



TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE UNA GRÚA
PÓRTICO DE 5 TONELADAS DE CARGA MÁXIMA**

**DESIGN, CALCULATION AND ANALYSIS OF A 5 TON
MAXIMUM LOAD GANTRY CRANE**

AUTOR:

Alberto Mendoza Cortés

DIRECTOR/ES:

Paula Canalís Martínez

Javier Abad Blasco

INGENIERÍA MECÁNICA

ESCUELA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

2024



DECLARACIÓN DE
AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

(Este documento debe remitirse a seceina@unizar.es dentro del plazo de depósito)

D./Dª. Alberto Mendoza Cortés

en aplicación de lo dispuesto en el art. 14 (Derechos de autor) del Acuerdo de
11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se
aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de Estudios de la titulación de
Grado en Ingeniería Mecánica

(Título del Trabajo)

DISEÑO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE UNA GRÚA PÓRTICO DE 5 TONELADAS DE
CARGA MÁXIMA

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser
citada debidamente.

Zaragoza, 24 Junio 2024

Fdo: Alberto Mendoza Cortés

RESUMEN

El presente trabajo fin de grado trata el diseño, cálculo y análisis de una grúa pórtico de 5 toneladas de carga máxima. Estará basada en una grúa real del fabricante VINCA equipos industriales, de esta referencia se toman ciertas especificaciones dimensionales básicas, y se va diseñando un producto final alternativo.

El trabajo puede esquematizarse en 4 bloques distintos:

-Introducción/Información. En él se hace un recopilatorio de información de la historia y tipos de grúas, se muestran las características de la grúa de referencia y se clasifica como mecanismo y estructura mediante la consulta de normativas.

-Diseño del sistema de elevación. Mediante el libro “Los transportes en la ingeniería industrial”, catálogos y alguna normativa adicional, se seleccionan los componentes del sistema de elevación.

-Diseño del sistema de traslación. Procedimiento similar al anterior para el sistema de traslación, uso de catálogos.

-Uso de software para el análisis de la estructura. Apartado en el que se diseña la estructura de la grúa. Utilizando el software SolidWorks se hacen diversos estudios, se comparan resultados entre modelos...

Se ha logrado un trabajo completo, mediante el uso de diversas fuentes, obteniendo resultados coherentes y cumpliendo los objetivos.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, quiero agradecer a ambos directores del presente trabajo fin de grado, Paula y Javier, por la ayuda y asesoramiento necesario para la elaboración del mismo.

También a todos mis compañeros que me han acompañado a lo largo de mi etapa universitaria, aquellos de los que siempre he contado con su apoyo y ayuda.

Principalmente he de destacar a mi familia, quienes estuvieron, están y estarán pase lo que pase.

Y por último, siendo breve, quiero mencionar a mi padre, sé la ilusión que le hacía y sé que me miraba y me miraría con orgullo. Siempre juntos, te quiero papá.

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	3
2. OBJETIVO.....	11
3. GRÚA PÓRTICO AUTOMOTRIZ WGR	12
3.1. ESPECIFICACIONES	12
3.2. DESCRIPCIÓN	13
4. CLASIFICACIÓN DEL MECANISMO/ESTRUCTURA	14
5. SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN.....	15
5.1. GANCHO.....	15
5.2. CABLE DE ELEVACIÓN	17
5.3. POLEAS.....	18
5.4. TAMBOR.....	19
5.5. EQUIPO ELÉCTRICO	20
5.5.1. MOTOR	20
5.5.2. REDUCTOR	21
5.6. DISPOSITIVO DE MANDO	22
6. SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE TRASLACIÓN	23
6.1. CARRO POLIPASTO	23
6.2. VIGA PRINCIPAL	23
7. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA	25
7.1. DIMENSIONADO.....	25
7.2. DISEÑO DE UNIONES	28
8. CONCLUSIONES.....	33
BIBLIOGRAFÍA	34
ANEXO I: FICHA TÉCNICA DEL PRODUCTO.....	36
ANEXO II: CÁLCULOS DE CLASIFICACIÓN DE MECANISMO Y ESTRUCTURA	40
A.2.1. CÁLCULOS PARA CLASIFICACIÓN DEL MECANISMO	41
A.2.2. CÁLCULOS PARA CLASIFICACIÓN DE LA ESTRUCTURA	42
ANEXO III: CÁLCULOS DE SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN.....	45
A.3.1. CÁLCULOS DE SELECCIÓN DE GANCHO	46
A.3.2. CÁLCULOS DE SELECCIÓN DE CABLE DE ELEVACIÓN.....	49
A.3.3. CÁLCULOS DE SELECCIÓN DE POLEAS	51
A.3.4. CÁLCULOS DE SELECCIÓN DE TAMBOR	54
A.3.5. CÁLCULOS PREVIOS A SELECCIÓN DE MOTOR	58
A.3.6. CÁLCULOS DE SELECCIÓN DE REDUCTOR	64

