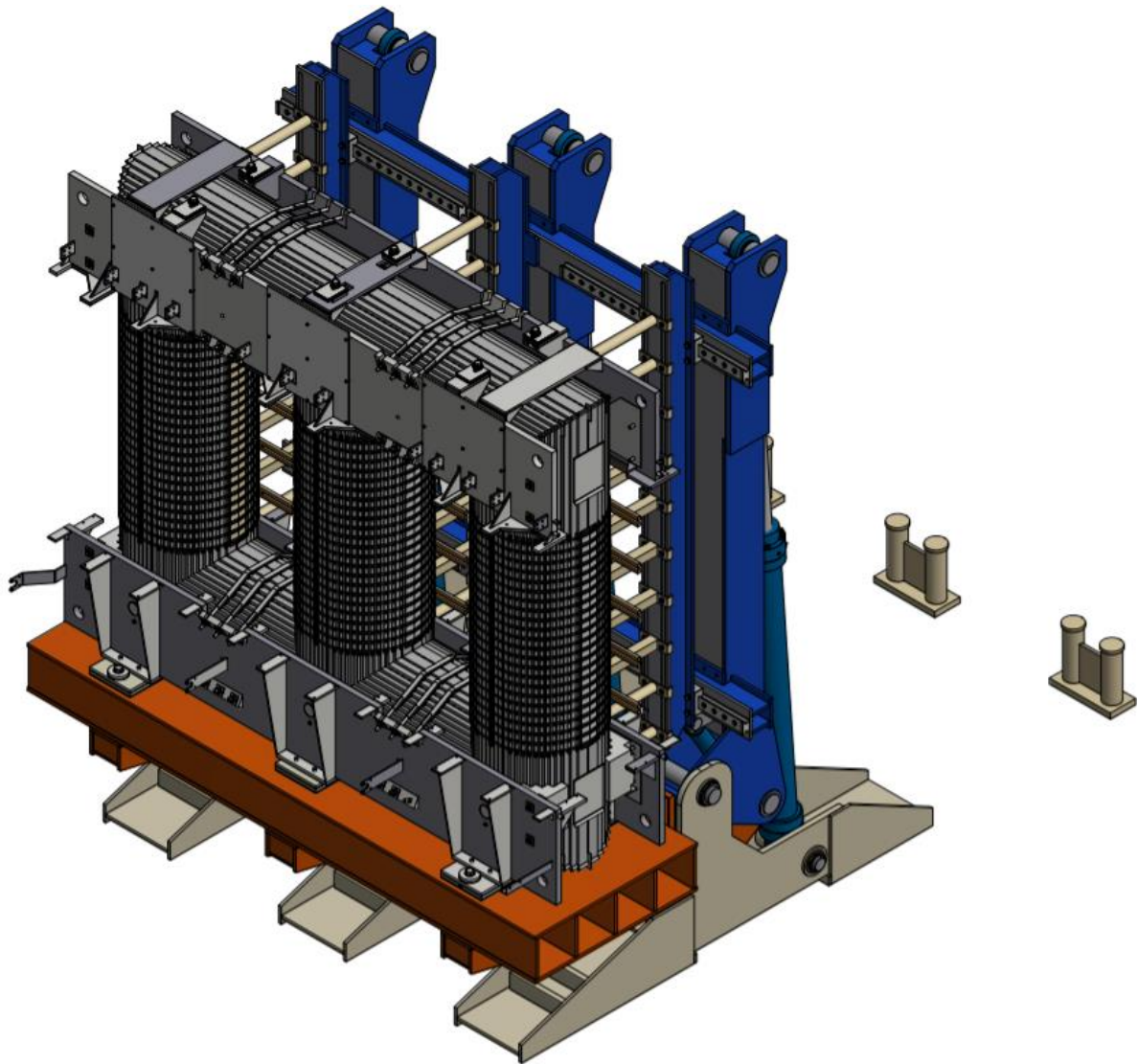


Fig. 25 VISTA ISOMÉTRICA DE LA MESA EN LA POSICIÓN VERTICAL

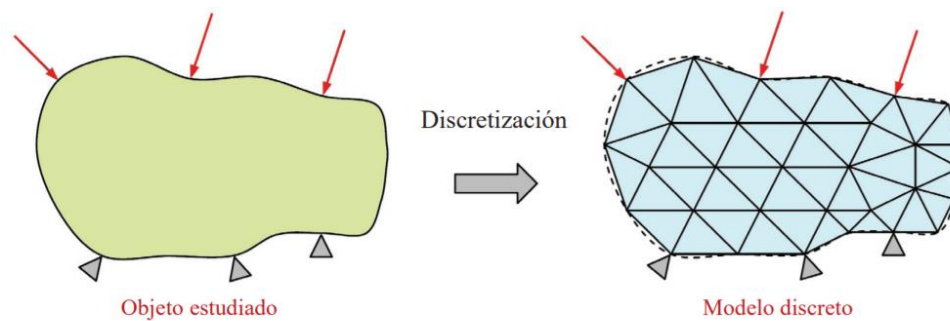
La verificación estructural se realizó mediante elementos finitos utilizando un software de cálculo. Para dicho método, se utilizan distintos módulos y estrategias, que combinados logran cálculos exactos y en tiempos aceptables. Estas estrategias de cálculo promueven un uso eficiente respecto a los recursos acotados con los que se cuentan.

A continuación tendremos una breve introducción a los elementos finitos y al software de cálculo utilizado, luego se presentarán los diseños finales de cada pieza y conjunto con las verificaciones que avalan su geometría.

ELEMENTOS FINITOS

En la actualidad, para llegar a la solución exacta de una estructura, es muy común recurrir al Método de los Elementos Finitos (MEF), este método nos permite obtener la solución de un problema mediante la descomposición de un sistema en estudio en un gran número de pequeños elementos básicos interconectados por nodos. Se basa en el hecho de que es posible determinar numéricamente el comportamiento físico de cada uno de los elementos, a partir de las ecuaciones propias del problema tratado y de las condiciones de contorno adyacentes. Las soluciones de estos elementos se combinan para representar la estructura completamente. A partir de los desplazamientos de cada nodo se determinan las deformaciones y tensiones del sistema en estudio, que a través de programas de cálculo se pueden ver reflejadas con las piezas pintadas según una escala prefijada.

A un objeto continuo le aplicamos los elementos finitos de manera de describirlo de la forma más aproximada posible con un conjunto de elementos, este proceso se denomina discretización.



Conceptos básicos:

- Elementos: subdominios elementales continuos utilizados para representar el sistema en estudio, existen en diversas formas siendo los más comunes triángulos y cuadrados.
- Nodos: puntos de los cuáles se definen las propiedades elásticas de los elementos y permiten que éstos se vinculen entre sí.
- Malla: los elementos unidos entre sí constituyen una malla.
- Condición de carga: conjunto de acciones aplicadas sobre el objeto estudiado.
- Grados de libertad de un nodo: número mínimo de parámetros necesarios para definir la posición de un nodo.
- Grados de libertad de un elemento: cantidad de parámetros a través de los cuales se expresan las propiedades elásticas de un elemento, lo que significa que es el orden de su matriz de rigidez.

- Grados de libertad de un modelo discreto: total de grados de libertad de los nodos de una malla de elementos menos los grados de libertad que están restringidos por las condiciones de apoyo, ya sean fijos o de movimientos predefinidos. Representa el orden de la matriz de rigidez de la estructura.

El procedimiento de aplicación es:

- Generar un elemento 3D que represente el modelo a estudiar.
- Seleccionar el material.
- Seleccionar los elementos apropiados para el mallado, en forma y cantidad.
- Establecer adecuadamente los desplazamientos prefijados.
- Definir las condiciones de carga.
- Interpretar los resultados gráfica y numéricamente.

En este proyecto para aplicar este método utilizamos el software COMSOL el cual nos permitió asignar a cada estudio de piezas las condiciones de cargas adecuadas, los grados de libertad del sistema, seleccionar el elemento que sea más fiel a cada modelo, ajustar las mallas en las secciones más solicitadas y generar resultados gráficos para analizar.

Para el uso de este software se tienen en cuenta distintas estrategias para llegar a la solución de la forma más eficiente. Como por ejemplo para piezas simétricas, la estrategia es modelar la mitad la pieza y sobre esta aplicar las condiciones de borde necesarias, de esta manera se reduce el tiempo de cálculo a la mitad.

MÓDULO DE CÁLCULO “STRUCTURAL MECHANICS”

Se desarrollaron modelos sobre los cuales se puedan realizar iteraciones, es decir que demoren tiempos razonables de cálculo. Para esto se eligieron distintas físicas de cálculo dentro del módulo “STRUCTURAL MECHANICS” que ofrece el software.

Según el caso de estudio se eligió la física más adecuada. A continuación se detallarán nociones generales de cada una de estas.

SOLID

La interfaz de “SOLID MECHANICS” permite modelar los problemas estructurales mecánicos más generales y su formulación está basada en los principios generales de la mecánica continua. Es esta física la que contiene el mayor número de modelos que se pueden representar y las condiciones de borde más complejas.

El inconveniente de utilizar elementos sólidos es que el modelo se puede tornar computacionalmente muy pesado, especialmente en casos 3D. Para estructuras delgadas y esbeltas se pueden utilizar modelos físicos más especializados, cómo se mostrará a continuación.

SHELL

¿Cómo simulamos en el software de elementos finitos un modelo de tal complejidad en cuanto a la geometría y la configuración de carga?

La física de “SHELL” es útil cuando el objeto es delgado en una de sus direcciones. Estructuras construidas con placas soldadas o atornilladas son las típicas que se modelan con esta física, como también los recipientes a presión.

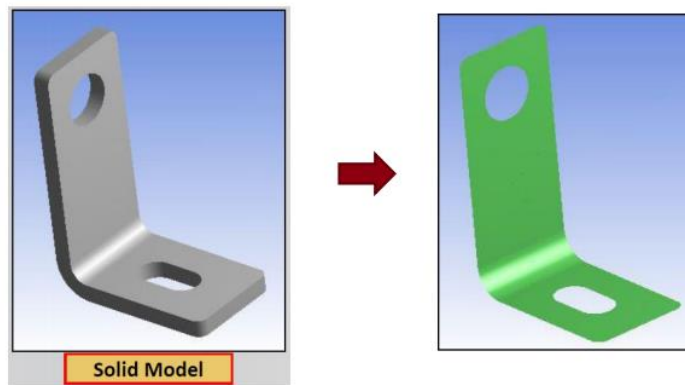


Fig. 26 EJ. SOLID-SHELL

Los “SHELL” son modelados mediante superficies, y la dirección transversal a la misma es representada únicamente por el modelo matemático. Los grados de libertad del mismo consisten en los desplazamientos y en las rotaciones de las superficies modeladas. En estos modelos los resultados de las tensiones y los esfuerzos se asumen que varían linealmente a través del espesor. Utilizando esta aproximación, es posible desarrollar un modelo de deformación más similar a un estado de tensión plana (2D), que a un estado tridimensional de tensiones.

De esta manera se puede modelar una estructura 3D compleja con un costo computacional de cálculo mucho menor con respecto a un modelo totalmente sólido.

A continuación se muestra a modo ilustrativo la modelización de una CUBA de un transformador de potencia en “SHELL”:

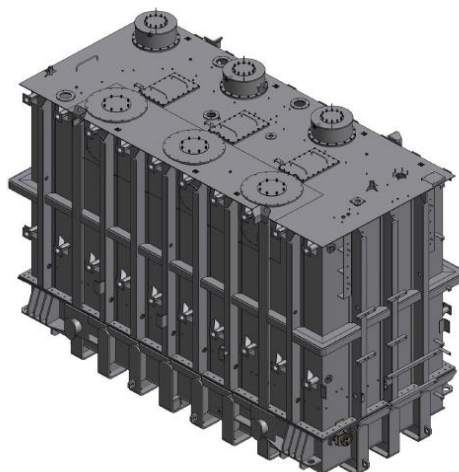


Fig. 27 CUBA COMPLETA MODELADA

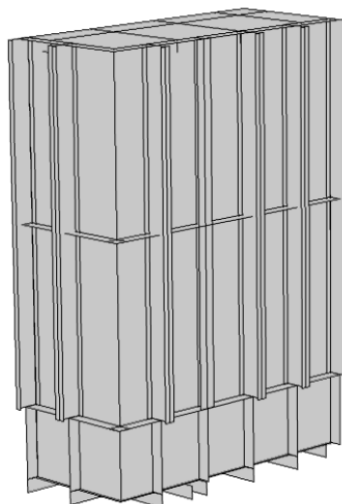


Fig. 28 CUARTO DE CUBA MODELADA MEDIANTE SHELL

En la Fig. 27 se utiliza el concepto de simetría para desarrollar el modelo, el cual se explicará más adelante.

SOLID-SHELL CONNECTION

En la práctica, a veces ocurre que la geometría no se puede modelar completamente en SHELL, sino que regiones en particular de la misma deben modelarse como un sólido. En esos casos se puede utilizar la física de SHELL para partes de paredes delgadas, y acoplarse con SOLID MECHANICS en las otras partes.

A continuación se muestra un ejemplo de la bibliografía, donde modela un mismo elemento con partes en SHELL y otras en SOLID. En la imagen se puede observar que hay partes del caño que no tienen el espesor modelado (SHELL) y otras en las que sí (SOLID).

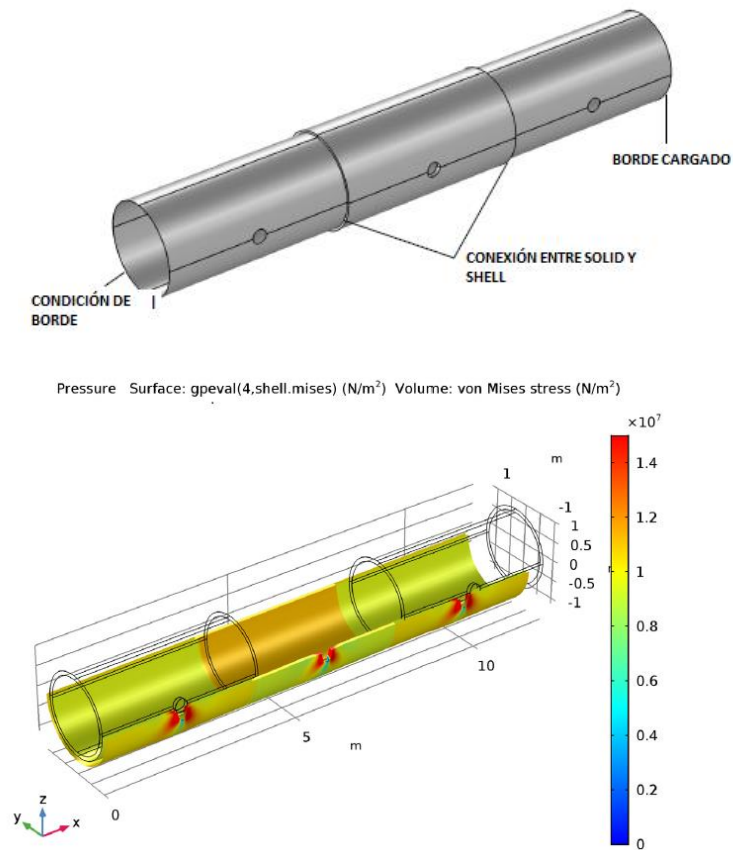


Fig. 29 EJ. CONEXIÓN SOLID-SHELL

BEAM

Beam es una forma simple de pre dimensionar una viga. Con esta herramienta se asigna una sección a la línea media de una viga y se calculan las tensiones máximas a lo largo de la misma, de forma instantánea. El limitante de este método es que no se puede saber en qué punto de la sección se da la tensión máxima.

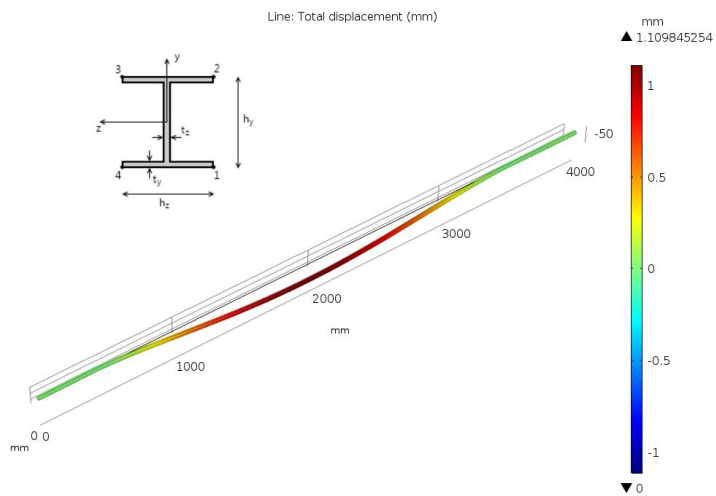


Fig. 30 EJ. BEAM

TIPOS DE ESTUDIOS

En el análisis estructural fue necesario realizar los tipos de estudios que se mencionan a continuación.

ESTUDIO: STATIONARY

Stationary, es un estudio estacionario, donde la carga, las deformaciones y las tensiones son constantes en el tiempo. La velocidad de cambio de posición de la mesa, es tan baja, que a modo de simplificación, se consideraron todos los estudios como estacionarios. Se verifica que en las posiciones más representativas de la mesa no se encuentren deformaciones excesivas, que pueda producir un fallo importante.

ESTUDIO: BUCKLING

Buckling es el estudio estacionario para columnas a las cuales se les aplican condiciones de borde y cargas en los extremos. Este método se utiliza para simular el fenómeno de pandeo de columnas. A través de este estudio obtenemos el factor crítico de carga, comúnmente llamado coeficiente de seguridad, es el número por el cual debemos multiplicar la carga para que nuestro sistema falle por pandeo.

CONDICIONES DE BORDE Y CARGA

A continuación se mencionan las condiciones de borde que exigen una explicación más completa que aquellas utilizadas normalmente (apoyo simple, empotramiento, etc.).

CONSTRAINT: SIMETRÍA

Otra herramienta clave a la hora de simplificar el modelo, es la de *simetría*. Para aplicar dicha herramienta, se utilizan los planos de simetría de un objeto. Se asignan dentro del programa estas condiciones para que se realicen los cálculos tomando sólo la mitad del mismo. De esta manera se logra reducir a la mitad la cantidad de elementos asignados en el modelo, por cada plano de simetría existente, disminuyendo los requerimientos de memoria del equipo y el tiempo de cálculo.

A continuación se muestra el caso de simetría y antisimetría para el simple esquema de una viga simplemente apoyada.

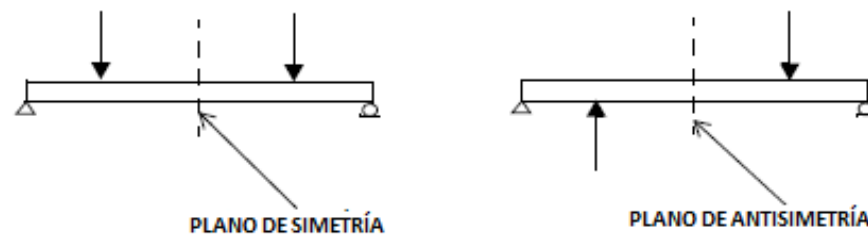


Fig. 31 EXPLICACIÓN DE SIMETRÍA

PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

A continuación tomaremos un ejemplo para dejar en claro el procedimiento a seguir para cada verificación de la mesa. El siguiente ejemplo es la simulación de una llave ajustando un bulón. El mismo se realiza en el módulo Structural Mechanic - Física: Solid.

- Se definen las geometrías sólidas, un bulón y una llave mixta.
- Se asigna el material a cada elemento. Un acero 1020 para el bulón y un acero 1040 para la llave.
- Se hacen los mallados adecuados. En los vértices es necesario tener un mallado más fino que en las zonas donde no tenemos irregularidades.

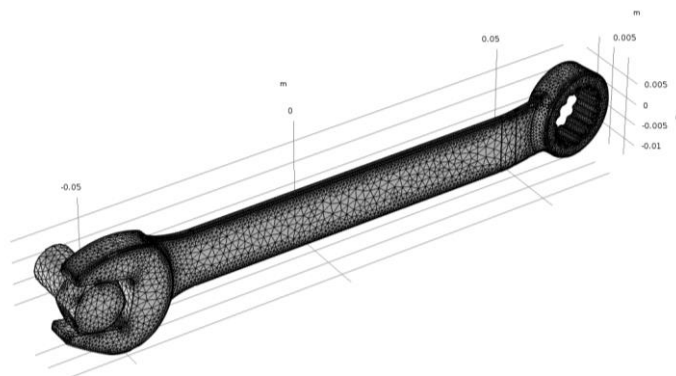


Fig. 32 EJ. MALLADO

- Se asignan las condiciones de borde y la hipótesis de carga. El bulón fijo y sobre el extremo libre de la llave aplicamos una fuerza de 150 [N].

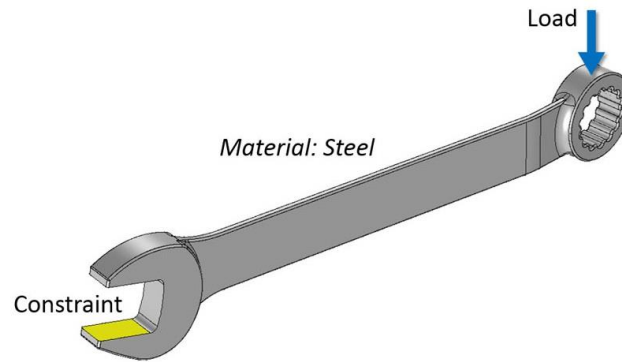


Fig. 33 EJ. CARGAS

Definido el objeto en estudio se genera el estudio del conjunto. Obtenemos los desplazamientos y las tensiones de nuestro conjunto en todo su dominio. Para este caso nuestro interés está en las tensiones máximas generadas.

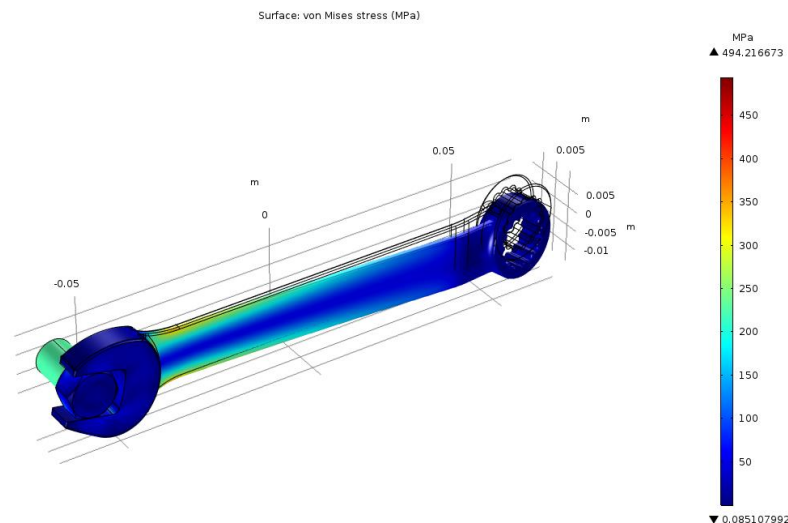


Fig. 34 EJ. MEF - TENSIONES

Finalmente se analizan los resultados obtenidos, se define como resolver los puntos más solicitados, se aplican las soluciones y se vuelve a generar el estudio.

DISEÑO Y VERIFICACIÓN

A continuación comenzaremos con el diseño y la verificación de la mesa. Por cada conjunto se define un material para realizar los cálculos.

En los modelos generados, se evitan colocar detalles que no son relevantes para las verificaciones como lo son fijaciones tornillos, arandelas, etc., ésta es otra forma de agilizar los cálculos, los mismos serán visibles en el modelo 3D final y los planos correspondientes.

Con los cálculos se genera un predimensionamiento del conjunto, éste es el punto de partida para comenzar con las iteraciones de verificación. Una vez finalizada la verificación se hará una conclusión para cada pieza.

En todos los gráficos de tensiones, se corresponden con las tensiones de Von Mises.

SOPORTES DEL NÚCLEO

Los soportes del núcleo son las piezas donde se colocan las láminas de hierro a medida que se apilan. Las mesas de apilado cuentan con decenas de soportes, con separaciones estándar entre ellos, para que no se produzcan inconvenientes en las láminas. Estos problemas pueden ser una flecha excesiva del núcleo entre los soportes o un deslizamiento entre las placas. Su principal función es la de mantener el núcleo a una altura adecuada para el trabajo de los operadores, es decir que ellos trabajen en alturas comprendidas entre los 700 [mm] y los 1300 [mm] para cumplir con una buena ergonomía de trabajo.