A.3.7. CÁLCULOS DE SELECCIÓN DE MOTOR	65
ANEXO IV: CÁLCULOS DE SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRASLACIÓN.....	67
A.4.1. CÁLCULOS DE SELECCIÓN DE CARRO ELÉCTRICO	68
A.4.2. CÁLCULOS DE DIMENSIONADO DE VIGA PRINCIPAL.....	69
ANEXO V: CÁLCULOS RELATIVOS A LA SIMULACIÓN.....	73
A.5.1. DIMENSIONADO DE ESTRUCTURA.....	74
A.5.1.1. CARGA CENTRADA.....	77
A.5.1.2. CARGA EN POSICIÓN L/3	79
A.5.2. DISEÑO DE UNIONES ATORNILLADAS SIN RIGIDIZADORES	81
A.5.2.1. CARGA CENTRADA.....	84
A.5.2.2. CARGA EN POSICIÓN L/3	86
A.5.3. DISEÑO DE UNIONES ATORNILLADAS CON RIGIDIZADORES.....	88
A.5.3.1. CARGA CENTRADA.....	90
A.5.3.2. CARGA EN POSICIÓN L/3	92
A.5.4. ANÁLISIS DE TENSIONES/DEFORMACIONES EN LAS UNIONES	94
A.5.4.1. CARGA CENTRADA.....	94
A.5.4.2. CARGA EN POSICIÓN L/3	101
A.5.5. ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN LAS UNIONES	107
A.5.5.1. CARGA CENTRADA.....	107
A.5.5.2. CARGA EN POSICIÓN L/3	116
A.5.6. TABLAS RESUMEN DE LAS UNIONES.....	123

1. INTRODUCCIÓN

La grúa ha sido, es y será una máquina imprescindible en la carga y transporte de material pesado. Nacen en la antigua Grecia en el año 515 a.C, aunque posteriormente los romanos conseguirían desarrollarlas mejor.

El trispasto es la grúa más simple, consistía en una horca de una sola viga, un torno, una cuerda y un bloque que tenía 3 poleas (se conseguía así una relación 3 a 1). En la figura 1 se muestra dicha grúa.

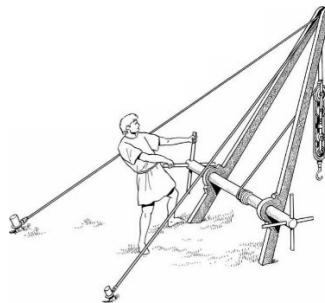


Figura 1. Trispasto

El pentapasto es más pesado y ya consta de 5 poleas, una pluma monorraíl, un cabrestante y un cabo. Se utilizaba para mover bloques pesados en la construcción de edificios. La figura 2 ilustra el mecanismo.



Figura 2. Pentapasto

Durante la Edad Media aparecerían grúas portuarias, para cargar y descargar barcos, ayudar en la construcción, etc.

Con la llegada de la Revolución Industrial y el auge de las industrias siderúrgicas, las grúas se convierten en hierro, se popularizan y su demanda aumenta.

A lo largo de los años, novedades como la evolución del acero con el que se construyen o la electrónica, han permitido establecer una importante mejora en componentes, materias primas, hidráulica, mecánica, etc.

Los avances tecnológicos y la modernización de los equipos han ampliado la variedad de modelos. Hoy en día existen grúas torre, pórtico, sobre camiones, sobre orugas, plegables...

GRÚA TORRE

Las grúas torre empezaron a producirse durante la primera mitad del siglo XX en Europa. Formada principalmente por la torre (pilar vertical) y pluma (viga horizontal de celosía), se utilizan primordialmente en la construcción de estructuras altas debido a su alcance y altura.

Asimismo, la forman:

-Contrapluma, cuya longitud oscila entre el 30% y 35% de la longitud de la pluma y es dónde se colocan los contrapesos para estabilizar el peso y la inercia de la grúa.

-Carro de pluma, que se mueve a lo largo de la pluma mediante carriles.

-Lastre, formado por hormigón prefabricado en la base de la grúa.

-Cables y ganchos.

Son una de las más utilizadas en el mundo, las de mayor capacidad de carga, elevación y altura, requieren alto costo de mantenimiento y tienen una gran labor de instalación.

En la figura 3 se ven las diferentes partes de la grúa torre y en la figura 4 una imagen de una grúa torre real.

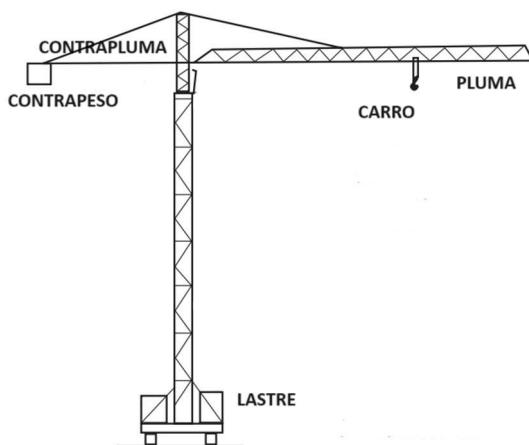


Figura 3. Partes de la grúa torre



Figura 4. Grúa torre.

CAMIÓN GRÚA

Por otro lado, el camión grúa es un vehículo de transporte con una grúa incorporada que facilita la carga y descarga de mercancías de gran dimensión.