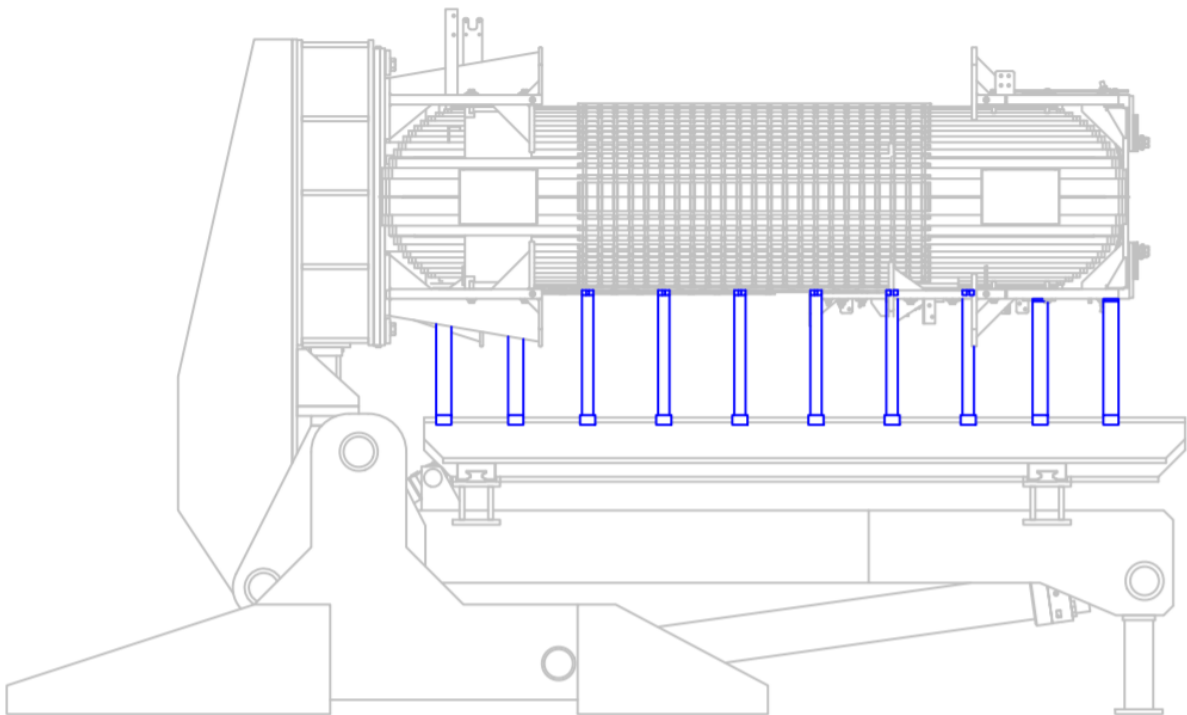


Fig. 35 CONJUNTO SOPORTES DEL NÚCLEO

En primera instancia se presentan las consideraciones generales.

- Los soportes estarán espaciados por 378 [mm], siendo la distancia máxima recomendada por la empresa de 400 [mm]. Este espacio corresponde al núcleo de mayor tamaño, los de menor tamaño cumplen mejor aún esta condición, porque deben colocarse con una menor distancia.
- El peso se distribuye uniformemente entre cada uno de los soportes.
- Los soportes en contacto con los prensa yugos, permitirán un ajuste en altura.
- En cada columna se colocan 10 soportes.

MATERIAL

El material seleccionado para los soportes fue un acero según norma IRAM-IAS U 500-42 con calidad F-22 (ANEXO 3.1), el mismo es útil para este tipo de aplicaciones estructurales. Sus características son:

Característica\Acero	F-22
Tensión admisible [MPa]	216
Tensión de rotura [MPa]	363
Módulo de Poisson	0.3
Módulo de Young E [MPa]	210000

A modo de aclaración, este tipo de aceros se denominan con la letra F y un número que indica el límite de fluencia mínimo expresado en decanewton por milímetro cuadrado.

HIPÓTESIS DE CARGA

Para realizar los cálculos se fija una única condición de carga, la cual está dada por el peso del producto más crítico, el núcleo de 215 [MVA]. Se define esta carga, tomando su valor directamente desde los planos de construcción del mismo.

ELEMENTO	PESO [kgf]
NÚCLEO	75.751
PIEZAS DE ACERO	8.294
AISLACIÓN	417
FIBRA DE VIDRIO	157
BULONERÍA	45
TOTAL	84.664

Para los cálculos se llevarán las unidades de kilogramos fuerza a Newton, de esta forma a lo largo del capítulo se trabajará en unidades del sistema internacional.

CÁLCULOS ANALÍTICOS DE PREDIMENSIONAMIENTO

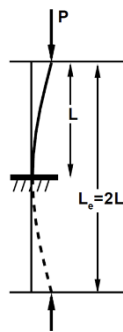
Realizamos cálculos para predimensionar los soportes. Se fijan los parámetros que se toman como base para los cálculos.

Longitud de soporte $L_s = 1.000$ [mm], se considera que habrá una altura extra aportada por las vigas.

La constante gravitacional utilizada durante todo el trabajo es igual a $9,8$ [m/s^2].

$$Peso \text{ sobre } c/sop. = 84.664 \text{ [kgf]} / 30 = 2.822,2 \text{ [kgf]} * 9,8 \text{ [m/s}^2\text{]} = 27.657,6 \text{ [N]}$$

Para seleccionar la sección y el espesor de los soportes, analizamos el caso de pandeo que se presenta y utilizamos la fórmula de pandeo de Euler para este caso (ANEXO 3.2). A partir de la fórmula de carga de crítica, se despeja la inercia y se obtiene de esta forma la sección necesaria.



$$P_c = \frac{\pi^2 * E * I}{(2L)^2}$$

En primera instancia afectamos la carga que deben soportar los soportes por el coeficiente de seguridad.

$$P_{adm} = \frac{P_{CR}}{C_S}$$

$$P_{CR} = P_{adm} * C_S$$

$$P_{CR} = 27657,6 * 5$$

$$P_{CR} = 138.288 \text{ [N]}$$

A partir de la fórmula de pandeo de Euler, despejamos la inercia.

$$I = \frac{P_C * (2L)^2}{\pi^2 * E}$$

Reemplazando.

$$I = \frac{(138288 * (2 * 1)^2)}{(\pi^2 * 2,1e11)}$$

$$I = 2,669e7 \text{ [m}^4\text{]}$$

$$I = 26,69 \text{ [cm}^4\text{]}$$

Se selecciona un tubo que cumpla con la condición necesaria para que los soportes no fallen a pandeo (ANEXO 3.3).

Dimensión:	60 x 60 [mm]
Espesor e:	2,5 [mm]
Peso:	4,43 [kg/m]
Momento de Inercia I:	31,745 [cm ⁴] = 3,1745e-7 [m ⁴]

Calculamos el C_s para la sección elegida.

$$P' = \frac{(\pi^2 * 2.1e11 * 3.174e - 7)}{(2 * 1)^2} = 164.488$$

$$C_s = \frac{164.488}{27.657} = 5,94$$

Los soportes dimensionados, se verifican utilizando el software de elementos finitos. Para realizar la comprobación se utiliza el estudio Buckling, el cual simula el caso de pandeo.

GEOMETRÍA

Por ser un modelo único y pequeño, se crea el soporte como un sólido. El mismo proporcionó resultados inmediatos. Se coloca una pequeña placa sobre el extremo superior donde será aplicada la fuerza.

En la realidad el soporte contará con dos brazos perpendiculares a la línea media del núcleo, los cuáles se utilizan para ajustar cualquier desvío que se genere en las láminas del núcleo a medida que se avanza el proceso de apilado.

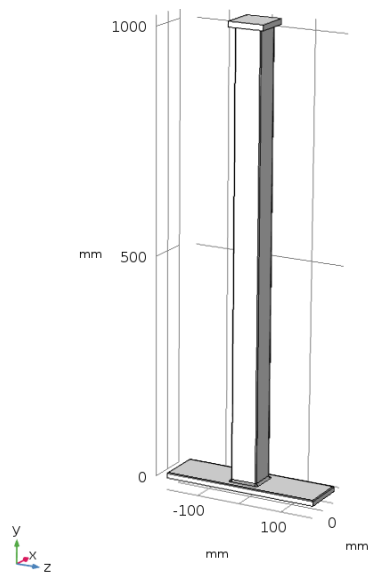


Fig. 36 MODELO DEL SOPORTE DEL NÚCLEO

CONDICIONES DE BORDE

Para simular este caso de pandeo, se deben tener en cuenta las siguientes condiciones de borde:

1. En el extremo superior, no se asignan condiciones, lo que es equivalente a un extremo libre.
2. A la base del soporte, se le asigna una rotación nula y un desplazamiento nulo, en sus 6 grados de libertad (3 desplazamientos y 3 rotaciones), de esta forma se simula un empotramiento perfecto.

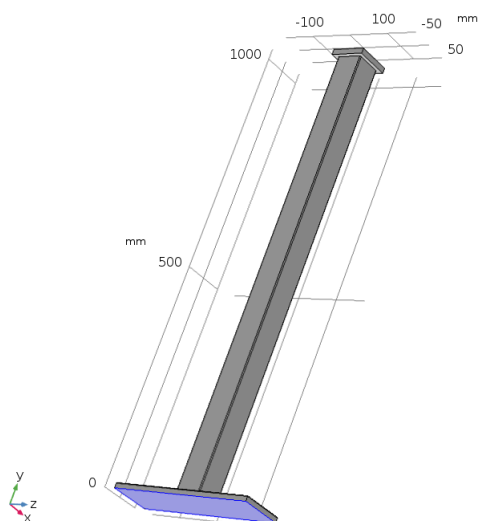


Fig. 37 BASE EMPOTRADA

CONDICIONES DE CARGA

Se asigna en el extremo libre del soporte una fuerza total, actuando en la dirección de la gravedad. El sombreado azul representa la superficie de aplicación de la carga.

$$F = 27.657 \text{ [N]}$$

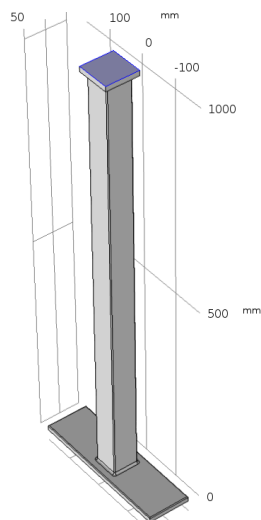


Fig. 38 SOPORTE CARGADO

MALLADO

En este caso el mallado se realiza sobre toda la superficie del soporte. Ajustando la malla en los vértices. Sobre el largo de la columna las tensiones deben ser constantes por lo que no es necesario refinar la malla en esa zona.

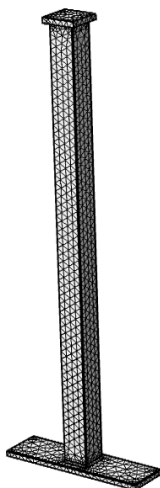


Fig. 39 SOPORTE MALLADO

Discretización: Tetraedral

Número de elementos: 8.588

Número de nodos: 2.866

RESULTADOS

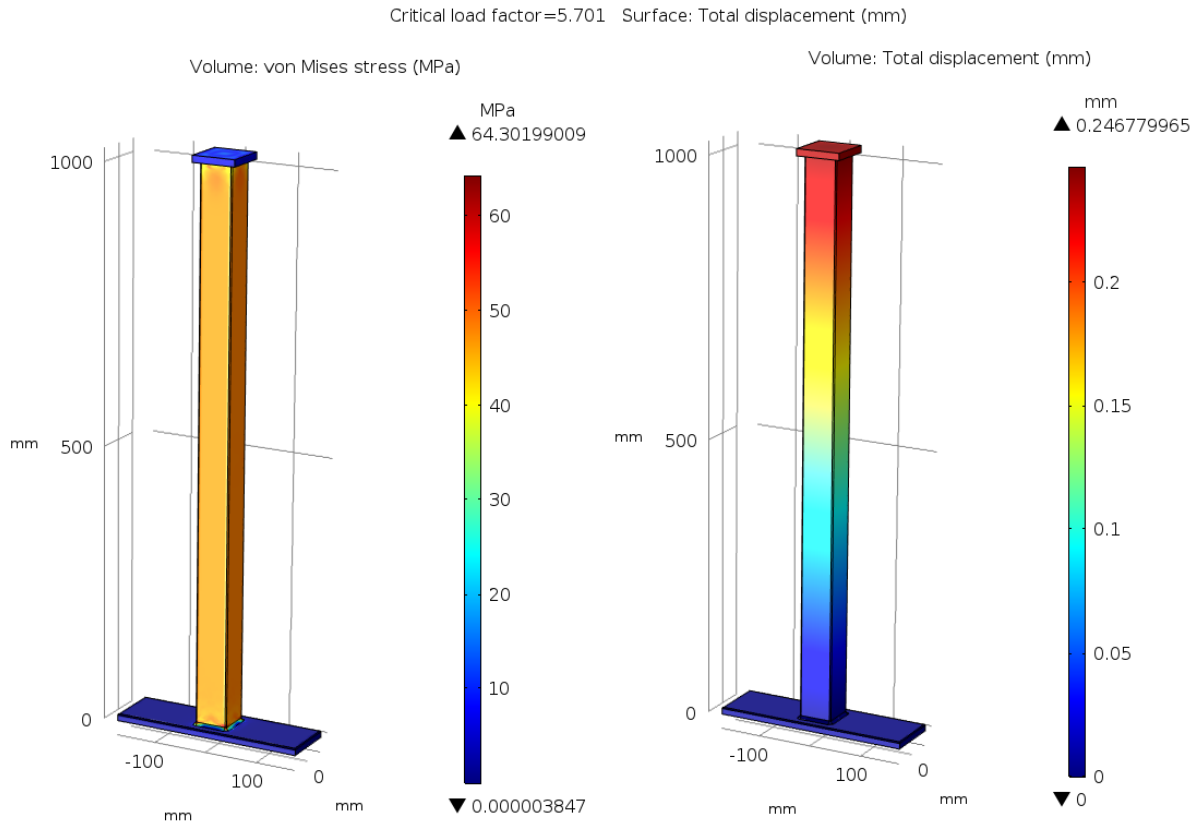


Fig. 40 TENSIONES Y DESPLAZAMIENTOS DEL SOPORTE

En la imagen izquierda observamos los desplazamientos que no superan los 0,26 [mm], valor que se encuentra dentro de nuestras tolerancias planteadas, y en la imagen derecha tenemos las tensiones de Von-Mises que no superan los 64 [MPa].

Comparando el coeficiente de seguridad fijado previamente, obtenemos que coincide aproximadamente con el dado por el software:

Cs Fijado = 5,94

Cs COMSOL = 5,7

Tras ser simulado, se concluye que el soporte verifica satisfactoriamente las pruebas realizadas.

ESTRUCTURA DE LA MESA

Los soportes mencionados en la sección anterior están ubicados por encima de un conjunto de vigas que conforman la denominada “estructura” de la mesa de apilado. El comportamiento de esta es sumamente importante dentro del proyecto. La estructura que soporta el peso del núcleo más crítico debe ser lo suficientemente rígida para que el núcleo se deforme dentro de los valores admisibles, según se mencionó en el capítulo anterior.

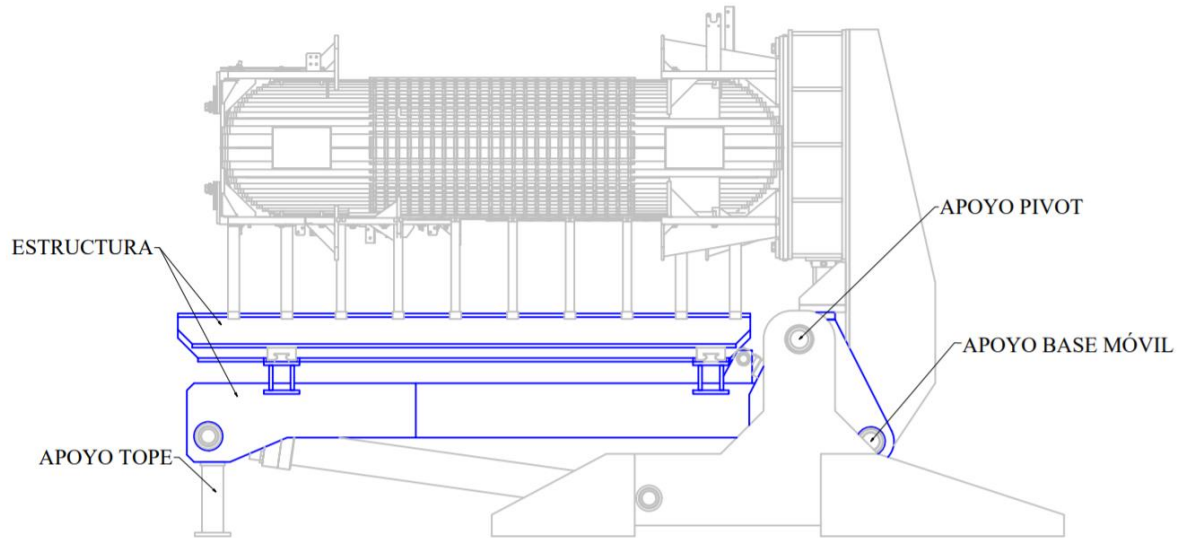


Fig. 41 ESTRUCTURA DE LA MESA

Como se observa en la figura anterior, el peso del núcleo puede simplificarse como una carga distribuida a lo largo de las columnas de la estructura.

A continuación se indican las referencias para cada uno de los conjuntos de las vigas.

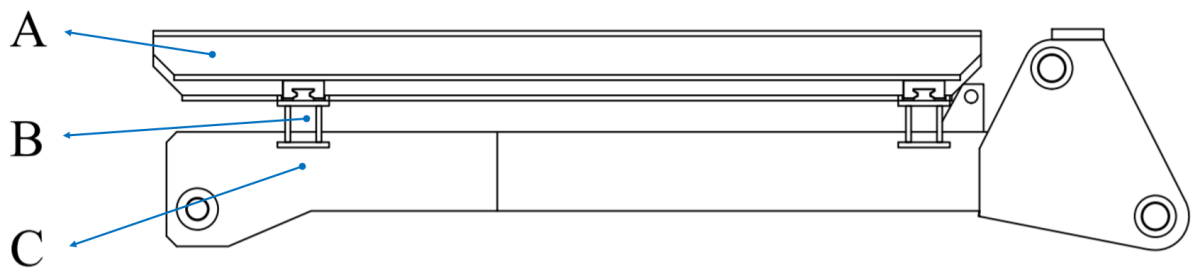


Fig. 42 CONFIGURACIÓN DE LAS VIGAS DE LA ESTRUCTURA DE LA MESA

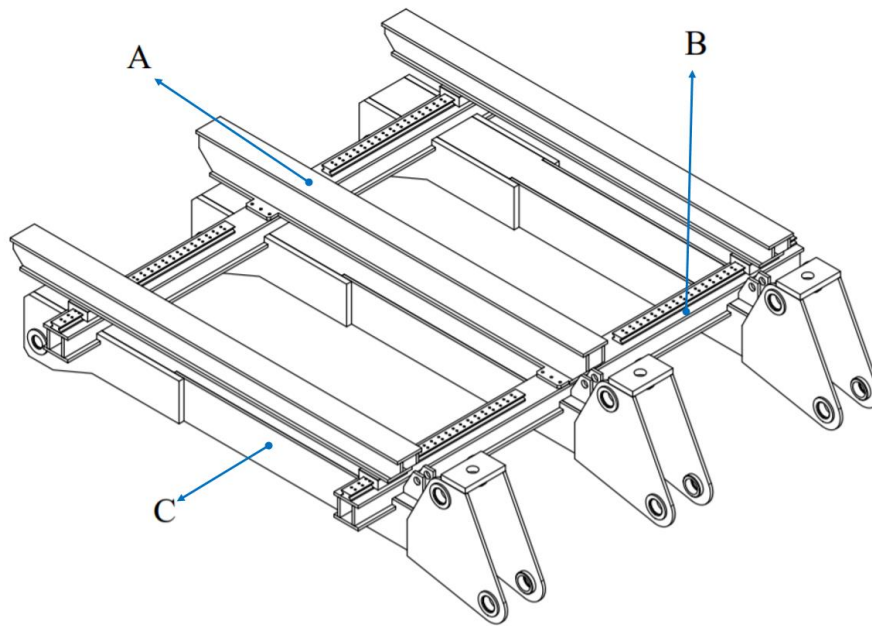


Fig. 43 VISTA ISOMÉTRICA DE LAS VIGAS

Viga A Central: es la viga que se mantiene fija para cada uno de los núcleos a fabricar.

Viga A Lateral: son las dos vigas que se deben desplazar para fabricar los núcleos.

Vigas B: estas vigas le aportan rigidez a la máquina y se encargan de unir las vigas A con las vigas C.

Vigas C: cuentan con dos partes, la columna que en su extremo superior se une con los cilindros de elevación y el pivot que se encarga de soportar el movimiento de la base móvil y de toda la estructura de vigas y el núcleo.

El modelo geométrico de la mesa se realiza en sólido en Inventor, pero se verifica en COMSOL realizando la estructura en SHELL. Se utiliza el plano medio de simetría de la estructura a lo largo de las vigas, de la siguiente manera:

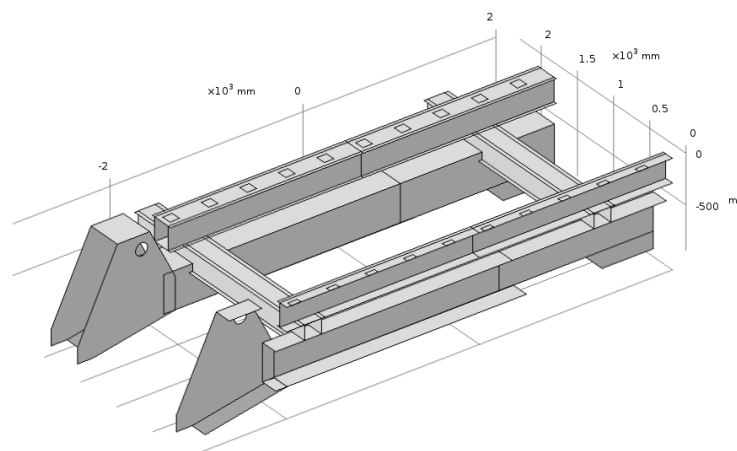


Fig. 44 VIGAS A-B-C MODELADAS

La viga C, cuenta con su plano correspondiente en el Anexo.

MATERIAL

Para las vigas se fijó un material general para todas las chapas soldadas, el acero especial F-36 según norma IRAM-IAS U 500-42 (ANEXO 3.1), se selecciona este material teniendo en cuenta su alta resistencia a la tracción y sus buenas propiedades para la soldabilidad, algo que resulta clave en todo el diseño de la mesa. Las placas utilizadas serán de 1 pulgada (25,4 [mm]) y 2 pulgadas (50,8 [mm]).

De la tabla obtenemos los siguientes valores característicos del acero seleccionado:

Propiedad \ Acero	F36
Módulo de Young E [MPa]	210.000
Módulo de Poisson	0.3
Límite de fluencia [MPa]	353
Límite de rotura [MPa]	510-660

HIPÓTESIS DE CARGA

Al peso del núcleo se debe sumar el aporte de los soportes. El peso de los soportes se calcula utilizando software de modelado 3D. Esto se logra asignando un material, con los parámetros anteriormente expuestos, a nuestro modelo.

$$P = \text{Peso núcleo} + \text{Peso de los soportes}$$

$$P = (84.664 \text{ [kgf]} + 489 \text{ [kgf]}) * 9,8 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$P = 85.153 \text{ [kgf]} * 9,8 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$P = 834.500 \text{ [N]}$$

CÁLCULOS DE PREDIMENSIONAMIENTO

Con el propósito de comprender los puntos más solicitados y predimensionar la estructura, se parte de modelos simplificados. Se tomó una viga de cada conjunto y se modeló como un conjunto de vigas simplemente apoyadas, utilizando cargas puntuales. Si bien la condición de apoyo de la viga en la estructura real difiera de un apoyo perfecto, hacer esta simplificación nos da un punto de partida de la sección que deberíamos utilizar. Además como

el modelo se encuentra tan simplificado, disminuye la posibilidad de cargar erróneamente los datos del problema.

Se cargaron los datos correspondientes a una sección 100x250mm (ancho x altura) y la condición de carga mencionada previamente (para una sola columna), y se obtuvieron los siguientes resultados:

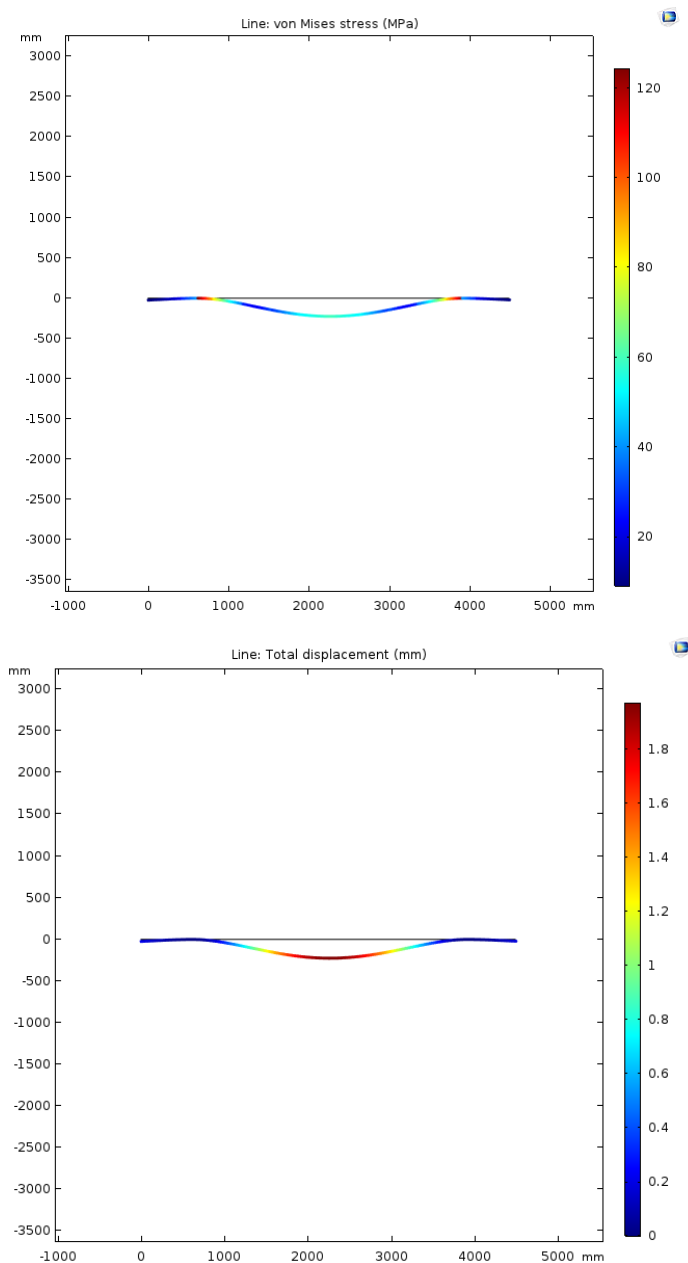


Fig. 45 MODELO DE ANÁLISIS EN 2D TENSIONES - DESPLAZAMIENTOS

Luego se elaboraron modelos de vigas, de mayor complejidad como se muestran a continuación, para corroborar los resultados mencionados y encontrar los puntos críticos.