Está formado por:

- Vehículo portador, el camión.
- Columna, soporte principal del sistema de la pluma hidráulica.
- Estructura base, “caparazón” donde se encuentran los anclajes y sistemas de rodamiento para el giro de la columna.
- Sistema de brazos, miembros estructurales del sistema de la pluma.
- Estabilizadores, le dan firmeza a la estructura anclada al vehículo.
- Sistema hidráulico de la grúa, mecanismo de bombeo a presión de un lubricante que conduce el líquido hasta los cilindros que contienen un pistón para activar el movimiento de la pluma.
- Gatos hidráulicos para nivelar la máquina.
- Placas de apoyo para disminuir la presión que se ejerce sobre el terreno.

Su uso más común está relacionado con los sectores de la logística o de la construcción.

Se muestra en la figura 5 un camión grúa.



Figura 5. Camión grúa

GRÚA SOBRE ORUGAS

La grúa sobre orugas es una grúa versátil para los más diversos campos de aplicación.

Su excepcional movilidad campo a través, chasis, potente accionamiento y gran distancia al suelo permiten su uso en los terrenos más difíciles.

Consta de:

- Orugas de traslación, forman un conjunto con el cuerpo de la grúa y requieren mantenimiento.
- Contrapesos, para contrarrestar el momento de vuelco que crea el traslado de cargas.
- Cuerpo de la grúa, formado a su vez por cabina, motor diésel, grupo hidráulico y tambores de los cabrestantes.
- Caballlete, con él se mantiene y ajusta la pluma principal.
- Pluma, tiene parte fija y desmontables.
- Cabrestantes, transmiten la fuerza y movimiento desde los tambores a la carga.

Se usan principalmente en proyectos de gran envergadura del sector de la construcción, entre otros, ya que ofrecen potencia y precisión para realizar cualquier trabajo.

En la figura 6 se muestra un ejemplo de grúa sobre orugas.



Figura 6. Grúa sobre orugas

PUENTE GRÚA

Un puente grúa es una gran maquinaria que se utiliza para trasladar objetos pesados de un lugar a otro, está montada sobre una viga que corre a lo largo del techo y realiza movimientos de traslación y elevación de la carga.

Está formado por:

- Mecanismo de elevación, polipasto o carro.
- Mecanismo de traslación del carro.
- Mecanismo de traslación del puente.
- Viga principal.
- Viga testero.
- Camino de rodadura, elemento estructural por donde se desplaza longitudinalmente la grúa.
- Botonera, dispositivo eléctrico que permite el manejo de los mecanismos de la grúa.

Se utilizan habitualmente en sectores industriales, posicionamiento de objetos en líneas de montaje o fabricación, almacenes...

En la figura 7 se ve una imagen de puente grúa y en la figura 8 las principales partes de este.



Figura 7. Puente grúa

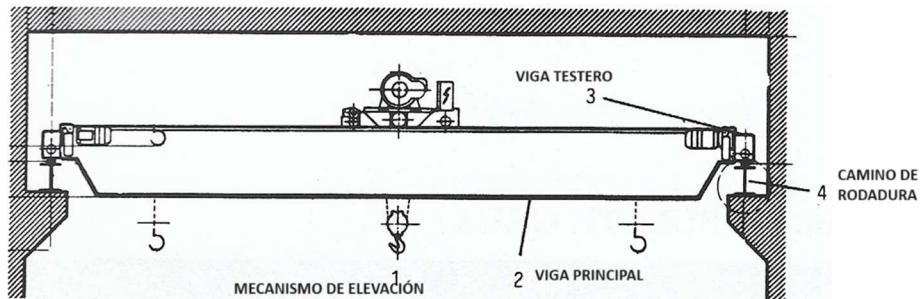


Figura 8. Partes de un puente grúa

GRÚA CONSOLA

Es un aparato de elevación conformado por una estructura en L invertida, dispuesta en voladizo en la parte superior de las paredes longitudinales de la nave. El movimiento longitudinal se realiza a través de tres carriles de rodadura situados en la parte superior de las paredes longitudinales de la nave.

Muy útil para elevar cargas frecuentes y bajas en un puesto de trabajo o línea de puestos de trabajo, ya que puede operar bajo un puente grúa existente.

En las figuras 9 y 10 se muestra una imagen que ilustra las partes de la grúa consola y un ejemplo de grúa consola, respectivamente.

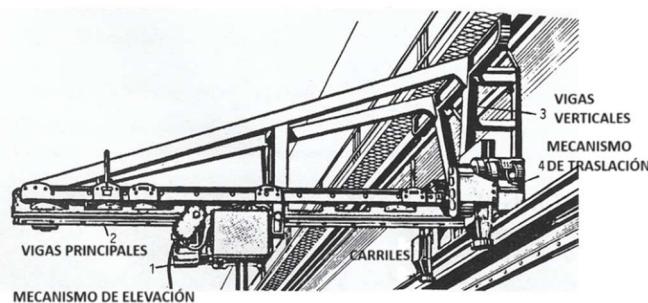


Figura 9. Partes de una grúa consola



Figura 10. Grúa consola

GRÚA PLEGABLE

Existen también grúas plegables, utilizadas principalmente en taller, hidráulicas, que pueden ajustarse en varias posiciones y que simplifican la preparación de mercancías.

La figura 11 corresponde a una grúa plegable o de taller.



Figura 11. Grúa plegable o de taller

GRÚA PÓRTICO

Las grúas pórtico son grúas pesadas que generalmente se usan para cargar y descargar artículos pesados, diseñadas para levantar y transportar cargas que normalmente oscilan entre 10 y 200 toneladas.