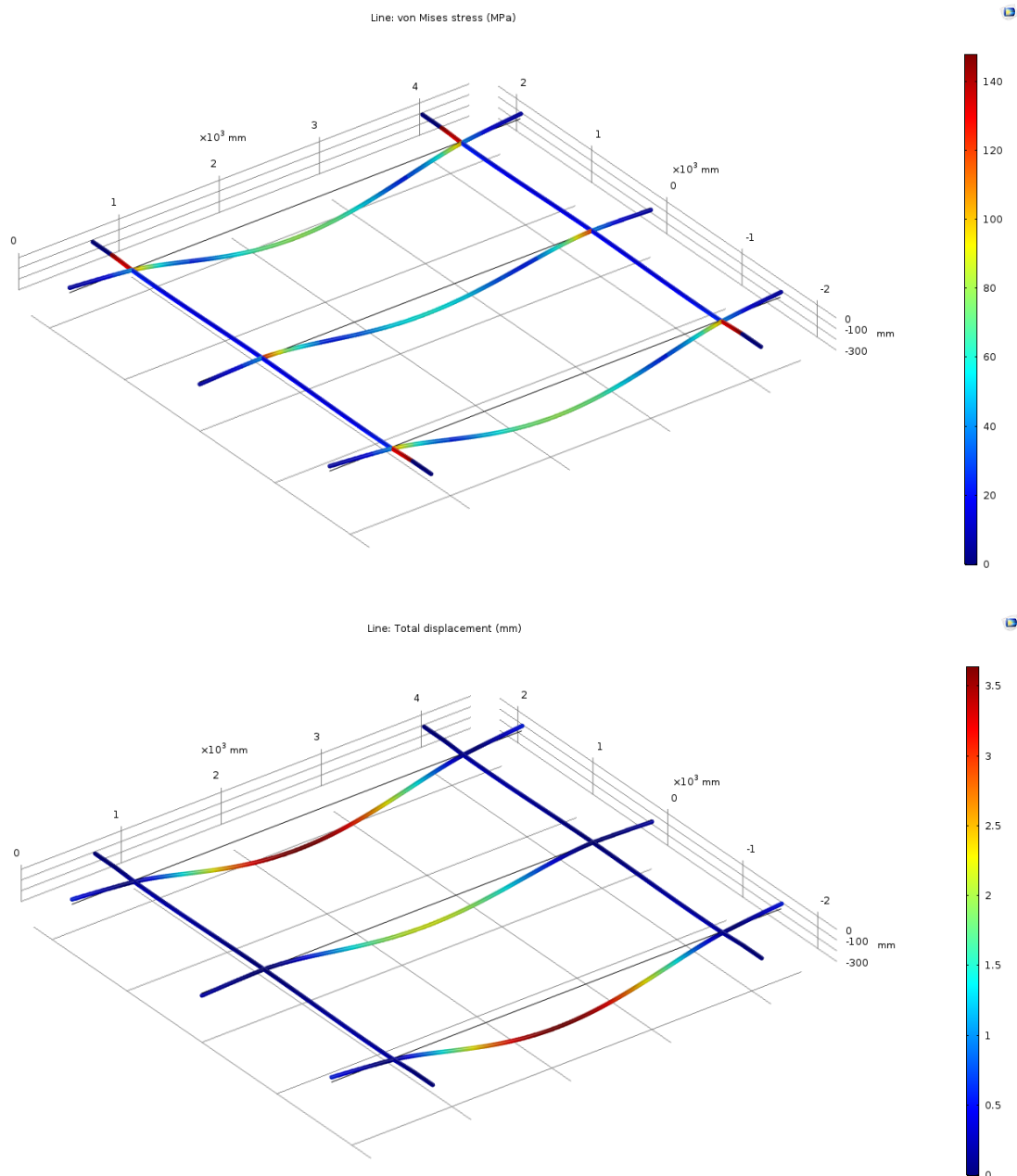


Fig. 46 MODELO DE ANÁLISIS DESARROLLADO EN 3D

Estas iteraciones realizadas sobre los modelos simplificados y para posteriormente complejizarlos, nos permitieron entender de forma clara los problemas estructurales que se pretenden resolver.

Utilizar Beam nos permite ajustar los parámetros de la sección y obtener resultados casi inmediatos, los que agiliza el proceso iterativo.

Cuando los resultados convergen a una sección, se pasa a la siguiente etapa en la cual se utilizará el modelo final constituido en SHELL.

GEOMETRÍA

Se optó por utilizar un modelo en Shell y aplicar una condición de simetría, esto resultó en un tiempo razonable de cálculo para poder ajustar el modelo con cada iteración.

Se modelan chapas lisas, omitiendo detalles que son irrelevantes para los cálculos como por ejemplo los canales guía para los soportes sobre las vigas A, los mismos serán visibles en el modelo final 3D y los planos correspondientes.

CONDICIONES DE BORDE

En los dominios que se muestran a continuación (bordes resaltados en azul) se restringen los desplazamientos y las rotaciones, lo que simula un extremo simplemente apoyado y un apoyo capaz de girar.

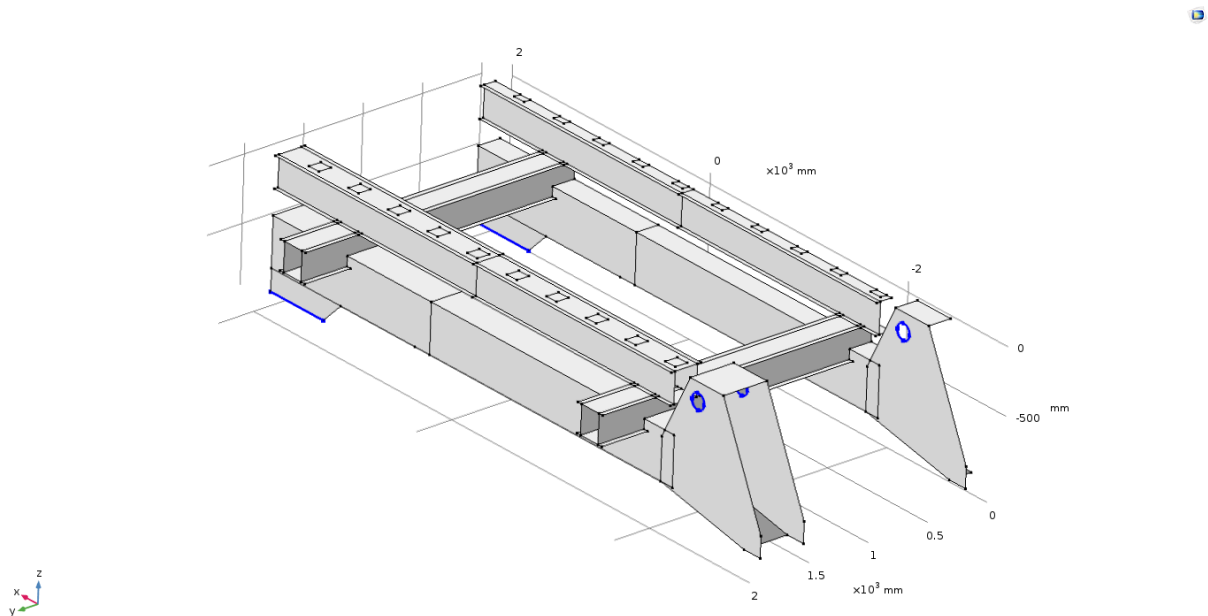


Fig. 47 *CONDICIONES DE BORDE FIJAS SOBRE LAS VIGAS ABC*

En el plano de simetría de la mesa, se asigna la condición respectiva. Es muy importante que en este paso se indique correctamente el plano, respecto al sistema de referencia global y la dirección normal del plano de simetría.

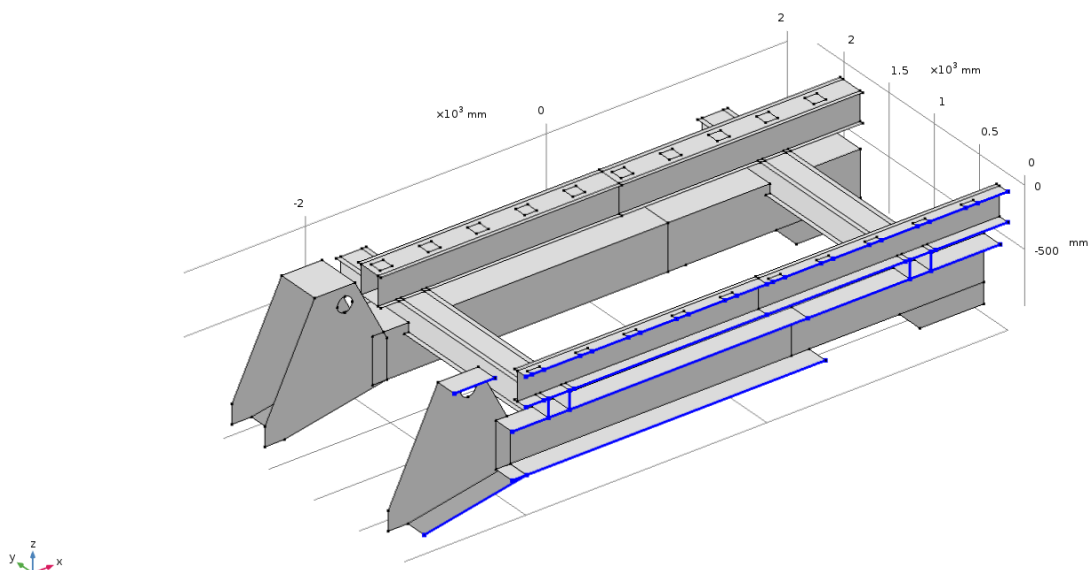


Fig. 48 CONDICIONES DE BORDE SIMETRÍAS DE LAS VIGAS ABC

Los bordes señalados en azul corresponden al plano de simetría.

CONDICIÓN DE CARGA

Los dominios seleccionados (resaltados en azul) representan la zona de apoyo de los soportes, la carga total se encuentra distribuida entre todas estas superficies. Nuevamente, es importante que la dirección de la carga esté asignada correctamente respecto al sistema de referencia global.

Se considera que la carga utilizada para calcular los soportes (30), se transfiere directamente sobre las vigas.

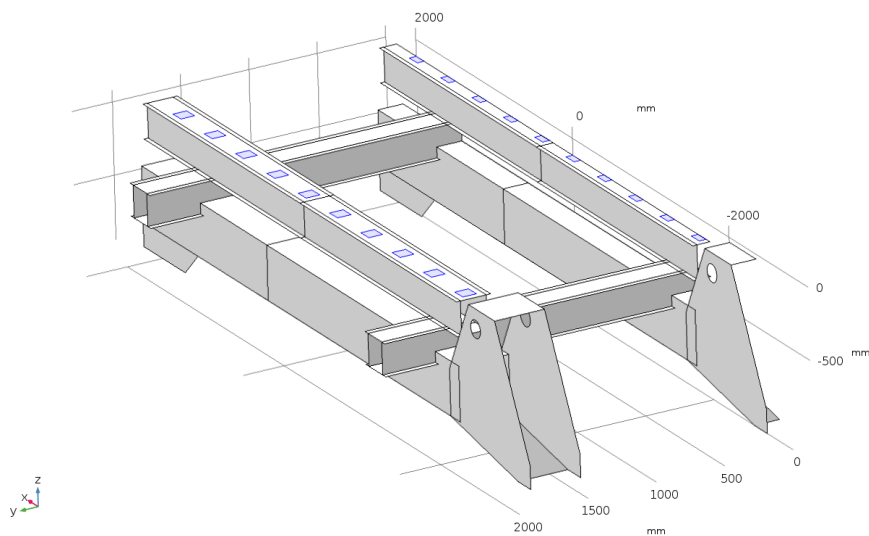


Fig. 49 CONDICIÓN DE CARGA SOBRE LA VIGA A

MALLADO

En esta verificación fue necesario prestar particular atención al mallado del modelo, debido al gran tamaño del mismo.

Realizadas diversas pruebas con el mallado “automático” (elementos cuadráticos/triangulares) se observó que este no fue el que mejor se adaptó al modelo, debido a que la distribución de elementos no era uniforme ni pareja. Por recomendación del director del proyecto integrador, se optó por un mallado diferente.

Aprovechando que la geometría modelada corresponde sobre todo a figuras rectangulares, se utilizó en este modelo una “QUAD MESH”, es decir una malla con elementos “cuadrados”. Estos elementos logran una mejor terminación y distribución en la malla del modelo. A su vez como cada uno de estos consta de 4 nodos, a diferencia de los elementos cuadráticos, se obtienen mejores resultados. A continuación se muestra una imagen esquemática de la misma zona mallada con los diferentes tipos de malla:

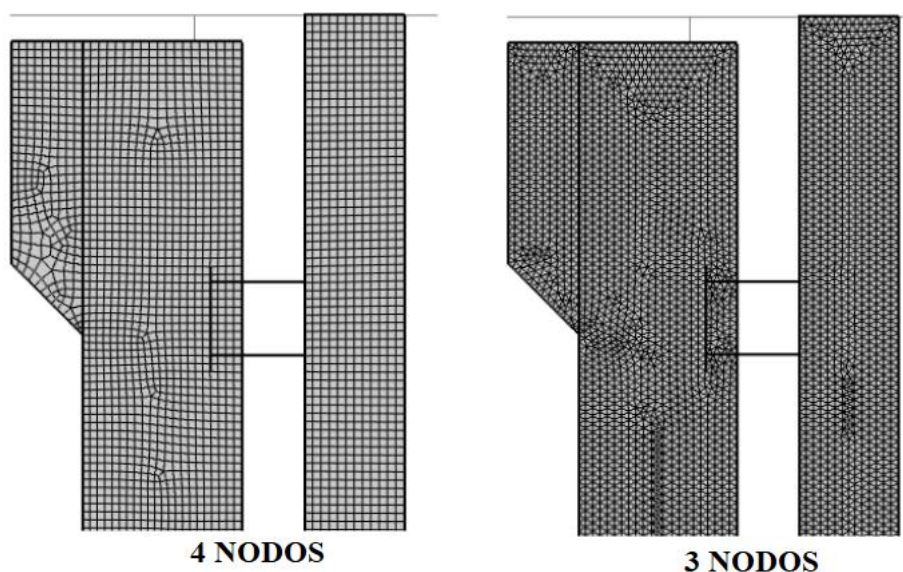


Fig. 50 COMPARACIÓN DE MALLADOS

La malla de cuatro nodos final del modelo nos permite observar cómo en las zonas más extensas se ajusta sin problemas (sin discontinuidades), según la siguiente imagen:

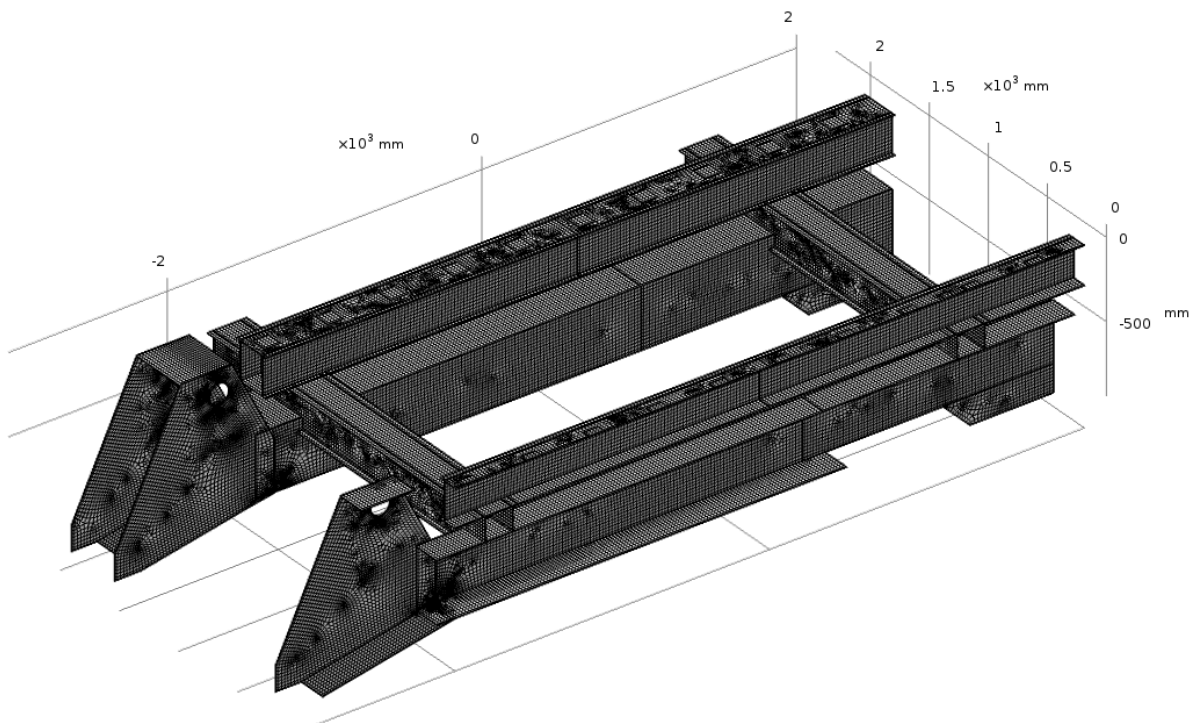


Fig. 51 ESTRUCTURA DE LA MESA MALLADA

Discretización: Elementos cuadriláteros

Número de elementos: 62.500

Número de nodos: 63.325

RESULTADOS

Desplazamientos

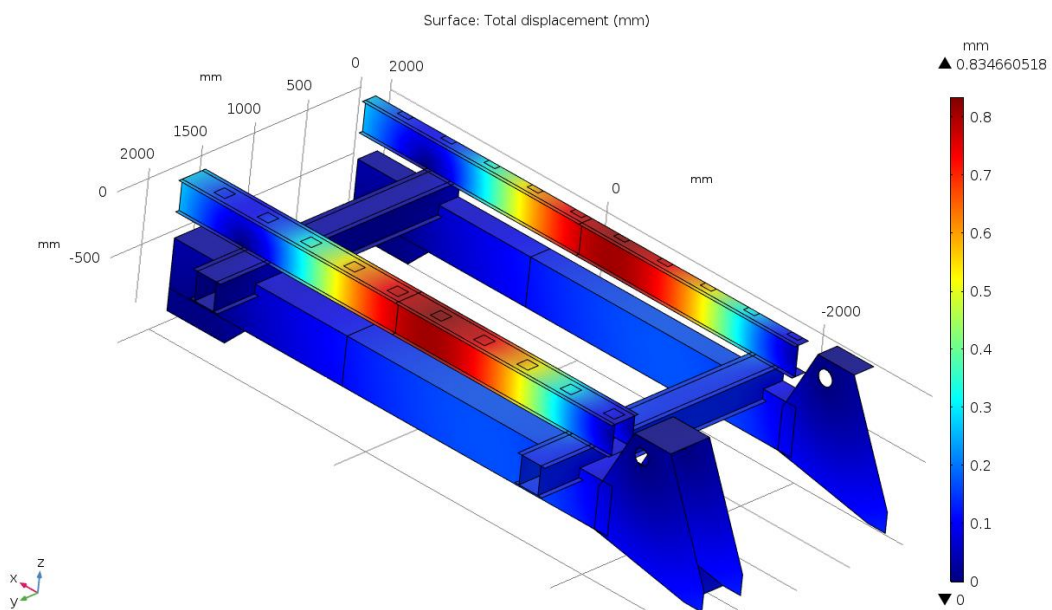


Fig. 52 DESPLAZAMIENTOS DE LA ESTRUCTURA DE LA MESA

El desplazamiento máximo del modelo fue 0.83 [mm] y teniendo en cuenta que el valor límite de desplazamiento obtenido en el CAPÍTULO 2 fue $D_{\text{máx}} = 7$ [mm], se concluye que los desplazamientos del modelo son aceptables, ya que están muy por debajo de los límites.

Tensiones

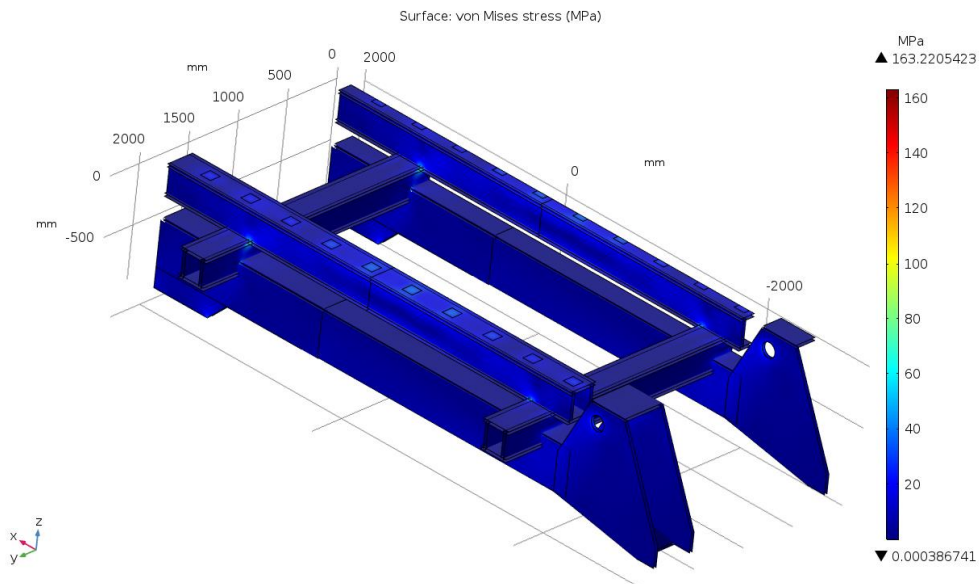


Fig. 53 TENSIONES DE VON-MISES SOBRE LA ESTRUCTURA

En la siguiente imagen se modifica la escala de colores respecto a las tensiones, de esta forma tenemos una visión clara de los puntos más solicitados de las secciones.

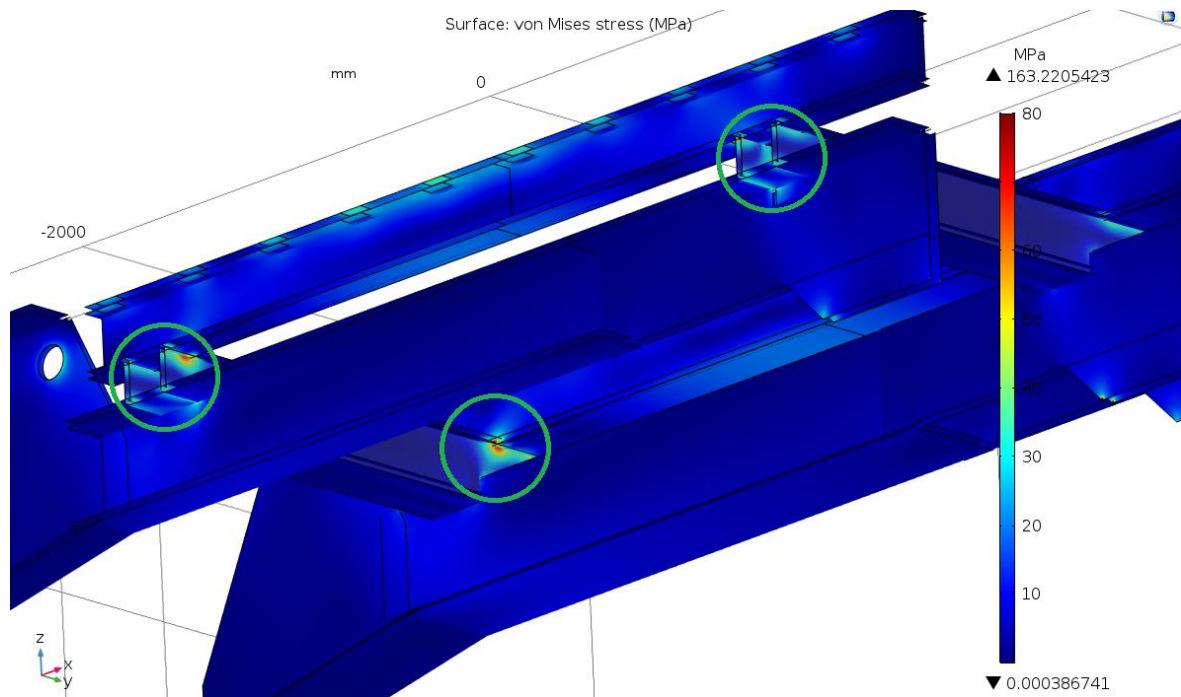


Fig. 54 ZONAS DE MAYORES TENSIONES DE VON-MISES DE LA ESTRUCTURA

El valor de tensión de Von-Mises más alto corresponde a:

$$\sigma_{VM} = 163,2 \text{ [MPa]}$$

Teniendo en cuenta que el material que se utiliza en esa zona, es acero calidad **F-36**, el factor de seguridad está dado por la siguiente fórmula:

$$\sigma_{adm} = 353 \text{ [MPa]}$$

$$C_S = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{VM}}$$

$$C_S = 2,1$$

Se acepta el coeficiente de seguridad resultante, debido a que contempla cualquier pequeño efecto dinámico que pueda surgir en el izado de la mesa, teniendo en cuenta las bajas velocidades de rotación con las que trabaja la mesa (6 m/s según las especificaciones dadas por los cilindros hidráulicos que se verán el siguiente capítulo).