Es un tipo de grúa móvil utilizado comúnmente en los puertos de comercio internacional porque facilita el traslado de contenedores muy pesados.

El desarrollo de esta grúa especial tuvo como objetivo principal simplificar el acceso a vehículos de transporte de carga que tuvieran una altura excesiva, como por ejemplo barcos y buques.

En fábricas, muelles, talleres u otras instalaciones al aire libre también se utiliza la grúa pórtico ligera.

Los componentes de una grúa pórtico completa son:

-Marco de pórtico, estructura principal de soporte. Consta a su vez de dos patas verticales y una viga horizontal. Proporciona estabilidad durante las operaciones de elevación.

-Carro polipasto, es el componente que lleva la carga. Está unido al marco del pórtico y recorre la viga horizontal. Suele equiparse con ganchos, imanes, garras según el tipo de carga con el que se trabaje.

-Terminales de vagones, los carros de los extremos ubicados en el marco del pórtico sostienen el carro y el polipasto.

-Pista de grúa, rieles que se montan en el suelo o en una estructura elevada, permite que la grúa se mueva a lo largo del camino.

-Sistema eléctrico; motores, cables y paneles de control. El panel de control permite el control de la grúa, los motores proporcionan energía al movimiento de la grúa y los cables transmiten la energía desde la fuente eléctrica hasta los motores de la grúa.

-Controles y funciones de seguridad, componentes que garantizan la operación segura de la grúa. Las características de seguridad incluyen interruptores que evitan que la grúa se sobrecargue o se mueva más allá de sus límites operativos.

Sus aplicaciones se encuentran principalmente en los sectores de la construcción, fabricación, logística... se utilizan comúnmente en astilleros, obras de construcción, almacenes...

Los beneficios que este tipo de grúa ofrece frente a otras son alta capacidad de elevación, funciones de seguridad mejoradas, versatilidad, personalizable para satisfacer necesidades específicas, fácil de operar y mantener...

A continuación, según las figuras 12, 13 y 14 se clasifican los principales tipos de grúas pórtico:



Figura 12. Grúa pórtico de una viga



Figura 13. Grúa pórtico de doble viga



Figura 14. Grúa semipórtico

2. OBJETIVO

El objetivo del presente trabajo fin de grado es diseñar, calcular y analizar tanto la estructura como los diferentes componentes de una grúa pórtico de una sola viga.

Esta grúa pórtico estará basada en la grúa pórtico automotriz WGR Ref 18.7 del fabricante VINCA equipos industriales. Se trata de una grúa de uso tanto exterior como interior. Uno de los proyectos para los que se suministró fue para el mantenimiento y reparación de helicópteros.

De esta referencia se toman ciertas especificaciones básicas como luz máxima, altura máxima y capacidad de carga. Con este punto de partida y con otras especificaciones que se van declarando para el posterior diseño (basadas en ejemplos reales del sector), el trabajo trata de ir diseñando paso a paso un producto final.

En primer lugar, se clasifica la estructura y mecanismo según la FEM/DIN. Después se van consultando diferentes normativas mencionadas en el libro “Los transportes en la ingeniería industrial”, para la selección y dimensionado de los componentes de mecanismos de elevación y traslación de la carga.

Finalmente, se recurre al uso de Software para realizar ciertas simulaciones relativas a la estructura. En primer lugar, se hace un modelo simple de uniones soldadas en el que se establecen algunas características, para después hacer un modelo más completo con uniones atornilladas. Se comparan resultados para diferentes variaciones del modelo y posiciones de la carga.

3. GRÚA PÓRTICO AUTOMOTRIZ WGR

3.1. ESPECIFICACIONES

- Capacidad máxima 5000 kg.
- Luz máxima 6 m.
- Alto máximo 6 m.
- Motorización con giro 360º sobre su eje central.
- Orientación de ruedas a 90º para cambios bruscos de dirección.
- Translación lateral motorizada.
- Equipado con:
 - Mando por radio.
 - Aviso acústico y luminoso.
 - Variador de frecuencia.
 - 2 velocidades en cada momento.
- Velocidad:
 - Estándar para desplazamientos largos.
 - Microlenta para desplazamientos precisos.

En la figura 15 se muestra una imagen de la grúa pórtico mencionada.



Figura 15. Grúa pórtico automotriz WGR

3.2. DESCRIPCIÓN

Es una máquina de elevación que consta de un sistema de desplazamiento motorizado, nos permite giros de 360º, cambios bruscos de dirección y dos velocidades dependiendo del tipo de desplazamiento.

El marco de pórtico se compone de 4 apoyos, en los que se encuentran instaladas las ruedas.

El carro polipasto se desplaza a lo largo de la viga horizontal del marco y es el encargado de las operaciones de traslación y elevación de la carga, haciendo uso de un gancho.

Cuenta con un mando por radio para dirigir el movimiento, aviso acústico y luminoso que notifique a los presentes sobre el estado operativo de la grúa y la ejecución de operaciones. Esta combinación de señales visuales y auditivas contribuye a prevenir accidentes y garantizar seguridad.

En las figuras 16, 17 y 18 se ven algunos de los componentes.



Figura 16. Apoyos



Figura 17. Carro polipasto



Figura 18. Poleas, gancho, cable, etc

4. CLASIFICACIÓN DEL MECANISMO/ESTRUCTURA

Atendiendo a la normativa UNE 58112-1:1991 apartado 4, se clasifica la grúa pórtico seleccionada según la clase de utilización, estado de carga y grupo de clasificación de mecanismos completos.

Basados en ejemplos del sector, se definen los siguientes datos de uso:

- Vida útil:** 10 años.
- Utilización:** 260 días/año.
- Jornada laboral:** 8h/día.

En el anexo II se muestran los cálculos realizados para llevar a cabo la clasificación completa.

Los resultados obtenidos son:

- Duración total de servicio:** 20800 horas.
- Factor de utilización T7**, utilización intensiva.
- Estado de carga moderado (L2)**, $K_m=0,25$.
- Grupo de clasificación de mecanismos completos M7**.

De la misma forma del mecanismo, atendiendo a la normativa UNE 58112-1:1991 apartado 3, se realiza la clasificación de la estructura.

Se definen los siguientes datos de uso (basados en ejemplos del sector):

- Vida útil:** 20 años.
- Utilización:** 260 días/año.
- Jornada laboral:** 8h/día.
- 6 ciclos/h (estimación ya que es una grúa móvil).

En el anexo II se muestran los cálculos realizados para llevar a cabo la clasificación completa.

Los resultados obtenidos se muestran a continuación.

- Ciclos totales:** 249600 ciclos/año.
- Factor de utilización U4**, utilización regular en servicio ligero.
- Estado de carga moderado (Q2)**, $K_p=0,25$.
- Grupo de clasificación A4**.

5. SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN

5.1. GANCHO

Es el componente encargado del enganche y desenganche de la carga.

Existen varios tipos de ganchos dependiendo del uso:

- Gancho simple.
- Gancho de doble polea.
- Gancho de seguridad.
- Gancho de cangilones.
- Gancho de pinza.
- Ganchos para contenedores.
- Ganchos de enlace.

Para su selección se parte de un gancho polivalente que pueda servir para capacidades de carga medias, el gancho simple, pero con un cierre de seguridad que puede evitar accidentes laborales en caso de que la carga se soltase.

En el anexo III se recurre a diferentes normas para la selección del gancho, suspensiones, traviesas y tuercas. A continuación, se muestran los resultados de dicha selección.

En la figura 19 y tabla 1 quedan reflejadas las dimensiones del gancho seleccionado.

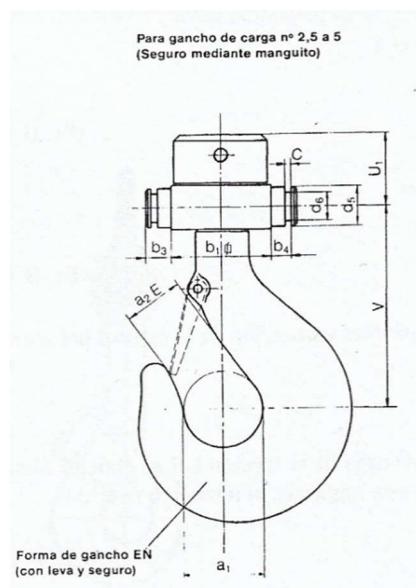


Figura 19. Gancho simple con cierre de seguridad

a1	80
a2E	63
b1	100
b3	27,5
b4	22
c	8
d3	M45
d5	40
d6	27
s	15
u1	80
v	210
rodam	51112
peso(kg)	20
ref.	001.5

Tabla 1. Dimensiones del gancho

Según la figura 20 y tabla 2, las dimensiones de las suspensiones de ganchos son:

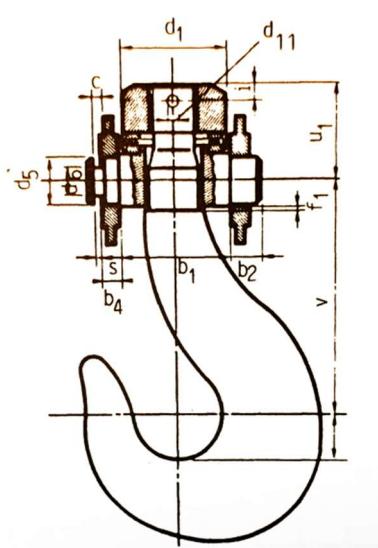


Figura 20. Suspensiones de gancho

a1	80
b1	100
b2	25
b3	27,5
b4	22
c	8
d5	40
d6	27
d7	95
d11	10
i	13
s	15
t1	1
u1	79,5

Tabla 2. Dimensiones de suspensiones de gancho

Las dimensiones de las traviesas se recogen en la figura 21 y tabla 3.

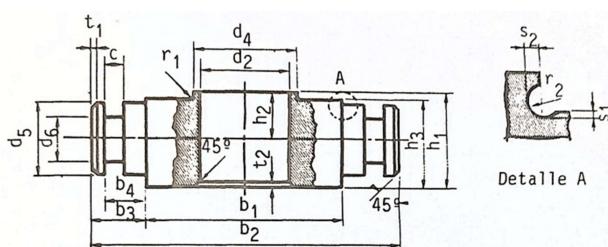


Figura 21. Traviesas

b1	100	d5	40
b2	155	d6	27
b3	27,5	h1	50
b4	22	h2	27,5
c	8	h3	45
d2	46	r1	1
d4	60	r2	1,6
s1	0,5	t1	3
s2	1,2	t2	2

Tabla 3. Dimensiones de traviesas

En cuanto a tuercas de ganchos de carga, según la figura 22, las dimensiones se representan en la tabla 4.