Los desplazamientos obtenidos son mucho menores a los admisibles, por lo que el lector se puede preguntar lo siguiente:

¿Por qué no se utilizan placas de menor espesor para bajar el peso?

Con placas de menor espesor, se tienen desplazamientos dentro de los aceptables, pero el problema se sitúa las tensiones, durante el proceso de iteración las placas con espesores menores a 1 pulg., equivalentes a 25,4 [mm], resultaron con tensiones por encima de los 250 [MPa], lo cual es muy próximo al límite de fluencia de nuestro material e indeseado, lo que no permite tener un coeficiente de seguridad aceptable.

¿Por qué no se colocaron nervios en estos puntos?

En las pruebas realizadas los nervios concentraron tensiones aún mayores, que en algunos casos superaron la tensión de rotura.

GUÍAS DE TRASLACIÓN

Como la mesa debe ser capaz de fabricar diferentes tamaños de núcleos, las vigas B deben ser capaces de trasladarse. Para lograr esta dinámica las vigas se colocan sobre patines que corren guías de traslación montadas sobre las vigas C.

Se selecciona de catálogo (ANEXO3.4) un conjunto de traslación con la capacidad para soportar el peso del núcleo y de las vigas A y B. El largo de las vigas se adapta al largo del modelo final de las vigas C.

A modo de aproximación se puede tomar que cada patín debe soportar una sexta parte del peso total, lo que equivale a unos 180.000 [N].

Se selecciona del catálogo:

Marca: THK
Modelo: SRW 130LR
Capacidad de carga: 493[kN]

El sistema de traslación queda ilustrado con el conjunto del modelo.

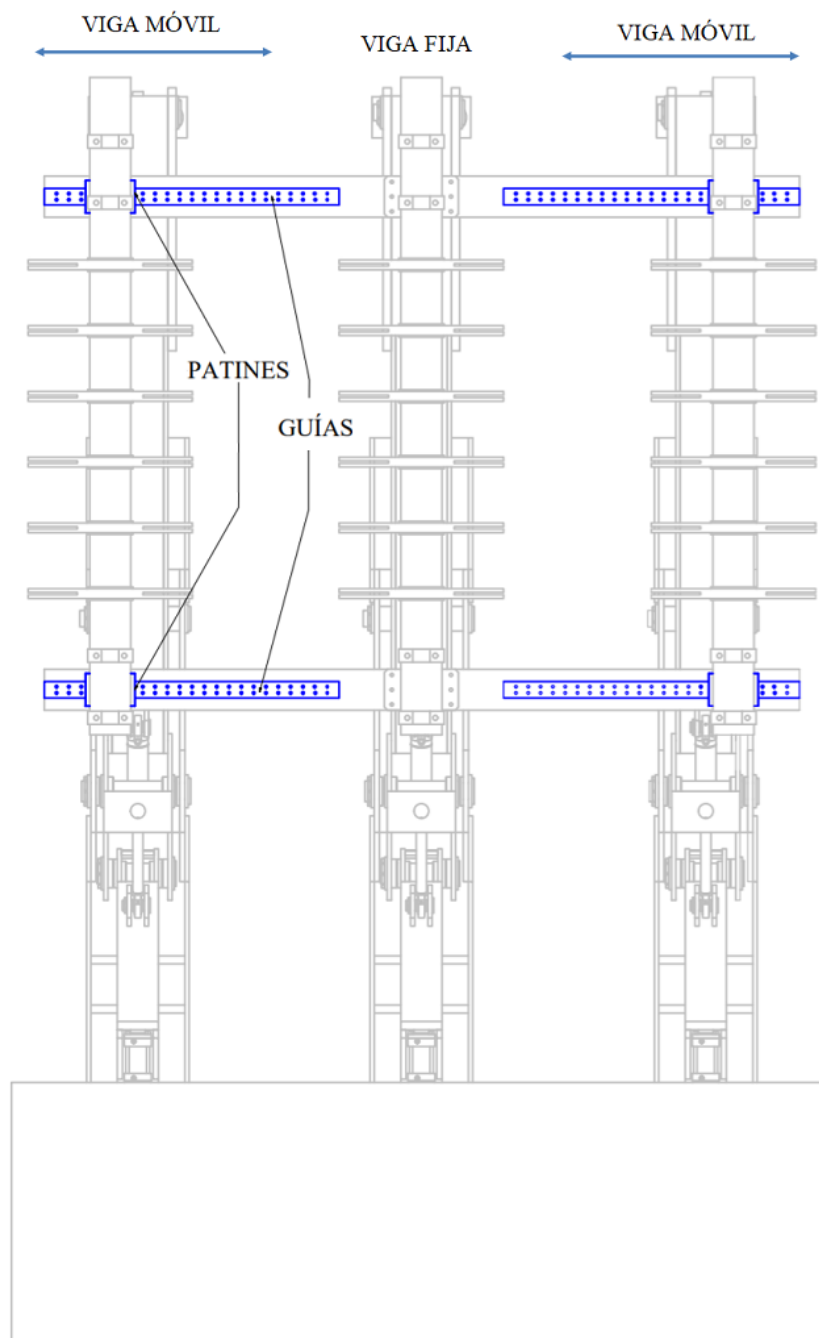


Fig. 55 VISTA SUPERIOR, MESA EXTENDIDA Y DESCARGADA

BASE MÓVIL

La base móvil, hace referencia a la base donde quedará apoyado el núcleo una vez izado a la posición vertical. Este conjunto cuenta con dos subconjuntos, el primero referido a las columnas que soportan la carga y el segundo se refiere a la base propiamente dicha.

En la siguiente imagen observamos el lateral en corte de la base móvil.

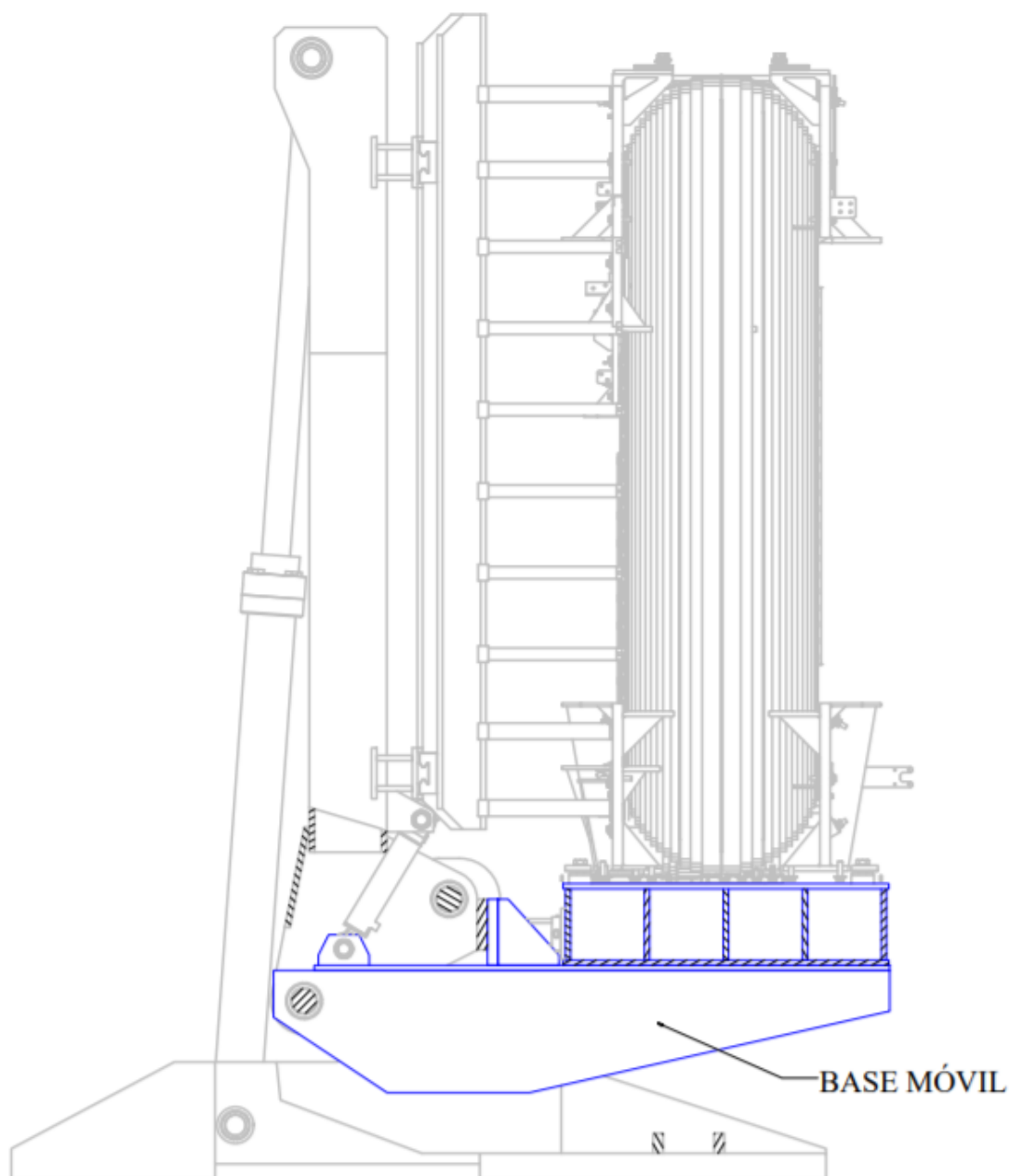


Fig. 56 BASE MÓVIL

MATERIAL

El material de las chapas sigue los lineamientos expresados en el apartado de la estructura de la mesa. El acero especial F-36 con un espesor comercial de una pulgada, 25,4 [mm].

A su vez, como se podrá apreciar en la siguiente imagen, se modelan las soldaduras que unen a los nervios y al apoyo de traba, esto se realiza a causa de que en las primeras iteraciones se encontraron elevadas tensiones en estos puntos, lo que obligó a aumentar el detalle del modelo. En la siguiente imagen se observan marcadas en amarillo.

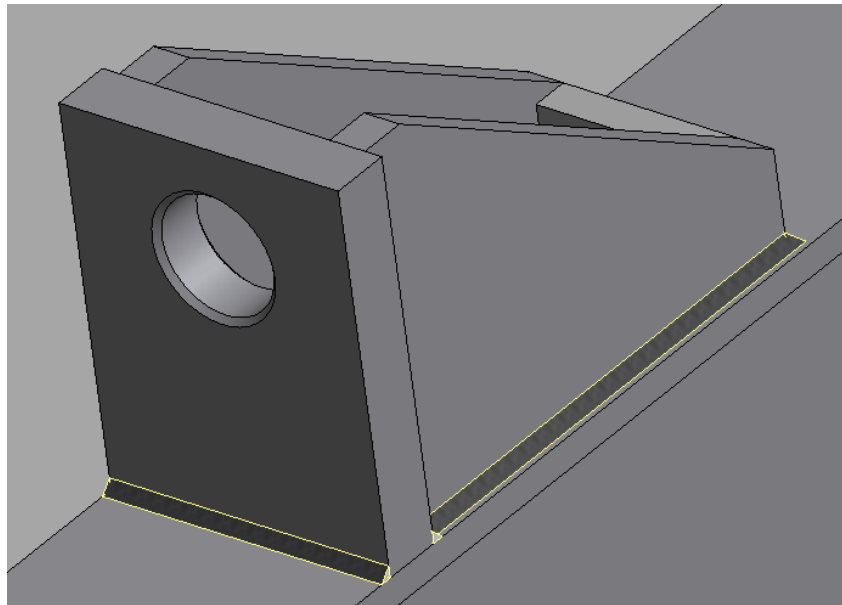


Fig. 57 PLACA DE ANCLAJE DE LA BASE MÓVIL

HIPÓTESIS DE CARGA

La hipótesis de carga nuevamente se planteó con el núcleo de mayor peso (215 [MVA]), por la geometría de la mesa, durante el proceso de izado esta será la única carga que deberá soportar la base móvil. La carga se aplicará gradualmente hasta llegar a un máximo cuando la mesa llegue a la posición vertical.

$$P = P_{Núcleo}$$

$$P = 84664 [kgf] * 9.8 [m/s^2]$$

$$P = 829707 [N]$$

Como la base tiene tres columnas que soportan el peso, como el núcleo es simétrico se acepta la siguiente hipótesis:

$$P = 829707 [N] / 3$$

$$P = 276596 [N]$$

GEOMETRÍA

Para este caso, se estudia una de las 3 columnas, lo que nos permitió desarrollar un modelo sólido con resultados más precisos, y con un tiempo de cálculo no muy extenso, lo que nos permitió realizar varias iteraciones. Con los primeros modelos realizados, observamos que no era necesario que la sección de estas vigas sea constante. En los extremos libres las fibras inferiores eran menos solicitadas, lo que nos permitió recortarlas y tener un ahorro de peso y de material.

Para la placa que genera el anclaje de la base móvil con la viga C durante el proceso de izado, se utilizó un espesor de placa mayor al del conjunto (50,8 [mm]), esto se debe a que es una pieza extremadamente crítica, a medida que el núcleo llega a su posición final, la placa es cada vez más solicitada.

CONDICIONES DE BORDE

En los dominios que se muestran a continuación, se asignaron dos condiciones de borde:

- Sobre la placa superior la condición fue de empotramiento.
- Sobre el eje por el cual la base pivota, se restringen los tres desplazamientos y se deja libre sólo una rotación.

Estas condiciones equivalen al momento más crítico para las vigas, el instante próximo en el que el núcleo queda completamente vertical y las vigas apoyan sobre la base de la mesa.

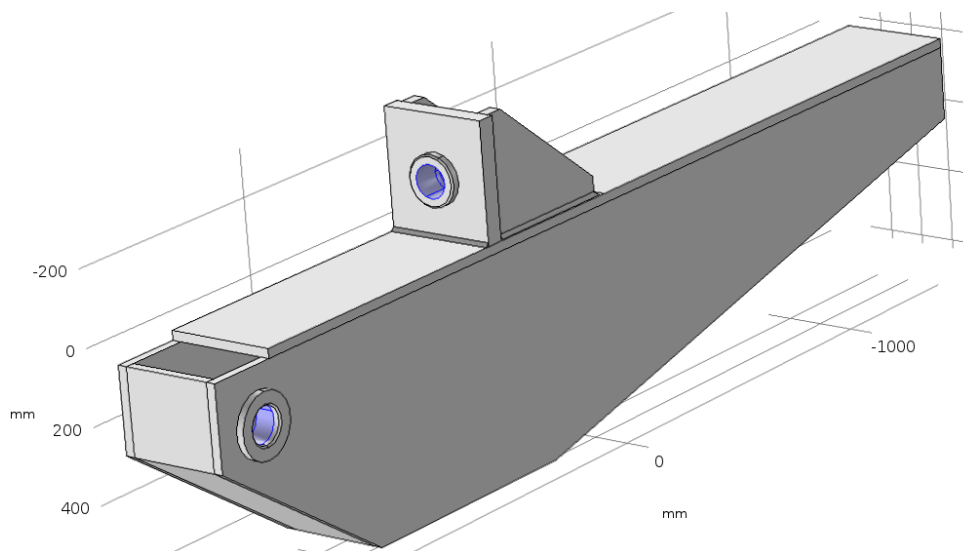


Fig. 58 CONDICIONES DE BORDE VIGA MÓVIL

CONDICIÓN DE CARGA

Derivada de la condición de borde explicada anteriormente, sobre la superficie donde apoya el núcleo, se carga el peso correspondiente a un tercio del núcleo. Se aplica una fuerza total sobre la región sombreada en azul, esto produce una distribución uniforme de la misma.

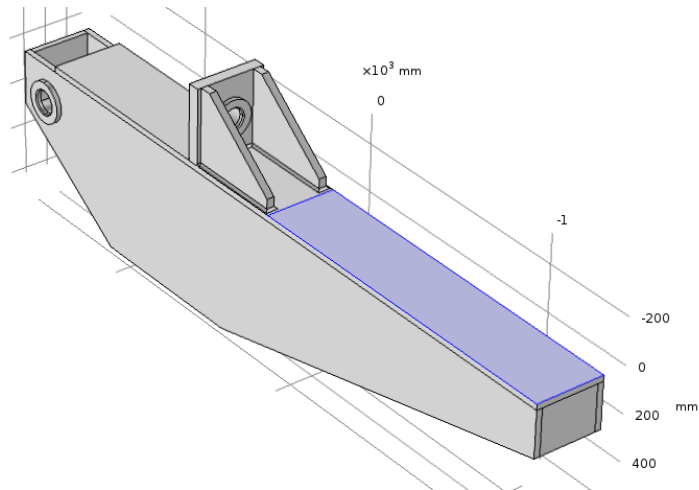


Fig. 59 CONDICIONES DE CARGA VIGA MÓVIL

MALLADO

El mallado para este modelo siguió los mismos lineamientos que el utilizado para los soportes. Un mallado de tetraedros con ciertas modificaciones.

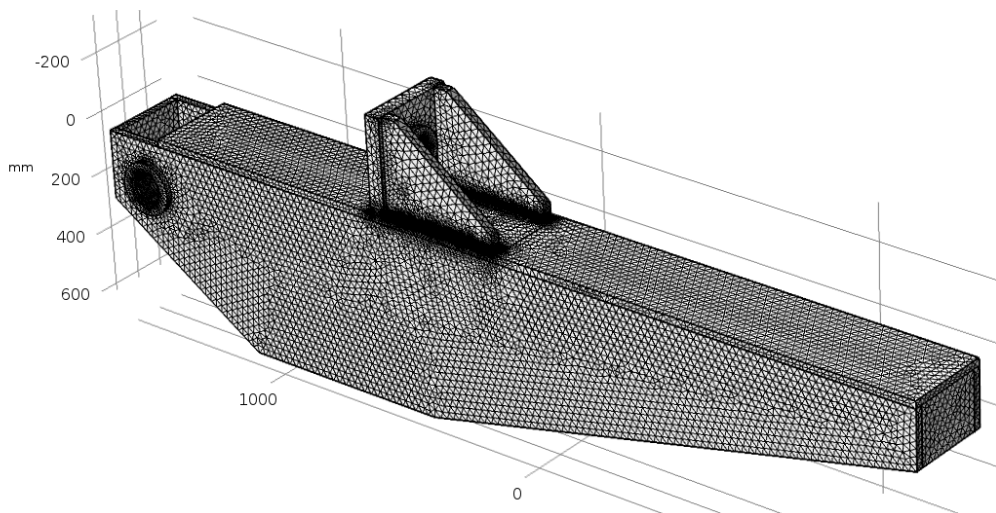


Fig. 60 VIGA MÓVIL MALLADA

Ante una primera verificación se encontraron concentraciones de tensiones en la unión de los nervios con las placas superior de la viga y en los bujes que permiten la rotación de las vigas. Para tener un estudio detallado de estas tensiones, la malla se refinó aún más en los vértices de los nervios y sobre los bujes. Con el objetivo de llegar a un resultado más exacto, se

tuvieron en cuenta los cordones de soldadura, de este modo las concentraciones de tensiones se ven disminuidas.

A continuación se muestran en detalle el mallado de las zonas críticas:

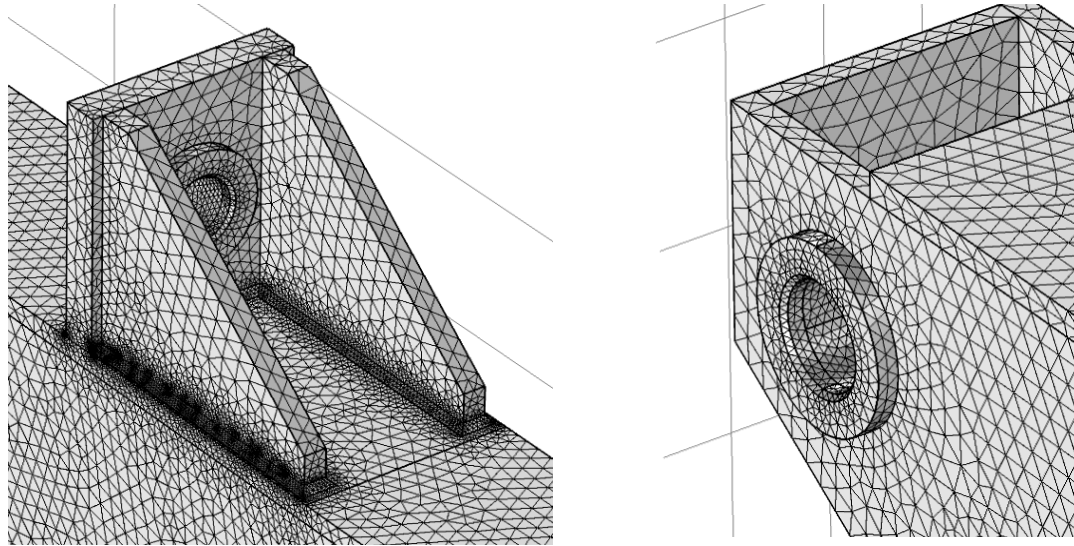


Fig. 61 MALLADO ZONAS CRÍTICAS

Discretización: Tetraedral

Número de elementos: 65.623

Número de nodos: 50.723

RESULTADO

Desplazamientos

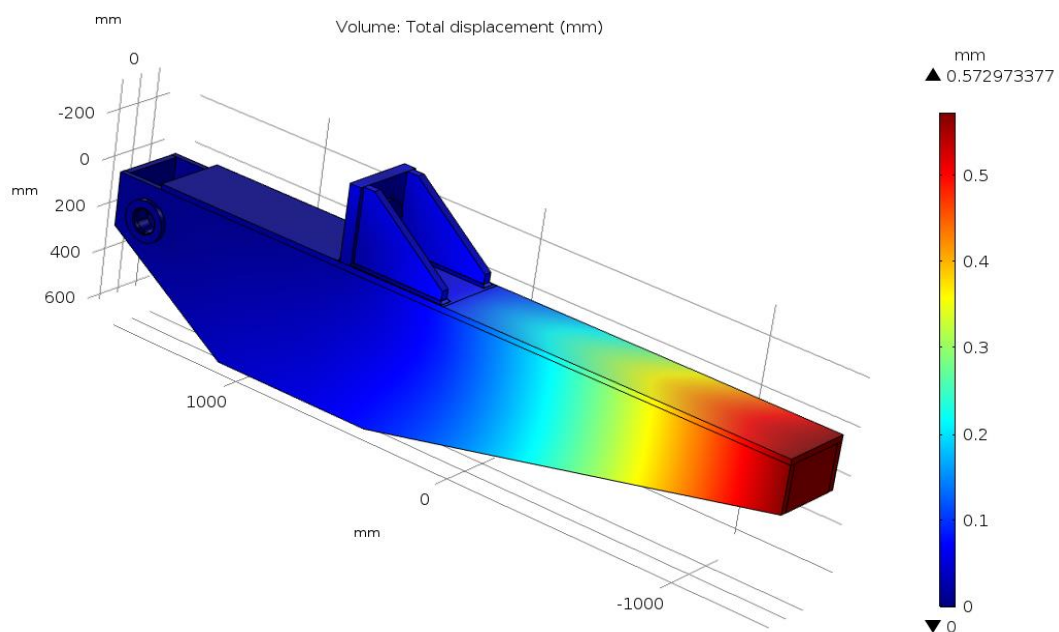


Fig. 62 DESPLAZAMIENTOS VIGA MÓVIL

Se observa que el desplazamiento máximo de 0,57 [mm] se da en el extremo libre de la viga, este desplazamiento no presenta ningún inconveniente con respecto a las tolerancias planeadas en el capítulo anterior.

Tensiones

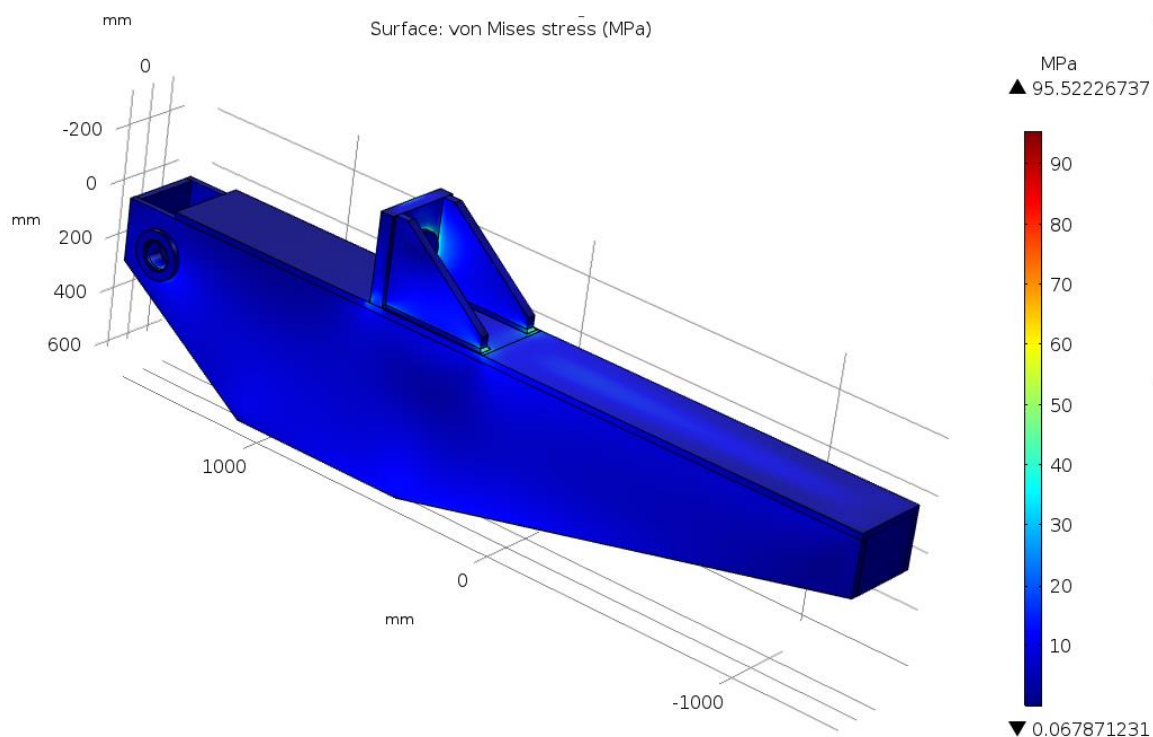


Fig. 63 TENSIONES DE VM DE LA VIGA MÓVIL

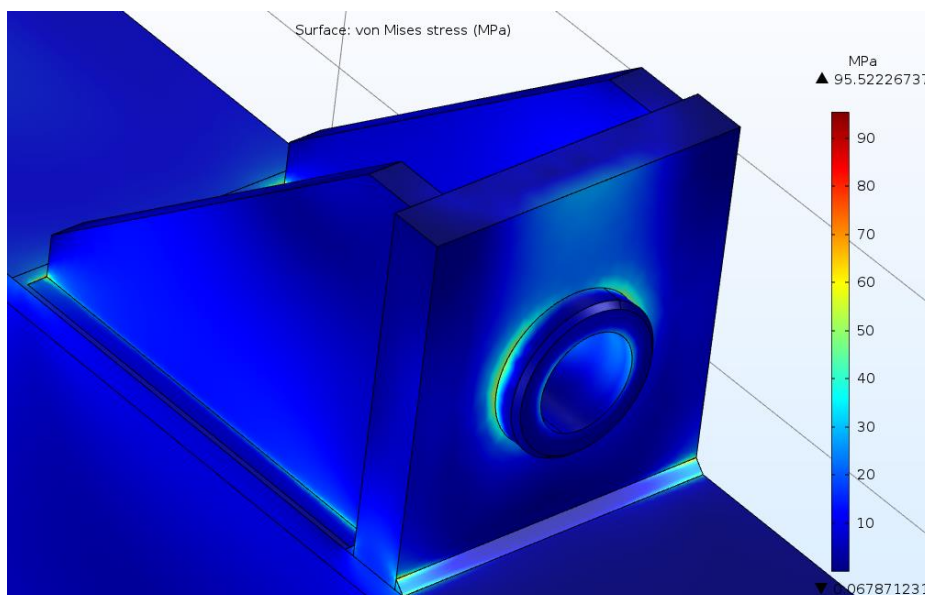


Fig. 64 ZONA DE MAYORES TENSIONES DE VON-MISES DEL MODELO

Las tensiones más altas se encuentran en las soldaduras que se mostraron previamente. El valor máximo de tensión como se observa en la escala corresponde a:

$$\sigma_{VM} = 95.5 [MPa]$$

Teniendo en cuenta el límite de fluencia del material y la definición del coeficiente de seguridad, este resulta:

$$\sigma_{adm} = 353 \text{ [MPa]}$$

$$C_S = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{VM}}$$

$$C_S = 3.6$$

El valor del coeficiente de seguridad obtenido se considera correcto, ya que este componente compromete la seguridad integral del producto final. Que posteriormente al izaje, se prepara para ser encubado, por lo que el producto y lo que la base móvil deben estar en condiciones óptimas.

APOYO DE LA MESA

El conjunto de apoyo de la mesa, hace referencia a la estructura que soporta el peso de la mesa, las vigas y la interacción de la fuerza generada por los cilindros durante el proceso de elevación del núcleo. Además de que esta estructura debe ser estable, evitando cualquier desequilibrio que pueda surgir durante el izaje.

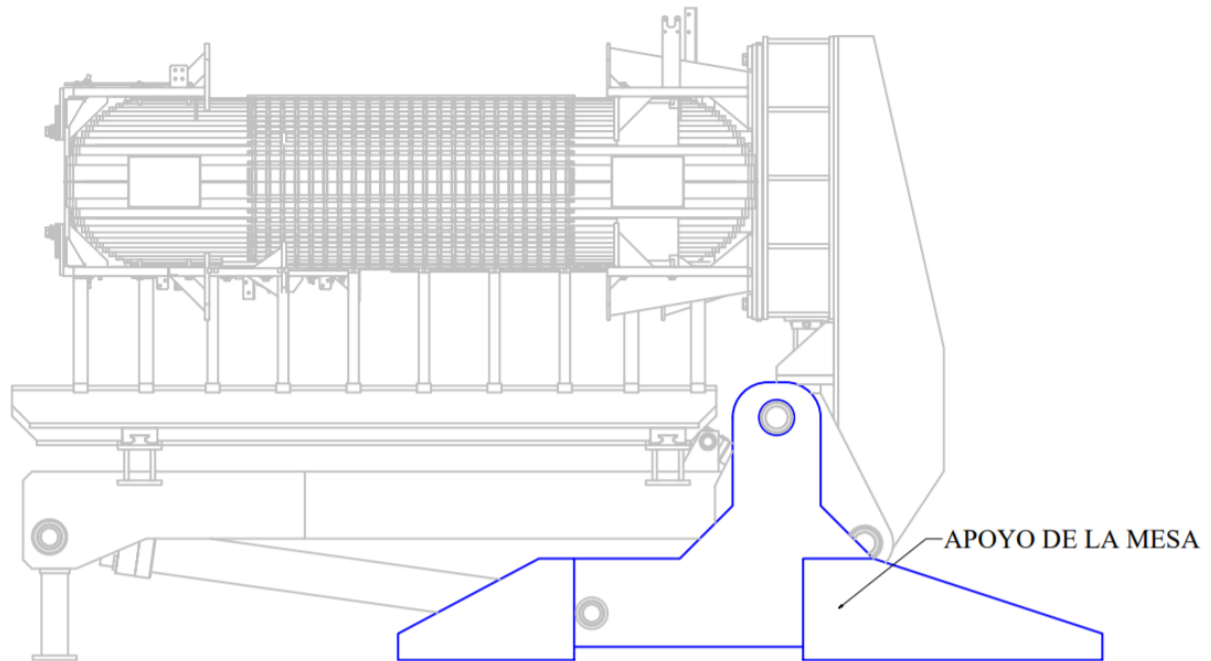


Fig. 65 APOYO DE LA MESA

MATERIAL

El material, continúa siendo el acero de calidad F36, con la salvedad de que para estos conjuntos se tienen variaciones en los espesores de las placas laterales. Esto se debe a que en las placas centrales se encuentran grandes concentraciones de tensiones generadas por los ejes en los puntos de contacto. En cambio, en los extremos del apoyo no se encontraron tensiones elevadas, lo que permite que se reduzca el espesor de las placas, generada un ahorro de material.

HIPÓTESIS DE CARGA

En este caso se tienen dos hipótesis de carga, una aplicada en el cojinete superior que transmite la fuerza generada por el peso del núcleo y las vigas A-B-C y la otra en el cojinete inferior donde se transmite la fuerza ejercida por el cilindro de elevación.

Para la primera hipótesis nuevamente se utiliza el software de modelado 3D, para obtener el peso exacto del conjunto que deben soportar estas piezas. Al peso calculado en el

apartado anterior, se le debe agregar el peso de las vigas (A, B y C) más el peso de la base móvil.

$$P = P \text{ Núcleo} + \text{Peso de las vigas ABC} + \text{Peso de la base móvil} + \text{Peso soportes}$$

$$P = (84664 [kgf] + 9850 [kgf] + 5870 [kgf] + 489 [kgf]) * 9.8 [m/s^2]$$

$$P = 100873 [kgf] * 9.8 [m/s^2]$$

$$P = 988555 [N]$$

Cada uno de los tres apoyos de la mesa cuenta con dos placas laterales donde se alojan los bujes superiores e inferiores, en este caso los bujes superiores se encargan de soportar la mitad del peso correspondiente. Teniendo en cuenta esto, tenemos que cada buje soporta un sexto del peso.

$$P' = 988555 [N] / 6$$

$$P' = 164759 [N]$$

La segunda hipótesis es a partir de las fuerzas que generan los cilindros de elevación (ANEXO 4.1), extraemos del anexo el valor de la fuerza máxima que ejerce el cilindro sobre el buje inferior, para cargar la estructura en el software de cálculo se utilizan las componentes x e y, también dadas por la tabla.

$$F_{MÁX} = 489 [kN]$$

$$F_{MÁX-X} = 485 [kN]$$

$$F_{MÍN-Y} = 60 [kN]$$

Teniendo en cuenta los dos bujes que corresponden al apoyo:

$$F'_{MÁX-X} = 342,5 [kN]$$

$$F'_{MÍN-Y} = 30 [kN]$$

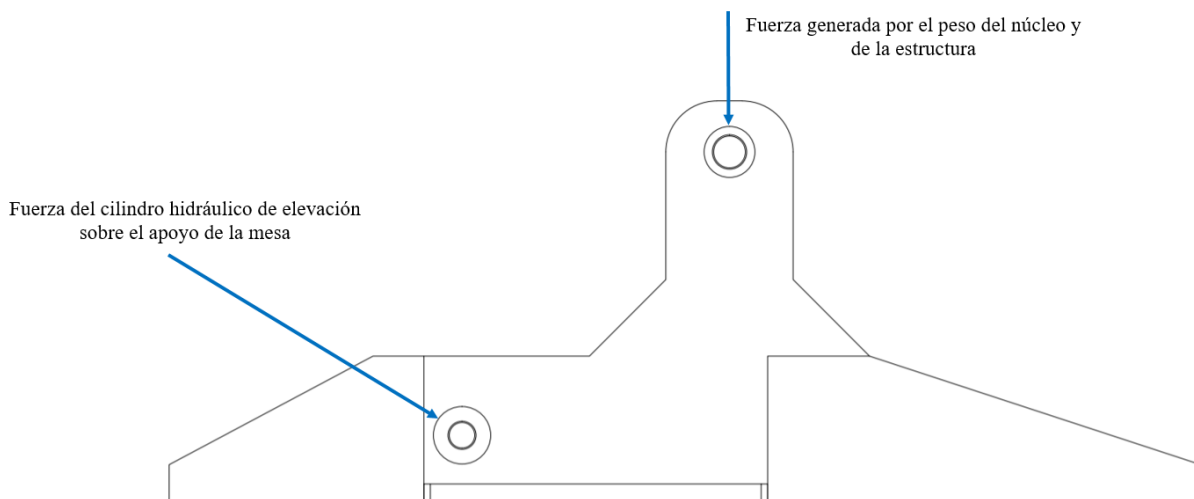


Fig. 66 FUERZAS SOBRE EL APOYO DE LA MESA

GEOMETRÍA

Para realizar la verificación, la geometría se generó como una combinación de elementos de superficies y elementos sólidos (“*SOLID MECHANICS*” y “*SHELL*”), esto se debe a que en el proceso de verificación se tiene la necesidad de estudiar en mayor detalle las tensiones generadas en los puntos de contacto (bujes superiores e inferiores).

Teniendo en cuenta la simetría del conjunto, sólo se modeló una mitad del apoyo.

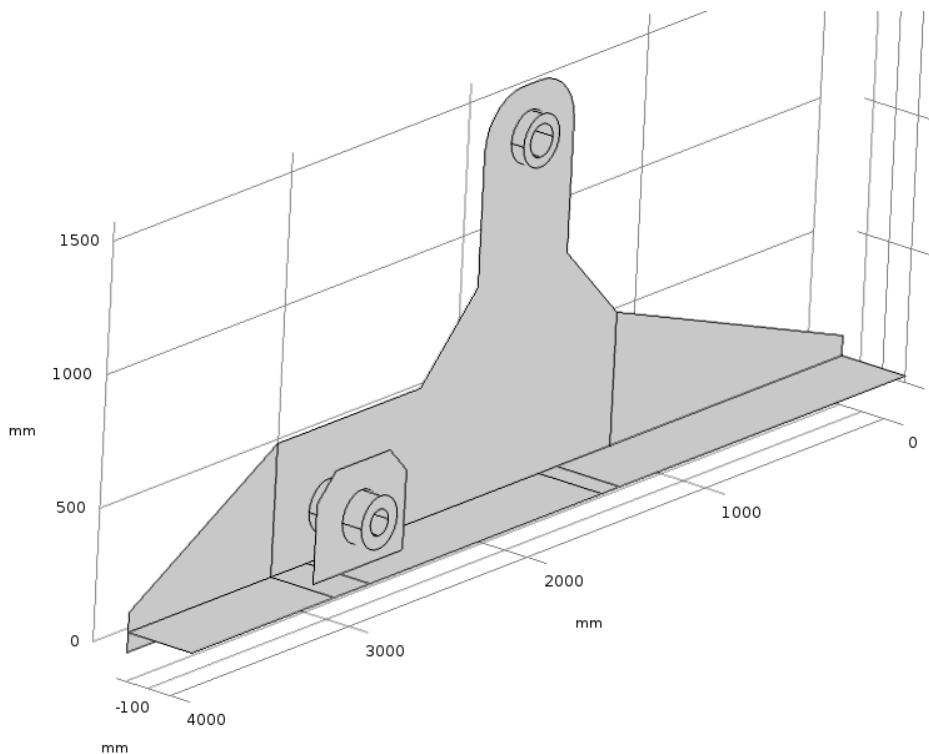


Fig. 67 APOYO MODELADO CON SHELL Y SIMETRÍA

CONDICIONES DE BORDE

En la siguiente imagen, los bordes resaltados en azul simulan una condición de empotramiento, en la realidad estos bordes estarán en contacto con el suelo de la fábrica. Se elige el empotramiento ya que instalada la mesa, la misma debe fijarse al suelo para asegurar que no existan desplazamientos de la estructura durante el izaje.

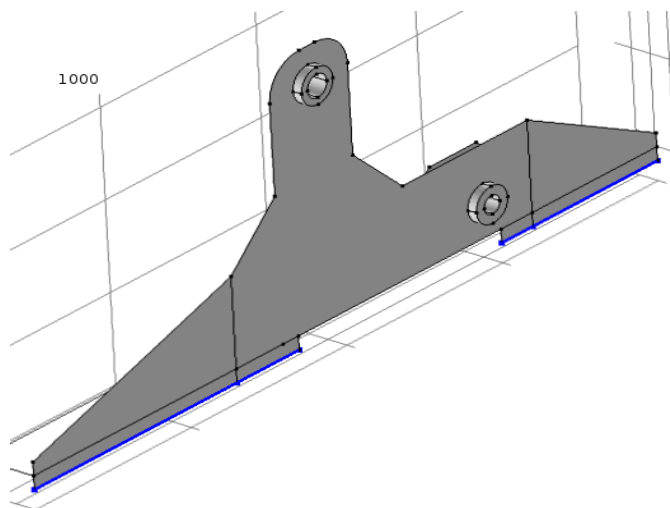


Fig. 68 CONDICIÓN DE BORDE DEL APOYO DE LA MESA

Además se asignó la condición correspondiente, a los elementos que se encuentran en el plano de simetría del modelo.

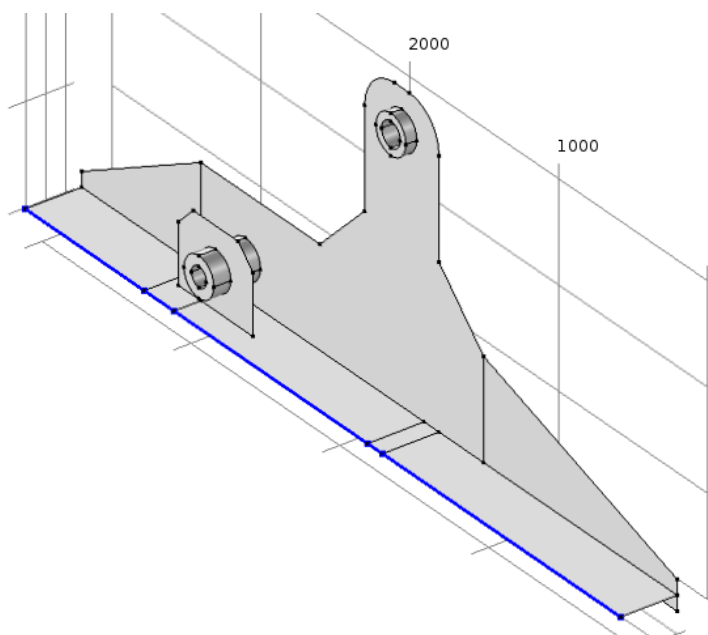


Fig. 69 BORDES PERTENECIENTES AL PLANO DE SIMETRÍA DEL MODELO

CONDICIONES DE CARGA

A continuación se asignan sobre los dominios sombreados en azul del buje superior y del buje inferior, las dos hipótesis de carga, con las componentes descritas anteriormente.

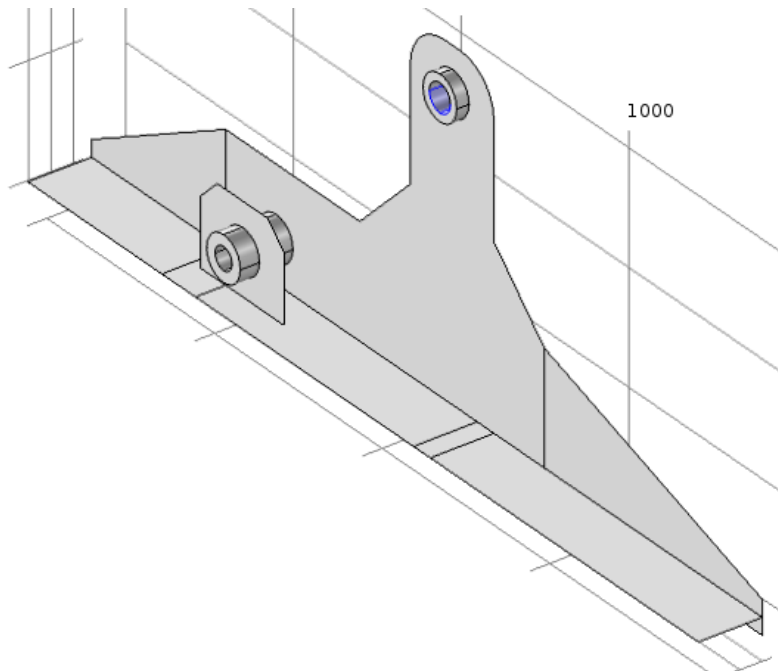


Fig. 70 HIPÓTESIS DE CARGA N° 1

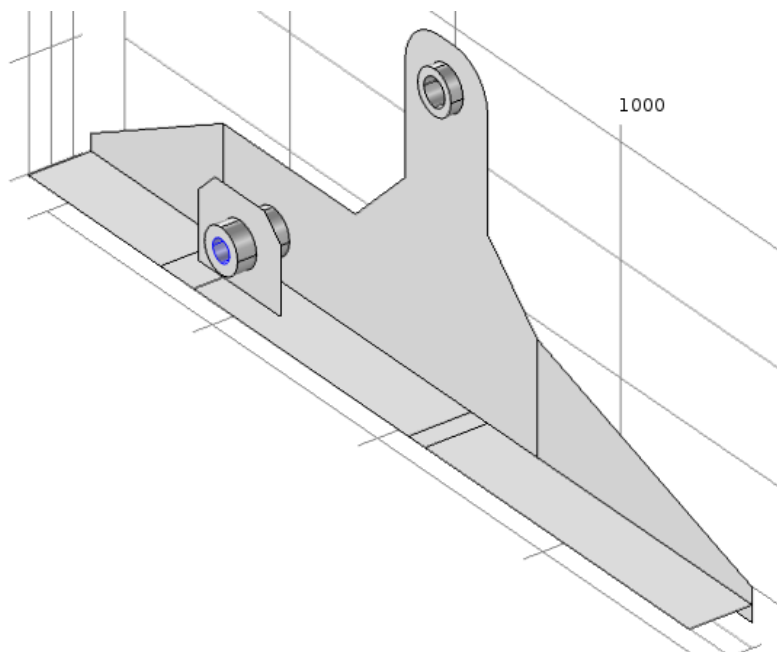


Fig. 71 HIPÓTESIS DE CARGA N° 2

MALLADO

El mallado del modelo continuó con el mismo concepto de los componentes verificados anteriormente. Se tienen tres tamaños de elementos, el primero de mayor tamaño en las placas de los extremos del apoyo, el segundo de un tamaño intermedio en la placa central y en las zonas donde se presentaron mayores tensiones (bujes), se refina considerablemente el mallado para tener mayor certeza en los resultados.

Las imágenes a continuación son a modo ilustrativo, esto se debe a que el tamaño de la pieza es mucho mayor al tamaño de los elementos empleados, lo que no permite mostrar una imagen nítida del mallado.

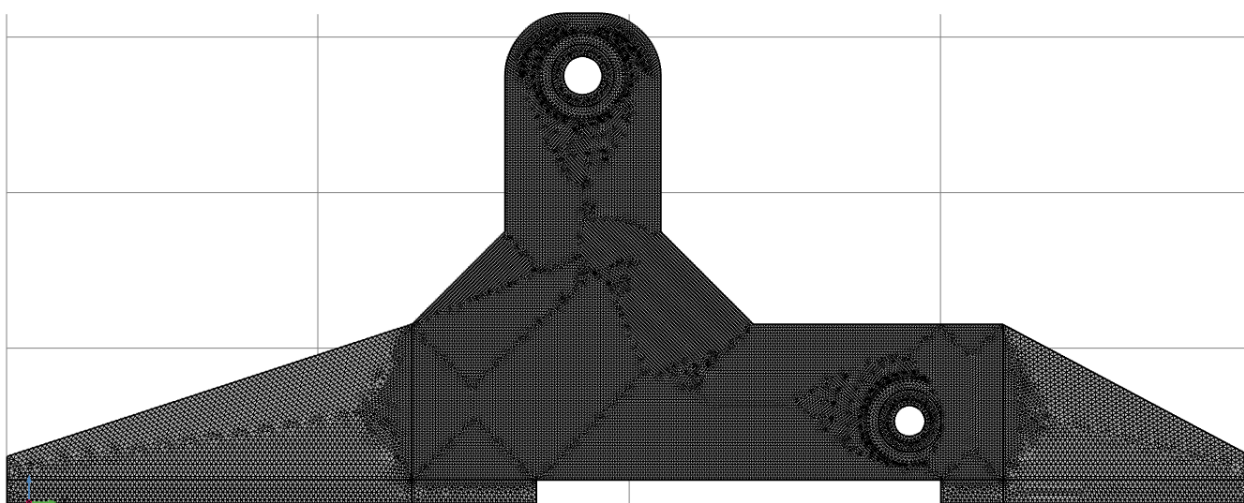


Fig. 72 APOYO DE MESA MALLADO

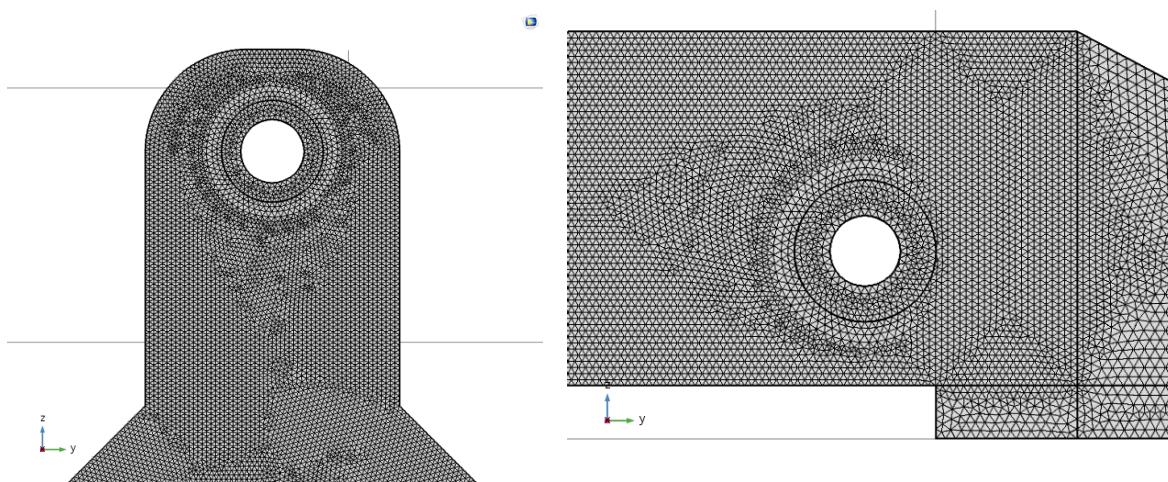


Fig. 73 DETALLES DE MALLADO LOS BUJES

Discretización: Tetraedral, variable en tamaño

Número de elementos: 62.503

Número de nodos: 39.897

RESULTADOS

Desplazamientos

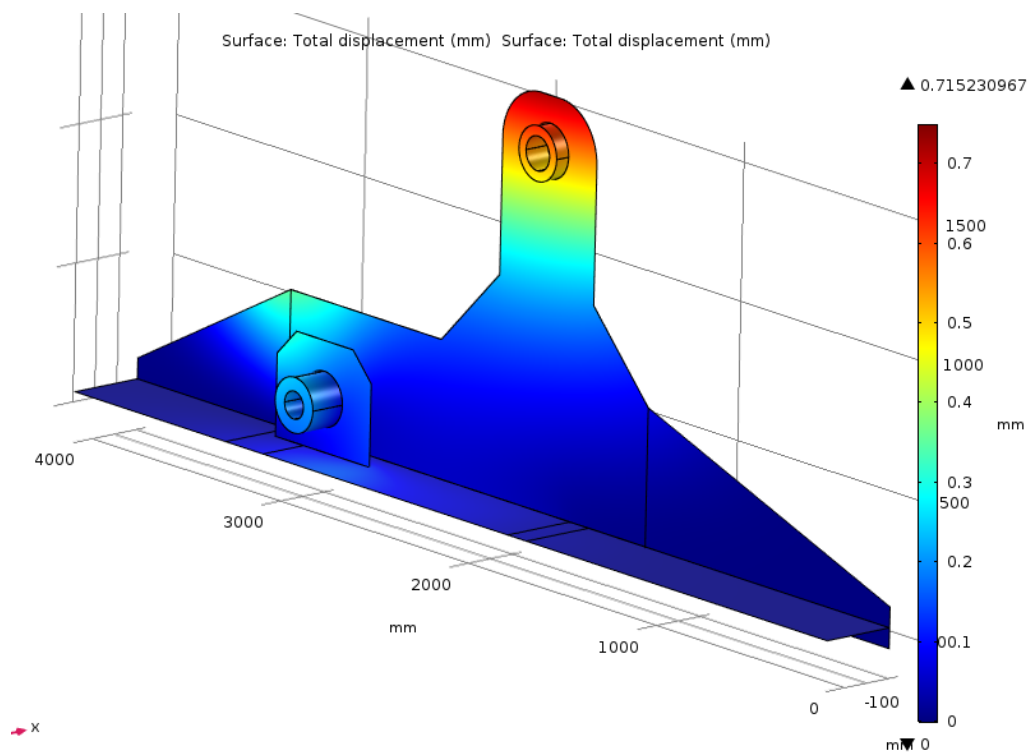


Fig. 74 DESPLAZAMIENTOS APOYO DE LA MESA

En este caso mostramos los resultados totales, se observa que el mayor desplazamiento de la estructura es de 0,71[mm]. Este valor no presenta ningún inconveniente en el funcionamiento normal de la máquina.