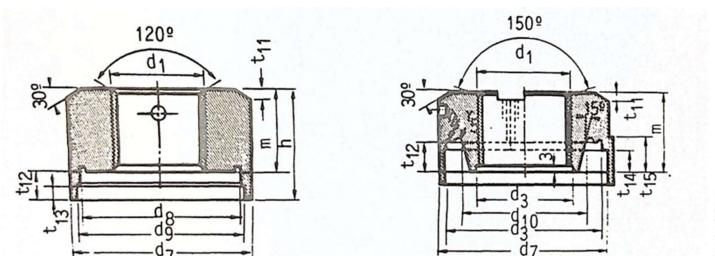


Figura 22. Tuercas

rosca	M45
d7	95
d8	85
d9	88
h	56
m	40
r4	1
t11	5
t12	16
t13	9

Tabla 4. Dimensiones de tuercas

5.2. CABLE DE ELEVACIÓN

Es el componente encargado de elevar la carga. Un cable metálico es un elemento constituido por alambres agrupados formando cordones, que se enrollan formando un conjunto que ha de resistir esfuerzos de tracción.

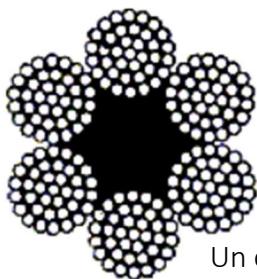
Existen varios tipos de cordones:

- Cordones de alambres de igual diámetro.
- Cordones de alambres de distinto diámetro.
- Cordones de alambre de forma especial.
- Cordones de forma no circular.

Partiendo de los siguientes datos:

- Qu**, carga máxima nominal del aparato: 5000 kg.
- Qes**, peso propio del aparejo (el peso del gancho recogido): 20 kg.
- i**, relación del aparejo: 4.

En el anexo III se muestra el proceso para la selección del cable. Se recoge en la figura 23 la información detallada de la elección final.



Un cable 6 x 37 + 1 consta de 6 cordones, 37 alambres y 1 alma.

Composición:	6x37+1	Cordones:	6
Alma:	Textil	Hilos:	222
Superficie:	Galvanizada	Factor f:	0,455
Arrollamiento:	Cruzado izquierda (zS)	Factor k:	0,825
Resistencia:	200 [kg/mm ²]	Factor w:	0,9682

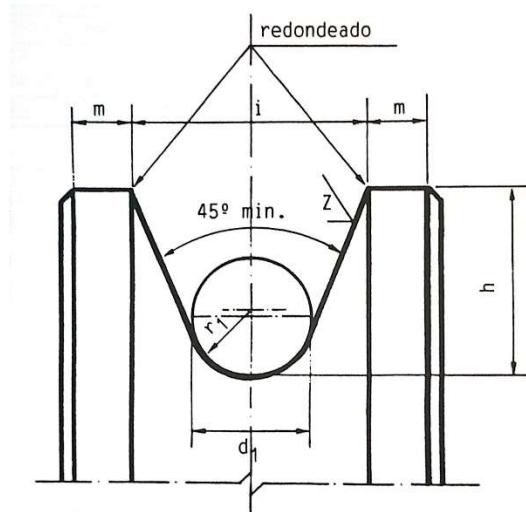
Figura 23. Características del cable seleccionado

- Diámetro del cable:** 13 mm.
- Carga de rotura del cable:** 9960 kg.
- Peso aproximado:** 0,585 kg/m.

5.3. POLEAS

La polea es el elemento encargado de cambiar la dirección del cable o hacer de acoplamiento entre aparato y carga.

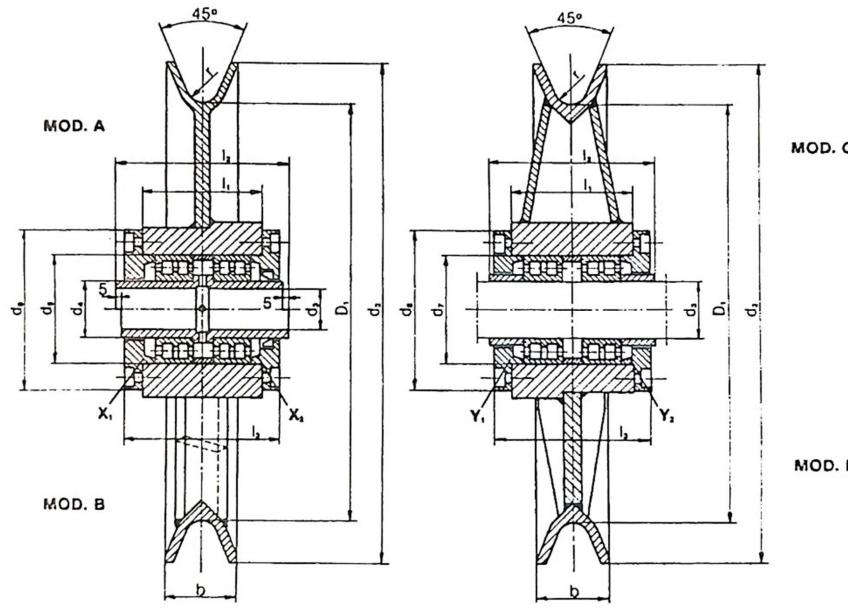
El procedimiento de selección se encuentra en el anexo III, los detalles resultantes se muestran a continuación en las figuras 24, 25 y tablas 5, 6.