Tensiones

Con respecto a las tensiones, el software nos permite mostrar los resultados del SHELL y SOLID por separado, los cuales se muestran a continuación.

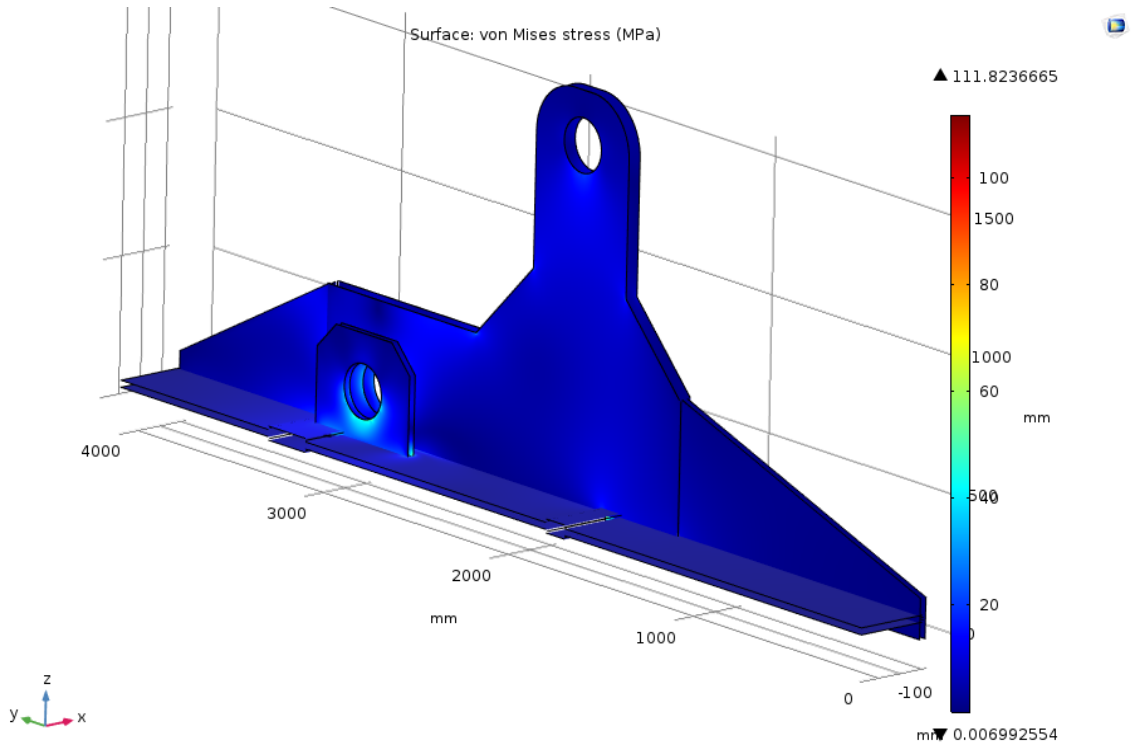


Fig. 75 TENSIONES DEL MODELO "SHELL"

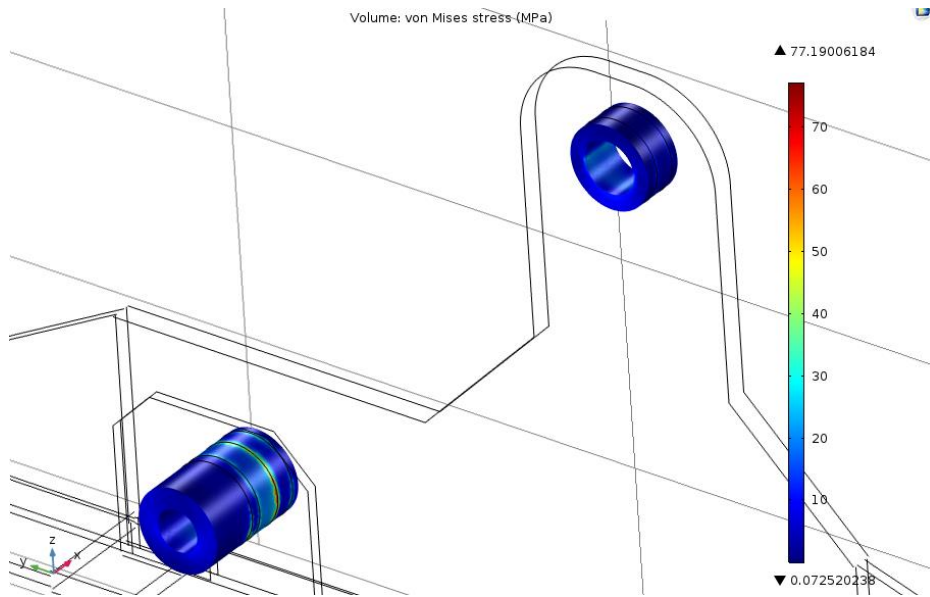


Fig. 76 TENSIONES DEL MODELO "SOLID"

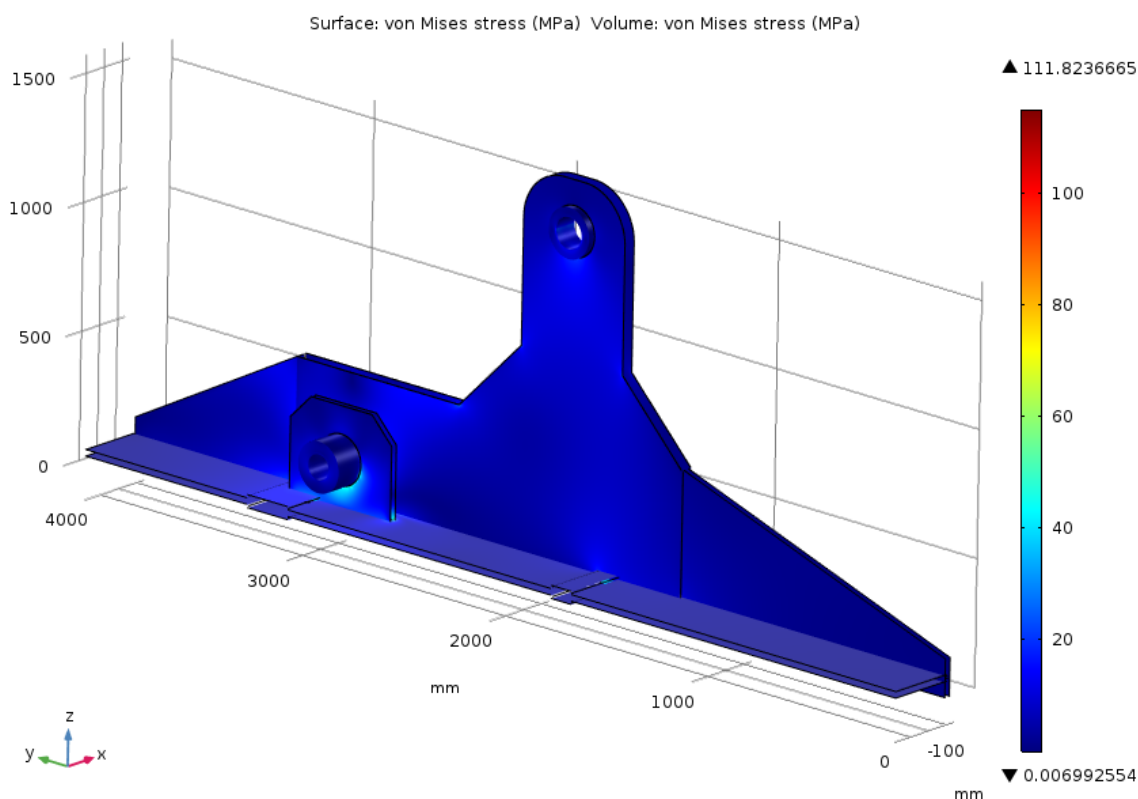


Fig. 77 TENSIONES DEL MODELO COMPLETO (SHELL+SOLID)

De los gráficos de tensiones mostrados anteriormente se observa que la máxima tensión del modelo corresponde a:

$$\sigma_{VM} = 111,8 \text{ [MPa]}$$

Teniendo en cuenta el límite de fluencia del material y la definición del coeficiente de seguridad, éste resulta:

$$\sigma_{adm} = 353 \text{ [MPa]}$$

$$C_S = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{VM}}$$

$$C_S = 3,15$$

El valor del coeficiente de seguridad obtenido se considera aceptable.

Para concluir este capítulo, cabe destacar que al finalizar el primer modelo de la mesa, se realizaron los cálculos para los actuadores hidráulicos (siguiente capítulo), lo cual generó una retroalimentación del primer diseño. Tomadas las modificaciones se llegó al modelo final verificado en este capítulo.

SISTEMA HIDRÁULICO DE LA MESA DE APILADO

A continuación tendremos una breve introducción a los conceptos básicos de la hidráulica, para luego continuar con los sistemas hidráulicos calculados para la movilidad de la mesa de apilado. Los cálculos se basan en el dimensionamiento de los cilindros necesarios para el correcto funcionamiento de la mesa.

INTRODUCCIÓN A LOS SISTEMAS HIDRÁULICOS

Un sistema hidráulico trabaja en base a la presión ejercida en un fluido a partir del cual se fuerza una acción mecánica. Estos sistemas hidráulicos están compuestos de una bomba para comprimir el fluido, líneas para llevarlo, un cilindro donde se bombea el fluido, un pistón impulsado por la presión del líquido en el cilindro, una válvula de alivio, un depósito, un conjunto de filtros de aceite y las válvulas de mando.

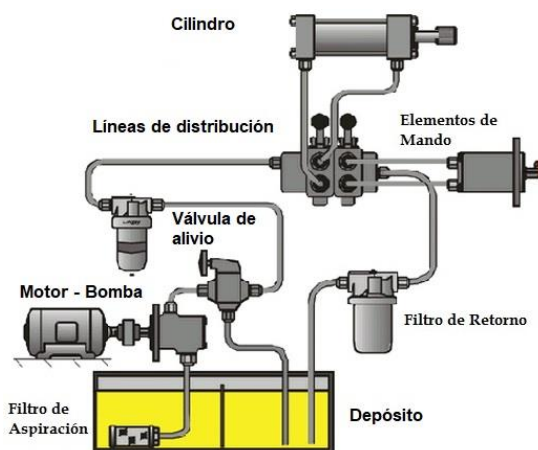


Fig. 78 ELEMENTOS DE UN SISTEMA HIDRÁULICO

Las ventajas que nos llevaron a elegir este sistema son:

- Los sistemas hidráulicos permiten desarrollar un rango de fuerzas muy elevado.
- Permiten una regulación continua de la fuerza.
- Son elementos muy flexibles y pueden adaptarse a cualquier geometría, gracias a la flexibilidad de los conductos que conducen el aceite hidráulico hasta los actuadores.

- Los actuadores o cilindros hidráulicos son elementos reversibles (pueden actuar en uno u otro sentido) y, además, permiten ser frenados durante la marcha. A su vez, son elementos seguros, haciendo posible su enclavamiento en caso de producirse una avería o una fuga del fluido hidráulico.
- Estos sistemas tienen una baja velocidad de accionamiento, lo cual fue una gran ventaja para nuestro trabajo debido a que esto nos evita tener problemas con el movimiento brusco del núcleo y su inercia.

Como todo sistema, también presenta desventajas:

- Comparado con el sistema neumático, resulta mucho más costoso.
- Costo de mantenimiento elevado.

Las partes que componen un actuador son:

- Sellos hidráulicos: se encargan de bloquear el paso de aceite de una cavidad a la otra dentro del cilindro.
- Cilindro: contiene el aceite a alta presión, debe ser muy resistente.
- Vástago: es el encargado de transmitir la fuerza generada por la presión de aceite.
- Pistón: es el empujado por el flujo de entrada y salida de aceite, se encuentra solidario al vástago.



Fig. 79 PARTES DE UN ACTUADOR HIDRÁULICO

Los actuadores hidráulicos más comunes:

- Simple efecto: el fluido hidráulico empuja en una sola dirección el pistón del cilindro y, luego, se retrotrae por gravedad o por la acción de una fuerza externa. Se identifican por tener una sola conexión hidráulica.
- Doble efecto: utiliza la fuerza del fluido para mover el pistón en ambas direcciones, comúnmente es el más utilizado. Posee dos conexiones hidráulicas, una en la parte superior (contrae el pistón) y otra en la parte inferior (extrae el pistón).

- Telescópico: es un cilindro de simple efecto. Su ventaja es que pueden colocarse en espacios pequeños, contiene dos émbolos concéntricos. Son comúnmente usados en grúas.

Existen actuadores especiales con construcciones más complejas, no solamente como el conjunto pistón-cilindro sino que también existen motores hidráulicos y bombas hidráulicas.

HIDRÁULICA DE LA MESA DE APILADO

El sistema elegido para automatizar el proceso de elevación de nuestra máquina fue el sistema hidráulico, el mismo presenta tres conjuntos de actuadores hidráulicos. Se elige este mecanismo debido a la fuerza necesaria para mover las piezas, el espacio disponible y la precisión que proporcionan estos sistemas. Es totalmente descartado el sistema neumático para este proyecto, debido a sus limitaciones de fuerzas máximas y precisión.

El primer conjunto de cilindros es el encargado de erguir la mesa, el mismo consta de tres cilindros ubicados por debajo de las columnas soportes. Su posición fue calculada de modo que todas las componentes de la fuerza contribuyan durante el proceso de elevación. Este grupo es el de mayores dimensiones debido a que debe levantar el peso del núcleo y de las vigas.

El segundo conjunto está compuesto de tres actuadores, ubicados cada uno entre las placas de rotación. Se encuentran solidarios a las vigas A y a las vigas de la base móvil. Una vez finalizado el apilado del núcleo, tienen la función de elevar la base de la ele desde la posición horizontal a la posición vertical dejando en contacto la base con los prensa yugos inferiores.

El tercer conjunto tiene la función de anclar la base móvil en posición vertical para generar una base de apoyo para el núcleo a medida que pasa a su posición vertical. En este caso no es necesario una gran fuerza hidráulica, el parámetro de diseño es un diámetro de eje con las dimensiones necesarias para soportar un gran esfuerzo de corte.

CILINDROS DE LAS VIGAS DE ELEVACIÓN

Para comenzar con el cálculo de los cilindros de elevación partimos nombrando los variables que influyen el sistema:

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN	UNIDAD
P	Peso a elevar	[N]
$X'cg$	Distancia desde el punto de momento al centro de gravedad en la dirección x' de la viga	[mm]
$Y'cg$	Distancia desde el punto de momento al centro de gravedad en la dirección y' de la viga	[mm]
F	Fuerza del cilindro	[N]
Xc	Distancia entre el punto de momento y el anclaje del cilindro en la dirección x	[mm]
Yc	Distancia entre el punto de momento y el anclaje del cilindro en la dirección y	[mm]
Cx	Distancia auxiliar	[mm]
Cy	Distancia auxiliar	[mm]
L1	Longitud desde el punto pivote a la viga de A	[mm]
L2	Longitud de apoyo del núcleo sobre la viga A	[mm]
L3	Distancia entre la viga A y el punto donde se ejerce la fuerza del cilindro	[mm]
L4	Distancia auxiliar	[mm]
θ	Ángulo de rotación de la mesa (viga A respecto a la horizontal)	[°]
α	Ángulo auxiliar entre el triángulo L2 y L4	[°]
η	Ángulo entre de rotación respecto a L4	[°]
β	Ángulo de rotación del cilindro (cilindro a la horizontal)	[°]
ϕ	Ángulo de proyección de la fuerza del cilindro sobre los ejes de la viga A	[°]

Para realizar los cálculos se tuvieron en cuenta las siguientes consideraciones:

- Se realiza el cálculo tomando como referencia el núcleo de mayor tamaño, de esta forma quedan verificados los núcleos de menor peso.
- En el peso de la mesa se considera el conjunto completo excepto los apoyos de la mesa, ya que no influyen en el proceso de elevación.
- Para simplificar la hipótesis de carga, se divide el peso en partes iguales para cada uno de los cilindros.
- El centro de gravedad se calcula en el plano medio de los cilindros, utilizando el software de modelado 3D.

- Se desprecian las fuerzas generadas por los rozamientos en los puntos de contacto con los bujes.
- Para simplificar los cálculos, las fuerzas se proyectaron sobre un sistema de ejes principales y las distancias se mantuvieron constantes en un sistema de ejes relativo al punto pivot de la viga.

Fijadas las variables de cálculo, realizamos un esquema representativo del modelo en estudio. A continuación, en la primera imagen se observa un croquis del diseño final de la máquina en una posición de 45° respecto a la horizontal. En la segunda imagen, se tiene el esquema que representa el conjunto de rotación, la viga A y el cilindro hidráulico. El punto A, es el punto en cual se calculará el momento y así obtener la fuerza necesaria para la elevación.

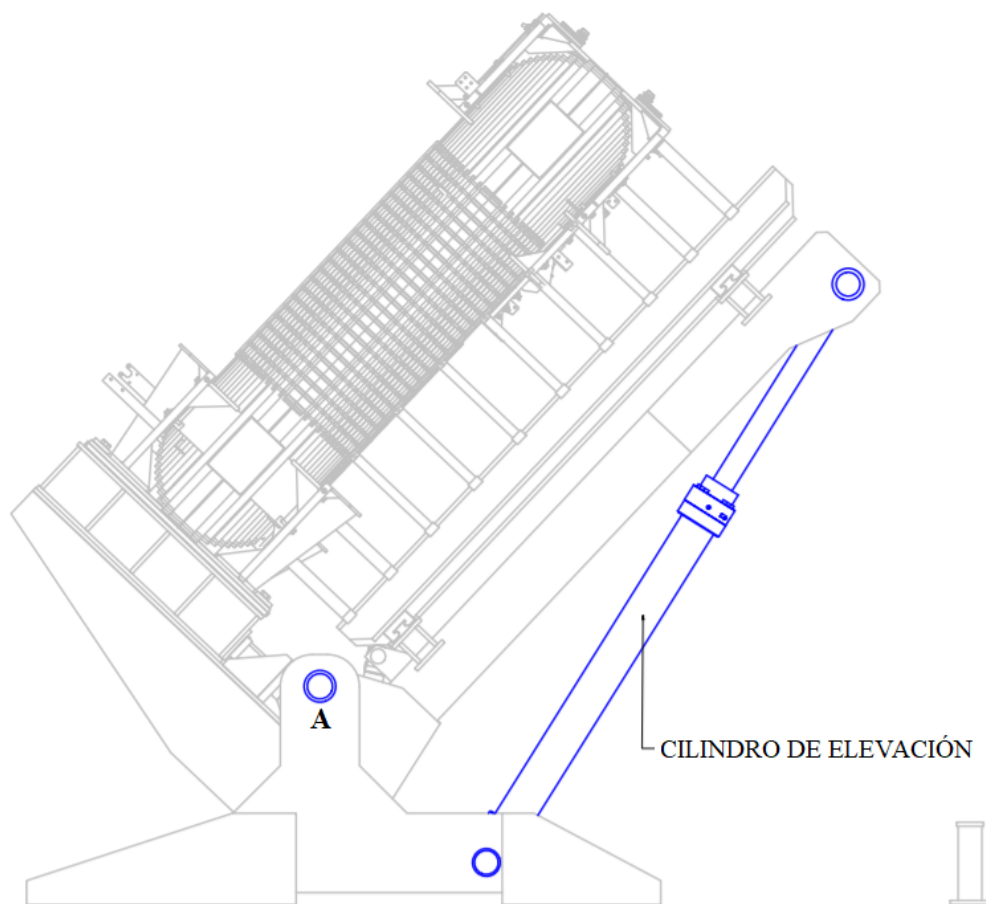


Fig. 80 CILINDROS DE ELEVACIÓN

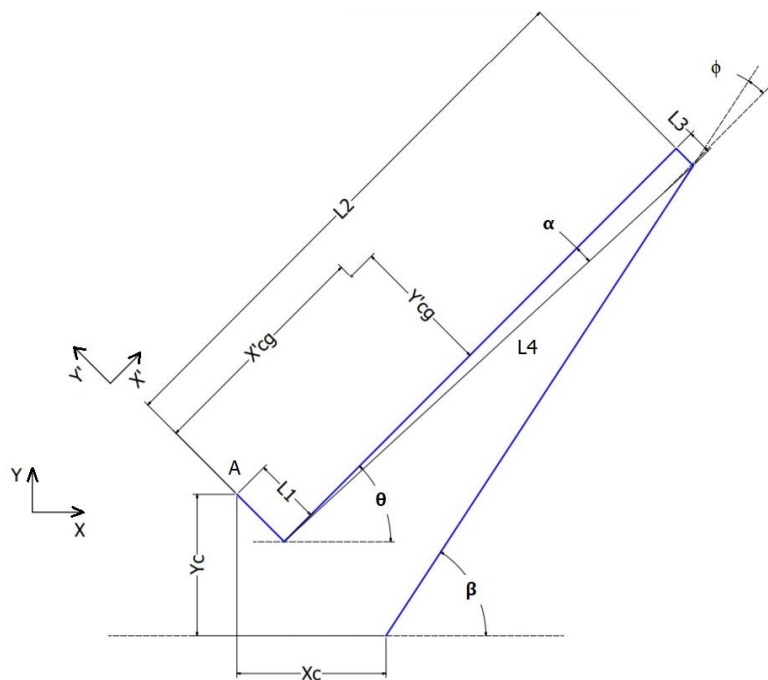


Fig. 81 ESQUEMA CONJUNTO DE ELEVACIÓN

Primero calculamos el ángulo α , el cual se mantiene fijo durante el proceso.

$$\alpha = \text{atan}\left(\frac{L3}{L4}\right)$$

Utilizando fórmulas trigonométricas encontramos la relación entre los ángulos β , ϕ y η con respecto al ángulo θ :

$$\eta = \theta - \alpha$$

Siendo C_x y C_y distancias auxiliares para encontrar la relación trigonométrica.

$$C_x = Y_c - L4 * \sin(\theta)$$

$$C_y = X_c - L4 * \cos(\theta)$$

$$\beta = \frac{L4 * \sin(\eta) + C_y}{L4 * \cos(\eta) + C_x}$$

$$\phi = \theta - \beta$$

El ángulo ϕ nos permite proyectar sobre la coordenada x' e y' de la viga la fuerza del actuador. Este grupo de cilindros actúan como bielas, por lo que a priori sabemos que la dirección de la fuerza será la misma que la dirección del cilindro.

Estudiando las fuerzas intervinientes, se obtiene a través de un análisis de momento, la expresión de la fuerza que debe ejercer cada uno de los cilindros hidráulicos para cada instante del izaje del núcleo:

$$\Sigma M_A = 0$$

$$\cos(\phi) * (L1 + L3) * F + \sin(\phi) * L2 * F - P_y * X_{CG} + P_x * Y_{CG} = 0$$

$$(\cos(\varphi) * (L1 + L3) + \text{sen}(\varphi) * L2) * F - P_Y * X_{CG} + P_x * Y_{CG} = 0$$

$$(\cos(\varphi) * (L1 + L3) + \text{sen}(\varphi) * L2) * F = P_Y * X_{CG} - P_x * Y_{CG}$$

$$F = \frac{P_Y * X_{CG} - P_x * Y_{CG}}{\cos(\varphi) * (L1 + L3) + \text{sen}(\varphi) * L2}$$

Siendo la fuerza ejercida por cada cilindro:

$$F = \frac{P_Y * X_{CG} - P_x * Y_{CG}}{\cos(\varphi) * (L1 + L3) + \text{sen}(\varphi) * L2} / 3$$

El siguiente paso fue analizar esta fórmula, entendiendo de qué manera y en qué magnitud afecta la modificación de cada uno de los parámetros, se buscan las relaciones que impliquen una disminución de la fuerza ejercida por los actuadores. De esta forma se disminuye el tamaño necesario de cada uno de los actuadores y por ende se disminuyen los costos del sistema.

Las relaciones analizadas fueron:

- Bajar la distancia X_{cg} , equivalente a acercar el centro de gravedad al punto de momento.
- Aumentar la distancia Y_c , equivalente a levantar el centro de gravedad, disminuye la fuerza necesaria.
- Disminuir $L3$, subir el punto que conecta la viga de elevación con la cabeza del cilindro.

Analizadas las relaciones anteriormente mencionadas, se llega a los valores finales expresados en la siguiente tabla:

L1 [mm]	L2 [mm]	L3 [mm]	L4 [mm]	α [RAD]	X_c [mm]	Y_c [mm]
497	4130	180	4134	0,043	1050	1110

Con estos valores se retroalimentó el modelo final de la mesa.

El peso para realizar los cálculos corresponde al total del utilizado para dimensionar los apoyos de la mesa:

$$P = 988555 [N]$$

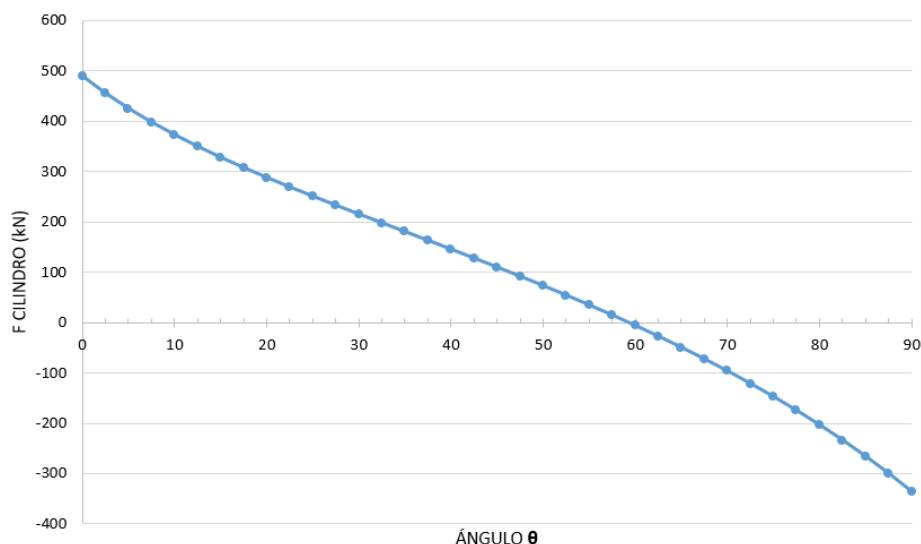
Se calculan los valores para cada una de las posiciones que toma la mesa durante el proceso de elevación (ANEXO 4.1), a partir del anexo se generan gráficos para dar una noción clara de los resultados obtenidos.

Del anexo se obtiene el valor máximo y mínimo de fuerza que debe ejercer cada actuador hidráulico.

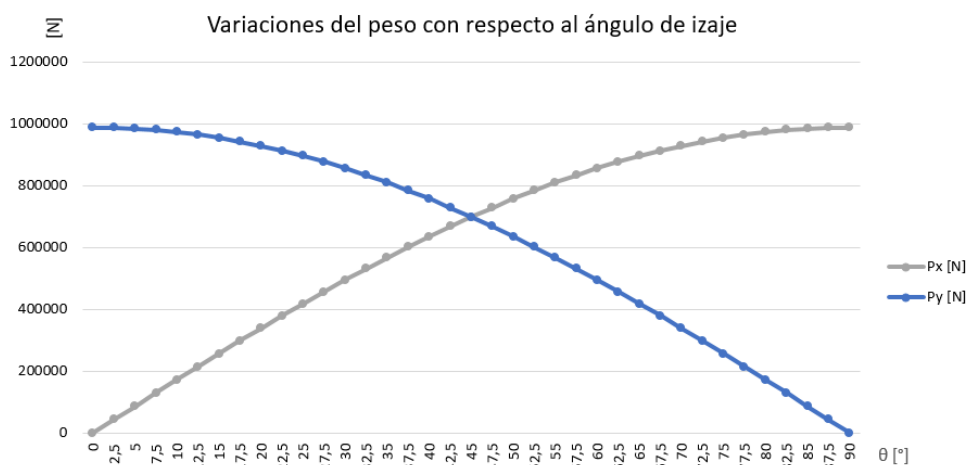
$$F_{MÁX} = 489 \text{ [kN]}$$

$$F_{MÍN} = -336 \text{ [kN]}$$

FUERZA CILINDRO ELEVACIÓN



Se observa claramente que, en un principio, el cilindro realiza su mayor esfuerzo empujando la viga de elevación. A medida que transcurre el izaje, la fuerza ejercida disminuye hasta encontrar un punto de inflexión. A partir de los 60°, aproximadamente, el centro de gravedad pasa del otro lado del punto A, lo que produce que el peso ayude a llegar a la posición vertical. Este cambio en la dirección del peso provoca que el cilindro deje de actuar como impulsor y pase a actuar como amortiguador, controlando la llegada del núcleo a la posición vertical.



En este gráfico observamos como la componente vertical del peso en la posición horizontal es máxima y a medida que se eleva el núcleo va decreciendo, hasta llegar al punto en que se iguala con la componente horizontal. Al finalizar el proceso se invierten las magnitudes de las componentes.

SELECCIÓN CILINDRO DE ELEVACIÓN

Con la fuerza obtenida en el capítulo anterior se procede a seleccionar de catálogo un cilindro adecuado para el trabajo. Tomamos como consideración adicional el espacio disponible dado por el diseño, el cilindro debe caber dentro de las columnas de elevación que tienen un ancho interior máximo de 300 [mm].

Luego de analizar los distintos productos que encontramos en el mercado, elegimos los cilindros fabricados por la empresa “Bosch Rexroth”, que se dedica a elementos hidráulicos de gran porte.

El actuador fue seleccionado de tabla (ANEXO 4.2).

Modelo: CDH2-MP5

Ø Pistón: 200 [mm]

Ø Vástago: 140 [mm]

Carrera: 2000 [mm]

P de trabajo: 250 [bar]



Fuerza máxima en tracción es de 785,25 [kN], cumple con nuestro requerimiento

Un dato no menor es la velocidad máxima que alcanza este actuador 0.08 [m/s], ante una avería en pleno izaje, el cilindro nunca podrá superar esta velocidad.

CILINDROS DE ELEVACIÓN BASE MÓVIL

Para el cálculo de este conjunto, fue necesario utilizar el peso de la base móvil, la cual será impulsada desde la posición horizontal a vertical, para luego enclavarse en las placas de rotación. Uno de los grandes limitantes en la selección fue el espacio disponible, estos cilindros se ubican entre las placas del conjunto de rotación.

Similar al capítulo anterior se comienza fijando las variables del problema:

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN	UNIDAD
P	Peso de la base móvil	[N]
X'_{cg}	Distancia desde el punto de momento al centro de gravedad en la dirección x' de la viga	[mm]
Y'_{cg}	Distancia desde el punto de momento al centro de gravedad en la dirección y' de la viga	[mm]
F	Fuerza del cilindro	[N]
X₁	Distancia entre el punto de momento y el anclaje del cilindro en la viga de elevación, en la dirección x	[mm]
Y₂	Distancia entre el punto de momento y el anclaje del cilindro en la viga de elevación, en la dirección y	[mm]
Y'_{f1}	Brazo de palanca rotación-viga	[mm]
Y'_{f2}	Brazo de palanca viga-anclaje cilindro	[mm]
α	Ángulo entre las líneas medias de la viga y el cilindro	[°]
β	Ángulo de rotación de la viga con respecto a la horizontal	[°]
ϕ	Ángulo entre la horizontal de la mesa y el cilindro	[°]

Las consideraciones que se tuvieron en este caso, fueron las siguientes:

- Para simplificar la hipótesis de carga, se divide el peso en partes iguales para cada uno de los cilindros.
- El centro de gravedad se calcula en el plano medio de los cilindros utilizando la herramienta de diseño.
- Se desprecian las fuerzas generadas por los rozamientos en los puntos de contacto con los bujes.
- Para simplificar los cálculos, las fuerzas se proyectaron sobre un sistema de ejes principales y las distancias se mantuvieron constantes en un sistema de ejes relativo al punto pivot de la viga.

Con las variables fijas, generamos el croquis que representa el subconjunto de la mesa en estudio. En la primera imagen observamos el plano de la viga solidaria al conjunto de rotación y solidaria a la viga C por medio del actuador hidráulico.

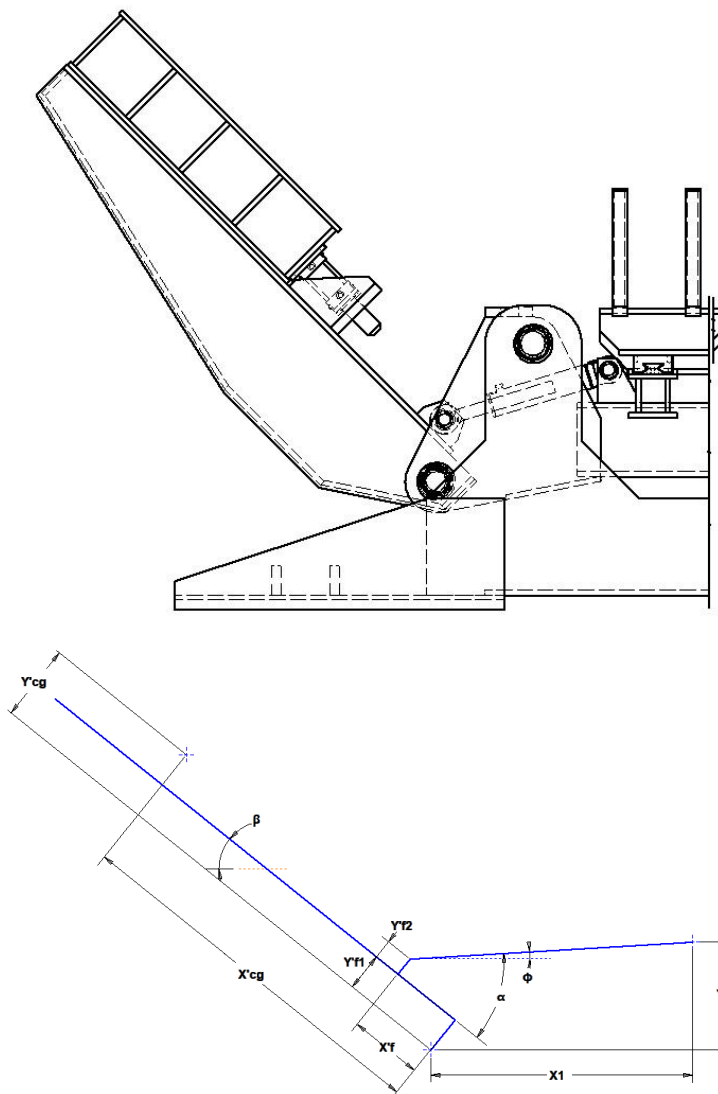


Fig. 82 ESQUEMA BASE MÓVIL

Utilizando fórmulas trigonométricas encontramos la relación de variación de α y β con respecto a ϕ .

$$\phi = \text{atan}\left(\frac{Y_1 - Y'_{f1} * \cos(\beta) - X'_f * \sin(\beta) - Y'_{f2} * \cos(\beta)}{X_1 - Y'_{f1} * \sin(\beta) + X'_f * \cos(\beta) - Y'_{f2} * \sin(\beta)}\right)$$

$$\alpha = \beta + \phi$$

El cilindro, así como en el capítulo anterior, funciona como una biela, por lo tanto la fuerza ejercida seguirá la dirección del actuador. El ángulo α nos permite proyectar la fuerza

sobre la línea media de la viga, de esta manera simplificamos los cálculos, las componentes varían en magnitud, pero siempre a una distancia constante del centro de momento.

Tomamos momento en el punto A, para obtener la fórmula que tenga como resultado el valor de la fuerza del actuador en todo el trayecto de la viga, desde la posición horizontal hasta la posición vertical.

$$\Sigma M_A = 0$$

$$\sin(\alpha) * X_f * F + \cos(\alpha) * (Y'_{f1} + Y'_{f2}) * F = P_y * X'_{cg} - P_x * Y'_{cg}$$

$$(\sin(\alpha) * X_f + \cos(\alpha) * (Y'_{f1} + Y'_{f2})) * F = P_y * X'_{cg} - P_x * Y'_{cg}$$

$$F = \frac{P_y * X'_{cg} - P_x * Y'_{cg}}{\sin(\alpha) * X_f + \cos(\alpha) * (Y'_{f1} + Y'_{f2})}$$

La fuerza correspondiente a cada cilindro queda definida por la siguiente fórmula:

$$F = \frac{P_y * X'_{cg} - P_x * Y'_{cg}}{\sin(\alpha) * X_f + \cos(\alpha) * (Y'_{f1} + Y'_{f2})} / 3$$

Se procede a analizar el comportamiento de la fuerza modificando los distintos parámetros. Buscando un resultado óptimo y teniendo en cuenta las limitaciones físicas donde se ubicaran los actuadores.

Los valores obtenidos quedan asentados en la siguiente tabla:

X ₁ [mm]	Y ₁ [mm]	X' _f [mm]	Y' _{f1} [mm]	Y' _{f2} [mm]	X' _{cg} [mm]	Y' _{cg} [mm]
1020	420	285	150	75	1460	300

Con estos valores se ajustó el modelo final de la mesa.

A modo conservativo, para los cálculos se tuvo en cuenta la totalidad del peso de la base móvil.

$$P = 5870 [kg] * 9.8[m/s^2]$$

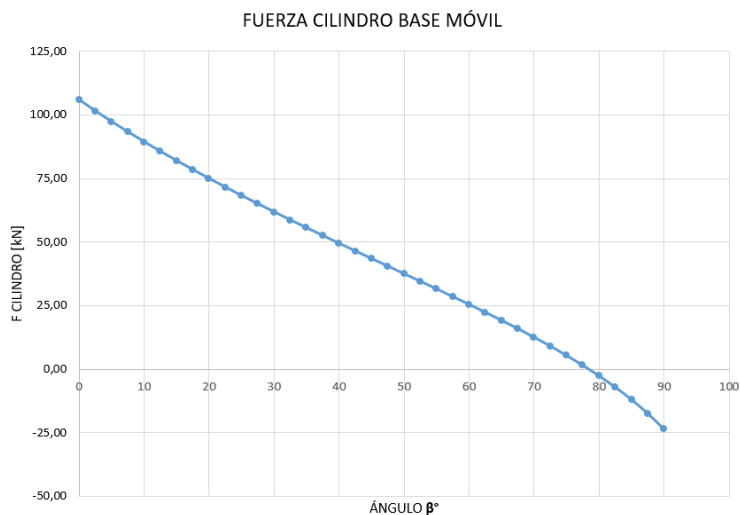
$$P = 57526 [N]$$

Se calculan los valores fuerza para cada una de las posiciones de la base móvil (ANEXO 4.3), se corresponden para la variación de ángulo β de 0° a 90°, de esta manera se obtiene el valor máximo y mínimo de la fuerza.

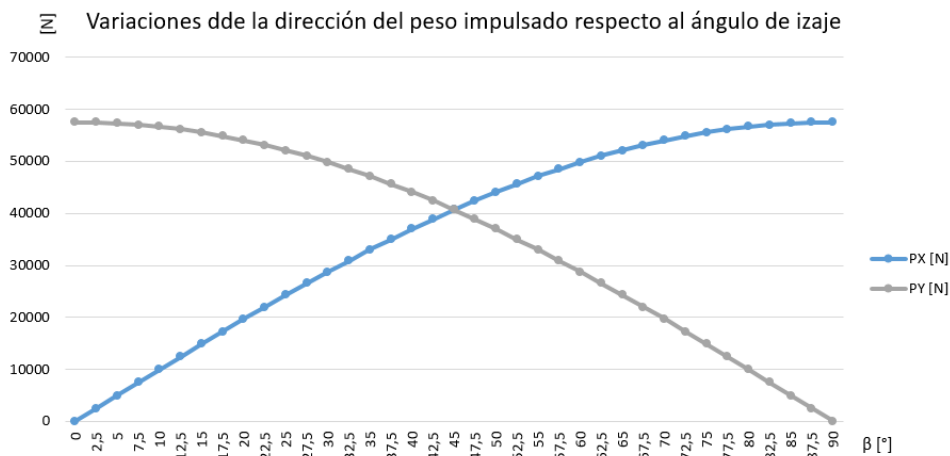
Con la tabla se generan las gráficas para comprender fácilmente el comportamiento de la fuerza necesaria para que el cilindro impulse la base móvil.

$$F_{MÁX} = 105 \text{ [kN]}$$

$$F_{MÍN} = -23,6 \text{ [kN]}$$



En la gráfica observamos como el cilindro comienza ejerciendo la mayor fuerza hasta que el ángulo β vale $77,5^\circ$, en ese punto de inflexión el cilindro comienza a ser quien amortigua el peso del conjunto hasta que este llega a 90° y hace tope con el conjunto de rotación, donde posteriormente quedará enclavado.



Como comprobación de la ecuación vemos como el peso total, pasa de estar en la dirección “y” de la viga a la dirección “x” de la misma.

SELECCIÓN CILINDRO DE LA BASE MÓVIL

Con la fuerza máxima calculada en el apartado anterior seleccionamos de catálogo el actuador que cumple con esas especificaciones de trabajo. Para este caso fue clave seleccionar el cilindro más compacto posible debido a la escasa disponibilidad de espacio dentro del pivot.

Encontramos en la marca “Bosch Rexroth”, el siguiente actuador, seleccionado de la tabla (ANEXO 4.4).



Modelo:	CDL2
Ø Pistón:	80 [mm]
Ø Vástago:	50 [mm]
Carrera:	400 [mm]
P de trabajo:	250 [bar]

La fuerza máxima en tracción es de 125.6 [kN], lo cual cumple con nuestro requerimiento

La razón de la elección de este modelo, se debe a que es más compacto que el resto de los modelos, por lo que este actuador se adaptó perfectamente a los requerimientos espaciales de nuestra máquina.

CILINDROS DE ANCLAJE BASE MÓVIL

El último conjunto de cilindros hidráulicos, se diferencia de los anteriores calculados, porque en este caso no es importante la fuerza que ejerce el cilindro. Para estos actuadores la fuerza que deben soportar, es al corte sobre el eje, por lo que se debe calcular un diámetro de eje adecuado.

El peso será la fuerza que generará el corte:

$$P = P \text{ Núcleo} + \text{Peso de la base móvil}$$

$$P = (84664 [kgf] + 5870 [kgf]) * 9.8 [m/s^2]$$

$$P = 90534 [kgf] * 9.8 [m/s^2]$$

$$P = 887233 [N]$$

Como cada conjunto de rotación cuenta con un anclaje, se divide este peso en tres:

$$P' = 887233 [N] / 3$$

$$P' = 295744 [N]$$

La tensión al corte se define por las siguientes fórmulas:

$$A = \frac{\pi * \phi^2}{4}$$

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

El material seleccionado de la tabla (ANEXO 3.1) es el acero serie F30, con un tensión máxima de fluencia de 294 MPA para un diámetro de 100 mm.

$$A = \frac{\pi * 100^2}{4} = 7854 [mm^2]$$

$$\sigma = \frac{295744}{7854} = 37.65 [MPa]$$

El coeficiente de seguridad para el eje es:

$$Cs = \frac{294}{37.65} = 7.8$$

El coeficiente de seguridad final, podría parecer alto, pero es totalmente correcto para el grado de criticidad que tienen estos ejes durante el proceso de elevación.

El cilindro seleccionado es de la marca Bosch Rexroth, modelo CD210, con las siguientes características, una carrera de 200 [mm] y un diámetro del pistón de 100 [mm].

A modo ilustrativo se muestra la siguiente imagen, se observa como el cilindro cuenta con cuatro refuerzos en sus esquinas.



ANÁLISIS COSTO

Para realizar el análisis de costos se debe tener en claro que tipos de costos afectan al producto final. Los mismos se dividen en:

- Mano de obra: tiene en cuenta las horas trabajadas por los operarios que deben cortar, soldar y pintar las piezas.
- Materia prima: este ítem abarca todo lo que sean placas de acero ya tratadas (cortadas, soldadas y pintadas).
- Accesorios comerciales: en este caso los elementos serán los actuadores hidráulicos y las guías de traslación de las vigas.
- Ingeniería: en este tipo de costo se considera el trabajo de cálculo necesario para realizar el diseño.

En este análisis no se tendrán en cuenta los costos de las conexiones hidráulicas, los sistemas de automatización (programación) y los costos de la instalación eléctrica, ya que exceden los alcances del proyecto integrador.

Debido a las dificultades en búsqueda de precios exactos para los cálculos, se utilizan estimaciones a grandes rasgos.

COSTO DE CALDERERÍA

La calderería comprende, dentro de la jerga de la fabricación de transformadores, a todo lo que sea de chapa de acero del producto. Por ejemplo, la cuba, la tapa y el tanque del transformador.

¿Por qué se cita la calderería?

Porque se utiliza este mismo concepto para la mesa de apilado, determinando el peso de chapas dentro de este producto, teniendo en cuentas las similitudes de fabricación entre la mesa y la cuba.

Debido a la vasta experiencia de la empresa Tubos Trans Electric con proveedores externos de la provincia de Córdoba dedicados a la fabricación de estructuras metálicas como: “Armoy S.A.”, “Radiadores Prats S.A.”, “Bertoto Buglione S.A.”, entre otros. Se tiene prorrateado un costo promedio de calderería. Este costo de calderería contempla:

- El costo del material.
- El costo de las operaciones necesarias en la materia prima (cortes de chapa, mecanizados, granallados, etc.).
- El costo de la pintura y demás aplicativos superficiales necesarios.
- El costo de la mano de obra para realizar el pintado de las piezas.

Si bien el costo final de calderería puede variar, finalmente cuando el proveedor realice la cotización, este es un muy buen punto de partida a la hora de calcular el costo de la estructura metálica de la mesa.

El costo por kilogramo de calderería es de:

$$COSTO DE 1[kg] DE CALDERERÍA = 6.20 USD$$

Teniendo el peso total de calderería de la mesa de apilado:

$$PESO DE CHAPA DE LA MESA DE APILADO = 13.125[kg]$$

El costo final de la calderería de la mesa de apilado es:

$$COSTO DE CALDERERÍA = 81.375 USD$$

COSTO ACCESORIOS COMERCIALES

Para las siguientes cotizaciones tomamos precios de referencia del mercado en dólares.

Elemento	Marca	Modelo	Cant.	Costo unit.	Costo Total
Actuador hidráulico	Bosch Rexroth	CDH1-MP5	3	2.500	7.500
Actuador hidráulico	Bosch Rexroth	CDL2	3	250	750
Actuador hidráulico	Bosch Rexroth	CD210	3	200	600
Sistema de traslación	THK	SRW 100LR	4	150	600
				TOTAL	9.950 USD

COSTOS DE INGENIERÍA

Aquí se incluye el costo ingenieril para generar el producto, en este caso el costo es único. Como referencia de cálculo se toma el precio por hora promedio de un estudio de ingeniería del mercado argentino.

Se tiene en cuenta que el proyecto se desarrolló a lo largo de tres meses con un promedio de cuatro horas diarias

$$90 \text{ días} \times 2 \text{ personas} \times 4 \text{ horas} \times 15 \text{ USD} = 10.800 \text{ USD}$$

COSTO TOTAL CALCULADO

El costo total de la mesa de apilado de núcleo se calculó de la siguiente forma, resultando:

$$CT = \text{COSTOS CALDERERIA} + \text{COSTOS ACCESORIOS} + \text{COSTOS DE INGENIERÍA}$$

$$CT = 81.375 \text{ USD} + 9.950 \text{ USD} + 10.800 \text{ USD}$$

$$\mathbf{COSTO TOTAL = 102.125 USD}$$

COSTO DE UNA MESA COMERCIAL GENÉRICA

Luego de una investigación de mercado se obtuvo el costo promedio de una mesa de apilado de núcleo con características similares a la diseñada. Para una de estas máquinas con capacidad para núcleos de hasta 100 toneladas, se tiene un costo aproximado de:

$$\mathbf{COSTO TOTAL COMERCIAL = 250.000 USD}$$

Cabe destacar que este costo se observó en máquinas impulsadas por un puente grúa. Por lo que el cliente que compre éste equipo, debe tener en cuenta que el puente grúa cuente con esta capacidad de izaje, y con el espacio requerido para poder operar de manera correcta. Este punto, frente a nuestro diseño, nos da una gran ventaja desde el punto de vista económico y funcional.

ESTUDIO DE INVERSIÓN

A continuación se presentará un estudio aproximado para la inversión inicial y el tiempo para recuperar lo invertido, esto se logrará comparando variables que afecten en la toma de decisiones sobre la viabilidad del proyecto.

Para llevar a cabo el estudio, primero es necesario dejar en claro algunos conceptos:

- Valor Actual Neto (VAN): es el valor o el capital que aporta el proyecto en términos absolutos, después de recuperar la inversión inicial y el costo del capital invertido.
- Tasa Interna de Retorno (TIR): es la rentabilidad del proyecto medido en términos porcentuales. Mide la rentabilidad por unidad de capital invertida y mantenida en el proyecto de inversión. En resumen, es la tasa de descuento que hace que el VAN sea 0.

En primera instancia se calculará el VAN a partir de la siguiente expresión:

$$VAN = I_0 + \frac{c_1}{(1+k)^1} + \frac{c_2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{c_n}{(1+k)^n}$$

Donde:

I_0 = Inversión inicial, se consideran 120.000 USD como la mesa de apilado completa con todos sus sistemas hidráulicos, mecánicos y electrónicos.

C_x = Flujo de caja correspondiente a cada período, suponemos un flujo constante de 100.000 USD.