d ₁	13
r ₁	7
h	22,5
i	28
m	5

Tabla 5. Dimensiones del perfil

Figura 24. Perfil de garganta



r	8
d ₂	445
b	40
d ₃	70
d ₄	80
d ₅	110
d ₆	145
d ₇	100
d ₈	135
l ₁	75
l ₂	110
l ₃	97
rod x	4916
rod y	4914
peso	26kg

Figura 25. Polea de rodamiento de rodillos.

Tabla 6.
Dimensiones de la
polea

5.4. TAMBOR

Los tambores de cables deben de calcularse para que en la posición más alta del medio de transporte no pueda arrollar más capas de cable que las previstas. Se pueden dividir los tambores de elevación en:

- Tambores de una capa.
- Tambores de varias capas.

Del anexo III se muestra a continuación la información detallada relevante al tambor (figuras 26 y 27, tablas 7 y 8):

r_1	p	h_{min}	r_2	d_1
$7 + 0,2$	15	5	0,8	13

Tabla 7. Dimensiones de tambor

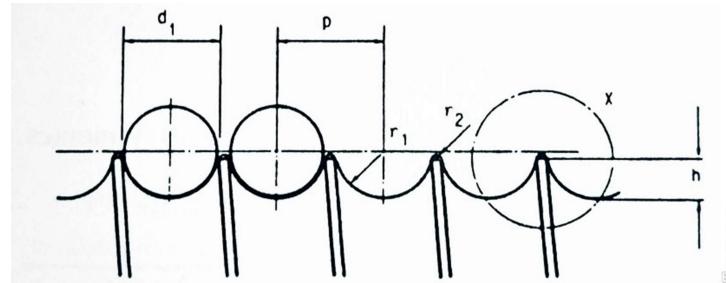


Figura 26. Tambor

- D, Diámetro del tambor: 300 mm.
- h, espesor del tambor: 12 mm.
- L, Longitud del tambor: 450 mm.

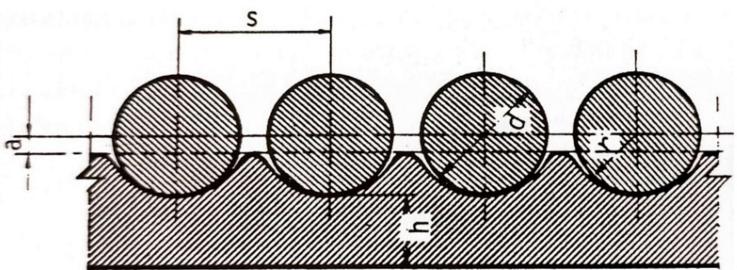


Figura 27. Ranuras del tambor

s	15
r	7
a	1,5

Tabla 8. Dimensiones de las ranuras

- β , ángulo de inclinación de las ranuras helicoidales: $0,912^\circ$.
- Peso del tambor: 34,52 kg.

5.5. EQUIPO ELÉCTRICO

5.5.1. MOTOR

Para estos mecanismos de elevación se suelen utilizar motores trifásicos asincrónicos, capaces de variar su velocidad de giro para las operaciones de elevación/descenso de carga.

Para su selección es necesario una serie de cálculos relativos al tambor, se muestran en el anexo III.

Se termina seleccionando un motor del catálogo de SIEMENS, cuyas características principales son:

-Bajo nivel de vibraciones como consecuencia de la alta precisión del proceso de manufactura y utilización de componentes definidos, controlados y de alta calidad.

-Grado de protección IP55, diseño que cubre la mayoría de las aplicaciones y está testeado y probado, no requiere mantenimiento.

-Basados en una plataforma estandarizada y uniforme con la misma tecnología, misma línea estética y armonía en términos de dimensiones y tamaños constructivos.

-Fabricados para operar a clase térmica B (130 °C) de sobre elevación de temperatura. Los bobinados están dimensionados hasta la clase F (155 °C) de sobre elevación, permitiendo la reserva térmica necesaria para soportar las pérdidas adicionales en la operación con convertidor de frecuencia y/o elevados niveles de temperatura del ambiente y/o condiciones de sobrecarga. La reserva térmica mencionada implica que puedan operar en arranque directo un 15% por encima de su potencia nominal en forma continua durante toda su vida útil.

Después de una primera preselección y una posterior selección final, quedan reflejados los datos recogidos del anexo III en las siguientes figura 28 y tabla 9.