Los valores de flujos de caja fueron estimaciones, debido a que no fue posible acceder a dicha información. Dejando en claro que, estos valores no están relacionados con la empresa TTE.

t = Período (1, 2, 3, 4, 5)

k = tasa de descuento, se considera 0,20 (promedio de tasas Banco de la Nación Argentina).

El período de evaluación serán 5 años, por ser un equipo de muy larga duración.

PROYECTO N°1: “Adquisición de la mesa desarrollada en el presente trabajo”

$$VAN = -120.000 + \frac{100.000}{(1+0,20)^1} + \frac{100.000}{(1+0,20)^2} + \frac{100.000}{(1+0,20)^3} + \frac{100.000}{(1+0,20)^4} + \frac{100.000}{(1+0,20)^5}$$

$$VAN = \$179.061,21 \text{ USD}$$

Para calcular la TIR sólo debemos igualar el VAN a 0.

$$0 = I_0 + \frac{c_1}{(1+k)^1} + \frac{c_2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{c_n}{(1+k)^n}$$

$$TIR = 0,79$$

PROYECTO N°2: “Adquisición de la mesa comercial”

$$VAN = -250.000 + \frac{100.000}{(1+0,20)^1} + \frac{100.000}{(1+0,20)^2} + \frac{100.000}{(1+0,20)^3} + \frac{100.000}{(1+0,20)^4} + \frac{100.000}{(1+0,20)^5}$$

$$VAN = \$49.061,21 \text{ USD}$$

Igualando el VAN a 0 para obtener la TIR.

$$0 = I_0 + \frac{c_1}{(1+k)^1} + \frac{c_2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{c_n}{(1+k)^n}$$

$$TIR = 0,29$$

En comparación, comprar una nueva máquina arroja los siguientes resultados, para un mismo período:

$$VAN = \$49.061,21 \quad TIR = 0,29$$

En conclusión, al ser positivos los valores del VAN y de la TIR en ambos proyectos, esto nos indica que ambos son rentables. Los valores más altos dados por el proyecto de diseño indican su mayor rentabilidad frente a la compra de una máquina.

CONCLUSIÓN

Finalizado el diseño, se obtuvo un producto de alta calidad, el cual fija el punto de partida para futuros proyectos integrados que puedan aportar la parte electrónica, generando los comandos necesarios, para el correcto funcionamiento de la mesa de apilado.

El proyecto nos permitió comprender la forma en la cual debemos abordar futuros desafíos, entendiendo las etapas que se deben recorrer para llegar a la solución del problema, esto es entender el problema, informarse sobre las normas que rigen aquello que deseamos solucionar, buscar las alternativas, desarrollar la mejor solución y verificar nuestra solución.

La mesa diseñada fue limitada por sus productos de menor y mayor tamaño. El primero, el núcleo de 40 [MVA] nos limitó el menor desplazamiento que tienen las vigas de traslación. El segundo de 215 [MVA], nos indicó la mayor carga que resiste la mesa de apilado.

Con las verificaciones realizadas, queda demostrada la gran efectividad que tiene el método de los elementos finitos en la generación de prototipos. La aplicación del MEF nos permitió observar claramente los problemas en nuestros primeros modelos, y de la misma manera mejorar el diseño.

Finalmente queremos expresar que los conocimientos adquiridos durante la carrera de Ingeniería Mecánica han sido fundamentales para el desarrollo del presente proyecto integrador. Poder llegar a nuestro producto final nos demostró cómo hemos desarrollado nuestras capacidades y como hemos adquirido herramientas fundamentales para nuestra vida profesional.

ANEXOS

TABLA 3.1

Norma IRAM-IAS U 500-42: chapas de acero al carbono, laminadas en caliente, para uso estructural.

NORMAS	CALIDAD	CARACTERISTICAS MECANICAS UNIDAS			USOS
		RTmin (Mpa)	Emin (Mpa)	A%(Lo:50mm)	
IRAM-IAS U500-42	F22	363-513	216	26	ACEROS PARA USOS GENERAL Y ESTRUCTURAL
IRAM-IAS U500-42	F24	412-562	235	24	
IRAM-IAS U500-42	F30	490-640	294	22	
IRAM-IAS U500-42	F36	510-660	353	22	
ASTM	A36	400-550	250	21	
ASTM	A203 (GC)	380-515	205	25	
ASTM	A572 (G70)	450	345	21	
ENS235JR(DIN)	(ST37)	340-470	235	26(A%:5,65 So)	
ENS235JR(DIN)	(ST42)	410-560	275	22(A%:5,65 So)	
ENS235JR(DIN)	(ST52)	490-630	355	22(A%:5,65 So)	

TABLA 3.2

CASOS DE PANDEO.

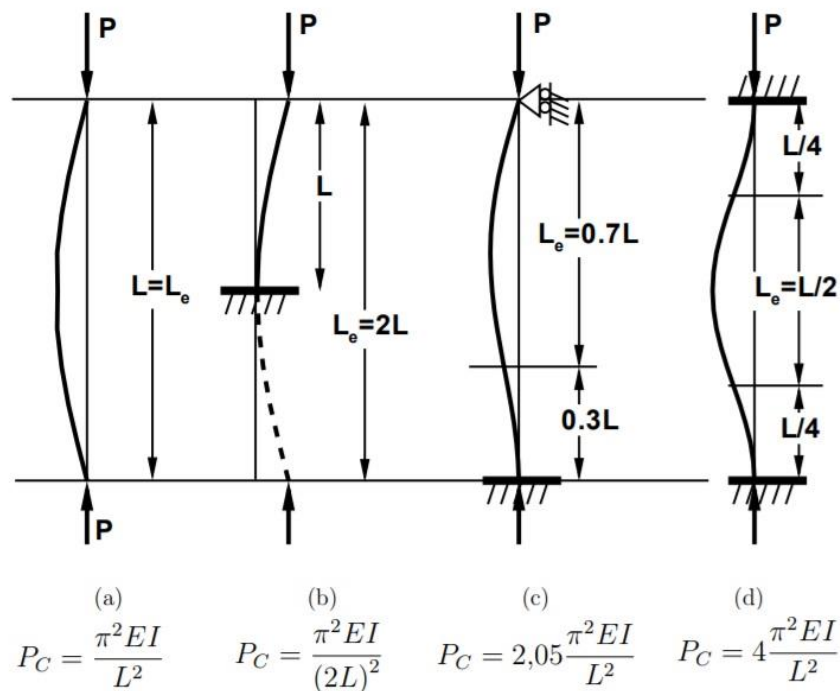
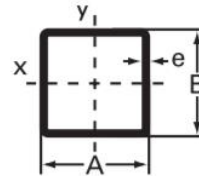


TABLA 3.3

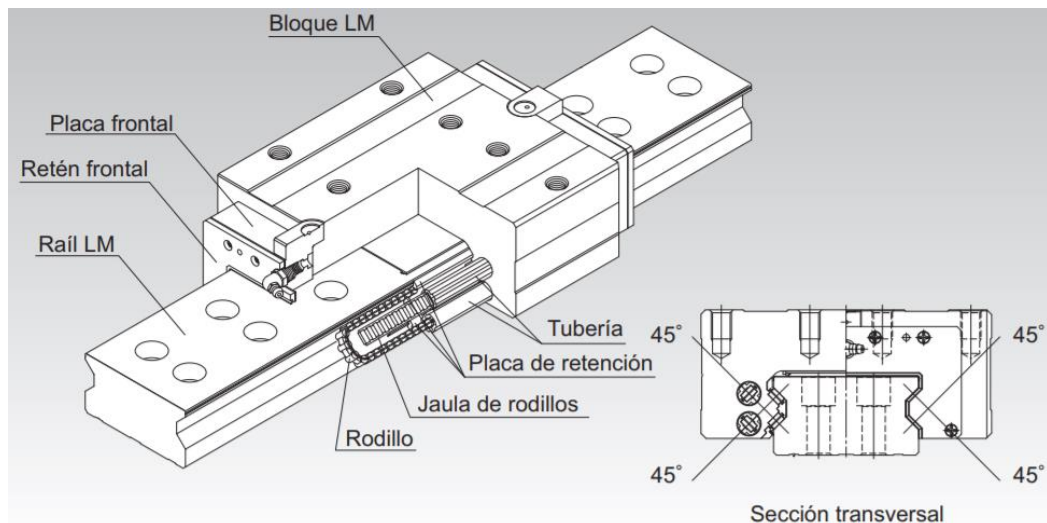
Catálogo de “Tubos Argentinos”, tubos de sección cuadrada.



DIMENSIÓN Size	ESPESOR Thickness e	RADIO Radius	PESO Weight	AREA DE LA SECCIÓN Sectional Area	MOMENTO DE INERCIA Moment of Inertia	MÓDULO DE INERCIA Elastic Modulus	RADIO DE GIRO Gyration Radius
A x B	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
50 x 50	2.00	3.00	2.960	3.840	14.771	5.908	1.961
	2.50	3.75	3.645	4.750	17.911	7.165	1.942
	3.20	4.80	4.564	5.990	21.970	8.788	1.915
	4.00	6.00	5.562	7.360	26.153	10.461	1.885
	4.75	7.13	6.445	8.598	29.663	11.865	1.857
60 x 60	1.60	2.40	2.900	3.738	21.261	7.087	2.385
	2.00	3.00	3.588	4.640	26.064	8.682	2.369
	2.50	3.75	4.430	5.750	31.745	10.582	2.350
	3.20	4.80	5.569	7.270	39.218	13.073	2.323
	4.00	6.00	6.818	8.960	47.070	15.690	2.292
	4.75	7.13	7.936	10.498	53.802	17.934	2.264
70 x 70	5.15	7.73	8.512	11.299	57.155	19.052	2.249
	1.60	2.40	3.402	4.378	34.153	9.758	2.793
	2.00	3.00	4.216	5.440	41.961	11.989	2.777
	2.50	3.75	5.215	6.750	51.328	14.665	2.758
	3.20	4.80	6.574	8.550	63.736	18.210	2.730
	4.00	6.00	8.074	10.560	76.947	21.985	2.699
	4.75	7.13	9.428	12.398	88.438	25.268	2.671
	5.15	7.73	10.129	13.359	94.227	26.922	2.656
	6.35	9.53	12.148	16.167	110.250	31.500	2.611

TABLA 3.4

Catálogo THK. Modelo SRW.



Descripción del modelo	Dimensiones externas			Dimensiones del bloque LM													H ₃
	Altura	Ancho	Longitud	B	B ₁	C	S×ℓ	L ₁	T	K	N	E	e ₀	f ₀	D ₀	Engrasador	
	M	W	L	B	B ₁	C	S×ℓ	L ₁	T	K	N	E	e ₀	f ₀	D ₀		
SRW 70LR	70	135	190	115	34	80	M10×20	142	20	62	20	16	7	19	5,2	B-PT1/8	8
SRW 85LR	80	165	235	140	40	95	M12×19	179,2	28	70	22	16	9	19,5	5,2	B-PT1/8	10
SRW 100LR	100	200	303	172	50	110	M14×20	229,8	20	88,5	27	16	9	26	5,2	B-PT1/8	11,5
SRW 130LR	130	260	350	220	65	140	M20×35	250,8	30	114	25	16	15	42	8,2	B-PT1/8	16
SRW 150LR	150	300	395	260	75	200	M20×40	280,2	35	134	28,8	16	15	53	8,2	B-PT1/4	16

Unidad: mm

Dimensiones del raíl LM							Capacidad de carga básica		Momento estático admisible kN-m*					Masa	
Ancho W ₁ 0-0,05	W ₂	W ₃	Altura	Paso	Longitud* d ₁ ×d ₂ ×h Máx.	C kN	C ₀ kN	M _A 		M _B 		M _C 	Bloque LM kg	Raíl LM kg/m	
			M ₁	F				1 bloque	Bloques dobles	1 bloque	Bloques dobles	1 bloque			
70	32,5	28	37	52,5	11×17,5×14	3090	115	256	6,13	32,2	6,13	32,2	10,2	6,3	18,6
85	40	32	43	60	14×20×17	3060	167	366	10,8	57	10,8	57	17,5	11,0	26,7
100	50	38	54	75	16×23×20	3000	278	599	22,7	120	22,7	120	33,9	21,6	35,9
130	65	52	71	90	18×26×22	3000	497	990	45,3	239	45,3	239	74,2	41,7	61,0
150	75	60	77	105	24×35×28	3000	601	1170	60	319	60	319	101,6	65,1	74,4

TABLA 4.1

Valores de la fuerza del cilindro de elevación.

θ [°]	η [°]	Cx [mm]	Cy [mm]	β [°]	Px [N]	Py [N]	ϕ [°]	F [N]	F [kN]	Fx [N]	Fy [N]
0	-2,496	1110,00	553,00	7,041	0	988555	7,041	489462	489	485771	59998
2,5	0,004	1088,32	553,47	10,306	43120	987614	7,806	455620	456	451399	61880
5	2,504	1066,68	554,89	13,502	86158	984793	8,502	425419	425	420744	62894
7,5	5,004	1045,13	557,25	16,630	129032	980098	9,130	398105	398	393061	63170
10	7,504	1023,70	560,55	19,692	171661	973537	9,692	373095	373	367770	62810
12,5	10,004	1002,43	564,78	22,689	213962	965122	10,189	349928	350	344409	61901
15	12,504	981,37	569,93	25,623	255857	954871	10,623	328234	328	322608	60510
17,5	15,004	960,55	576,00	28,497	297264	942802	10,997	307714	308	302063	58697
20	17,504	940,02	582,97	31,312	338106	928938	11,312	288121	288	282524	56514
22,5	20,004	919,81	590,83	34,070	378304	913306	11,570	269252	269	263780	54004
25	22,504	899,96	599,57	36,775	417781	895935	11,775	250933	251	245653	51209
27,5	25,004	880,51	609,16	39,429	456464	876859	11,929	233019	233	227987	48163
30	27,504	861,50	619,59	42,033	494278	856114	12,033	215382	215	210650	44901
32,5	30,004	842,96	630,83	44,590	531150	833739	12,090	197914	198	193524	41453
35	32,504	824,93	642,88	47,103	567012	809777	12,103	180515	181	176503	37848
37,5	35,004	807,45	655,70	49,573	601794	784273	12,073	163101	163	159493	34115
40	37,504	790,53	669,28	52,004	635431	757277	12,004	145591	146	142407	30279
42,5	40,004	774,23	683,57	54,396	667858	728839	11,896	127912	128	125165	26367
45	42,504	758,57	698,57	56,752	699014	699014	11,752	109997	110	107692	22403
47,5	45,004	743,57	714,23	59,074	728839	667858	11,574	91780	92	89914	18414
50	47,504	729,28	730,53	61,363	757277	635431	11,363	73198	73	71763	14422
52,5	50,004	715,70	747,45	63,622	784273	601794	11,122	54188	54	53170	10453
55	52,504	702,88	764,93	65,851	809777	567012	10,851	34688	35	34067	6530
57,5	55,004	690,83	782,96	68,054	833739	531150	10,554	14633	15	14386	2680
60	57,504	679,59	801,50	70,230	856114	494278	10,230	-6042	-6	-5946	-1073
62,5	60,004	669,16	820,51	72,382	876859	456464	9,882	-27409	-27	-27002	-4704
65	62,504	659,57	839,96	74,511	895935	417781	9,511	-49541	-50	-48860	-8186
67,5	65,004	650,83	859,81	76,617	913306	378304	9,117	-72520	-73	-71604	-11491
70	67,504	642,97	880,02	78,704	928938	338106	8,704	-96435	-96	-95324	-14593
72,5	70,004	636,00	900,55	80,770	942802	297264	8,270	-121384	-121	-120121	-17460
75	72,504	629,93	921,37	82,819	954871	255857	7,819	-147476	-147	-146105	-20063
77,5	75,004	624,78	942,43	84,850	965122	213962	7,350	-174836	-175	-173400	-22366
80	77,504	620,55	963,70	86,864	973537	171661	6,864	-203605	-204	-202146	-24335
82,5	80,004	617,25	985,13	88,864	980098	129032	6,364	-233945	-234	-232503	-25931
85	82,504	614,89	1006,68	-89,151	984793	86158	5,849	-266041	-266	264656	27110
87,5	85,004	613,47	1028,32	-87,180	987614	43120	5,320	-300113	-300	298820	27825
90	87,504	613,00	1050,00	-85,222	988555	0	4,778	-336416	-336	335247	28024

TABLA 4.2

Tabla extraída del catálogo Bosch RS 17335/7.17.

Diámetros, áreas, fuerzas, caudales

Pistón	Vástago	Relación de superficies	Áreas			Fuerza para 250 bar ¹⁾			Caudal para 0,1 m/s ²⁾			Longitud de carrera máxima disponible
			Pistón	Vástago	Anillo	Presión	Dif.	Tracción	Desconectado	Dif.	Conectado	
ØAL mm	ØMM mm	φ A_1/A_3	A_1 cm ²	A_2 cm ²	A_3 cm ²	F_1 kN	F_2 kN	F_3 kN	q_{V1} l/min	q_{V2} l/min	q_{V3} l/min	mm
40	25 28	1,64 1,96	12,56	4,90 6,16	7,65 6,40	31,40	12,25 15,40	19,12 16,00	7,5	2,9 3,7	4,6 3,8	2000
50	32 36	1,69 2,08	19,63	8,04 10,18	11,59 9,45	49,10	20,12 25,45	28,98 23,65	11,8	4,8 6,1	7,0 5,7	2000
63	40 45	1,67 2,04	31,17	12,56 15,90	18,61 15,27	77,90	31,38 39,75	46,52 38,15	18,7	7,5 9,5	11,2 9,2	2000
80	50 56	1,66 1,96	50,26	19,63 24,63	30,63 25,63	125,65	49,07 61,55	76,58 64,10	30,2	11,8 14,8	18,4 15,4	2000
100	63 70	1,66 1,96	78,54	31,16 38,48	47,38 40,06	196,35	77,93 96,20	118,42 100,15	47,1	18,7 23,1	28,4 24,0	3000
125	80 90	1,69 2,08	122,72	50,24 63,62	72,48 59,10	306,75	125,62 159,05	181,13 147,70	73,6	30,1 38,2	43,5 35,4	3000
140	90 100	1,70 2,04	153,94	63,62 78,54	90,32 75,40	384,75	159,05 196,35	225,70 188,40	92,4	38,2 47,1	54,2 45,3	3000
160	100 110	1,64 1,90	201,06	78,54 95,06	122,50 106,00	502,50	196,35 237,65	306,15 264,85	120,6	47,1 57,0	73,5 63,6	3000
180	110 125	1,60 1,93	254,47	95,06 122,72	159,43 131,75	636,17	237,65 306,80	398,52 329,37	152,7	57,0 73,6	95,7 79,1	3000
200	125 140	1,64 1,96	314,16	122,72 153,96	191,44 160,20	785,25	306,80 384,90	478,45 400,35	188,5	73,6 92,4	114,9 96,1	3000
220	140 160	1,68 2,12	380,1	153,96 201,0	226,2 179,1	950,3	384,9 502,6	565,5 447,7	228,1	92,4 120,7	135,7 107,4	6000
250	160 180	1,69 2,08	490,8	201,0 254,4	289,8 236,4	1227,2	502,6 636,2	724,5 590,0	294,5	120,7 152,7	173,8 141,8	6000

TABLA 4.3

Valores de la fuerza del cilindro de cierre de la base móvil.

β°	PX [N]	PY [N]	ϕ°	α°	F [kN]
0	0	57526	8,50	8,50	105,79
2,5	2509	57471	8,03	10,53	101,42
5	5014	57307	7,58	12,58	97,23
7,5	7509	57034	7,15	14,65	93,20
10	9989	56652	6,73	16,73	89,31
12,5	12451	56162	6,33	18,83	85,55
15	14889	55566	5,95	20,95	81,89
17,5	17298	54864	5,59	23,09	78,34
20	19675	54057	5,24	25,24	74,88
22,5	22014	53147	4,92	27,42	71,50
25	24312	52136	4,62	29,62	68,19
27,5	26563	51026	4,35	31,85	64,94
30	28763	49819	4,10	34,10	61,74
32,5	30909	48517	3,87	36,37	58,60
35	32996	47123	3,68	38,68	55,50
37,5	35020	45638	3,51	41,01	52,44
40	36977	44067	3,37	43,37	49,40
42,5	38864	42413	3,27	45,77	46,39
45	40677	40677	3,20	48,20	43,40
47,5	42413	38864	3,16	50,66	40,41
50	44067	36977	3,17	53,17	37,44
52,5	45638	35020	3,21	55,71	34,45
55	47123	32996	3,29	58,29	31,45
57,5	48517	30909	3,42	60,92	28,43
60	49819	28763	3,59	63,59	25,37
62,5	51026	26563	3,80	66,30	22,27
65	52136	24312	4,07	69,07	19,10
67,5	53147	22014	4,38	71,88	15,84
70	54057	19675	4,75	74,75	12,48
72,5	54864	17298	5,16	77,66	8,98
75	55566	14889	5,64	80,64	5,32
77,5	56162	12451	6,16	83,66	1,44
80	56652	9989	6,74	86,74	-2,70
82,5	57034	7509	7,38	89,88	-7,18
85	57307	5014	8,08	93,08	-12,08
87,5	57471	2509	8,83	96,33	-17,51
90	57526	0	9,64	99,64	-23,64

TABLA 4.4

Tabla extraída del catálogo Bosch RS 17335/08.08

Piston ØAL mm	Piston rod ØMM mm at a nominal pressure of		Area ratio ϕ A_1/A_3	Areas		Force generated by pressure ¹⁾ F_1 kN at a nominal pressure of		Traction force ¹⁾ F_3 kN at a nominal pressure of		Flow at 0.1 m/s ²⁾		Max. available stroke length mm
	160 bar	250 bar		Piston A_1 cm ²	Ring A_3 cm ²	160 bar	250 bar	160 bar	250 bar	Off q_{v1} l/min	On q_{v3} l/min	
25	14	-	1,46	4,91	3,37	7,85	-	5,39	-	2,94	2,02	600
32	18	-	1,46	8,04	5,50	12,86	-	8,79	-	4,82	3,30	800
40	22	-	1,43	12,56	8,76	20,10	-	14,02	-	7,54	5,26	1000
	-	25	1,64		7,65	-	31,40	-	19,13		4,59	
50	28	-	1,46	19,63	13,47	31,40	-	21,55	-	11,78	8,08	1200
	-	32	1,69		11,59	-	49,06	-	28,97		6,95	
63	36	-	1,49	31,16	20,98	49,85	-	33,57	-	18,69	12,59	1400
	-	40	1,68		18,60	-	77,89	-	46,49		11,16	
80	45	-	1,46	50,24	34,34	80,38	-	54,95	-	30,14	20,61	1700
	-	50	1,64		30,62	-	125,60	-	76,54		18,37	
100	56	-	1,46	78,50	53,88	125,60	-	86,21	-	47,10	32,33	2000
	-	63	1,66		47,34	-	196,25	-	118,36		28,41	
125	70	-	1,46	122,66	84,19	196,25	-	134,71	-	73,59	50,51	2300
	-	80	1,69		72,42	-	306,64	-	181,04		43,45	
160	-	100	1,64	200,96	122,46	-	502,40	-	306,15	120,58	73,48	2600
200	-	125	1,64	314,00	191,34	-	785,00	-	478,36	188,40	114,81	3000

PLANOS

- PLANO DE CONJUNTO – PS 00-0 (GENERADO)
- PLANO BASE DE MESA – PS 10
- PLANO APOYO TOPE MESA – PS 11
- PLANO VIGA CENTRAL A FIJA – PS 21
- PLANO VIGA LATERAL A MÓVIL – PS 22
- PLANO VIGA C – PS 23 (GENERADO)
- PLANO VIGA B1 – PS 24-1
- PLANO VIGA B2 – PS 24-2
- PLANO BASE MÓVIL – PS 30
- PLANO SOPORTE DE ALTURA FIJA – PS 41
- PLANO SOPORTE DE ALTURA VARIABLE – PS 42
- PLANO EJE INFERIOR CILINDRO DE ELEVACIÓN – PS 51
- PLANO EJE SUPERIOR CIL. DE ELEVACIÓN – PS 61
- PLANO EJE DE FIJACIÓN VIGA C-BASE MESA – PS 71
- PLANO EJE DE FIJACIÓN VIGA C-BASE MÓVIL – PS 81
- PLANO EJE DE FIJACIÓN CIL. BASE MÓVIL – PS 91

BIBLIOGRAFÍA

- {1} Felipe Roca Ravell, Óleo-Hidráulica Básica, Alfaomega.
- {2} Cátedra Cálculo Estructural, Manual Cálculo Estructural I, Argentina, 2017 (UNC).
- {3} Cátedra Cálculo Estructural, Manual Cálculo Estructural II, Argentina, 2017 (UNC).
- {4} James Gere-Stephen Timoshenko, Resistencia de Materiales, EEUU., 5ta Edición, 2002.
- {5} William D. Callister, Ciencia e ingeniería de los materiales, EEUU., 1ra Edición, 1995.
- {6} Richard G. Budynas, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, EEUU., 8va. Edición, 2008.
- {7} Robert L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, EEUU., 4ta. Edición, 2006.
- {8} Walter Ries, Transformadores Fundamentos para o projeto e cálculo, Brasil, EDIPUCRS, 2007.
- {9} Instructivo de armado de núcleo I-FAB-09-P1, Tubos Trans Electric.
- {10} COMSOL Multiphysics Documentation - Structural Mechanics Module:
 - “Introduction to Structural Mechanics Module”
 - “Structural Mechanics Models Users Guide”
 - “Structural Mechanics Verification Examples”
- {11} Normas IRAM-IAS U 500-42, 6ta. Edición, 2012.
- {12} Edgardo A. Masciarelli, Economía, producción y transporte, Argentina, 2da. Edición, 2006.
- {13} Ing. Jorge Alvarez, Tolerancias Dimensionales en el Diseño Mecánico, INTI.