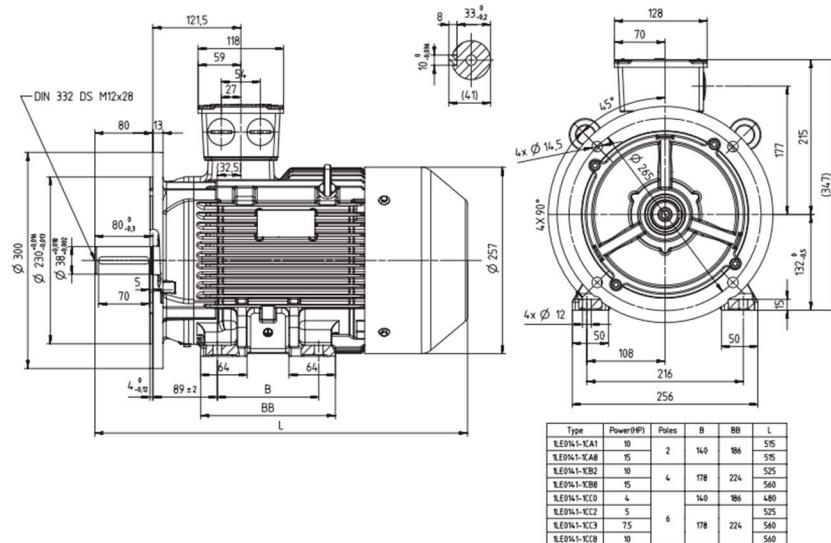


Figura 28. Motor de tamaño constructivo 132M

P(kW)	tamaño	n(rpm)	eficiencia	M(Nm)	Peso(kg)
5,5	132M	1165	89,5	45,1	85

Tabla 9. Especificaciones generales del motor seleccionado

La referencia del motor seleccionado es 1LE0141-1CC36-4AA4.

5.5.2. REDUCTOR

Este componente es el que se encarga de disminuir la velocidad de giro proporcionada por el motor hasta la velocidad de giro del eje tambor, ambas calculadas en el apartado anterior.

Para ello se ha consultado el catálogo de reductores de MHD y mediante los cálculos recogidos en el anexo III se ha seleccionado el reductor de referencia B3C 176, el cual tiene las siguientes características:

-i, relación de transmisión: 55,2.

-Rendimiento mecánico: 93%.

Las dimensiones de este quedan recogidas en la figura 29 y tabla 10.

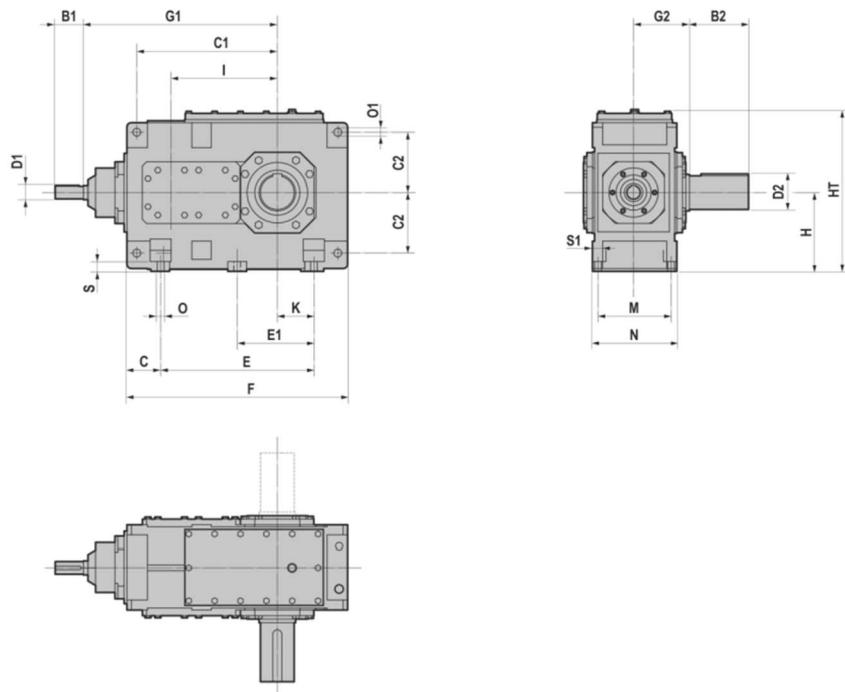


Figura 29. Reductor B3C

D2	B2	C	C1	C2	E	F	G1	G2
100	210	105	405	180	430	640	575	165
H	HT	I	K	M	N	O	O1	S
230	482	315	100	220	255	19	24	28
S1	D1	B1						
30	28	60						

Tabla 10. Dimensiones del reductor seleccionado

5.6. DISPOSITIVO DE MANDO

En cuanto a los pulsadores se utiliza las recomendaciones recogidas en la normativa UNE-EN 15011 apartado 5.3.5.2.

- Arranque/On, verde.
- Parada/Off, Negro.
- Marcha mantenida, blanco.
- Reinicio, azul.
- Parada de emergencia, rojo(sobre fondo amarillo).
- El dispositivo de parada de un control inalámbrico, rojo.
- Otras funciones, amarillo.

La función que se activa debe estar indicada o cerca del pulsador.

6. SELECCIÓN DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE TRASLACIÓN

6.1. CARRO POLIPASTO

El carro polipasto es esencial en el funcionamiento de la grúa. Es el mecanismo que se desplaza a lo largo de la viga principal o carril y se encarga de elevar o bajar las cargas.

En el anexo IV se ha consultado el catálogo de GISS y se ha seleccionado un modelo cuyas características y dimensiones se muestran a continuación en la figura 30.

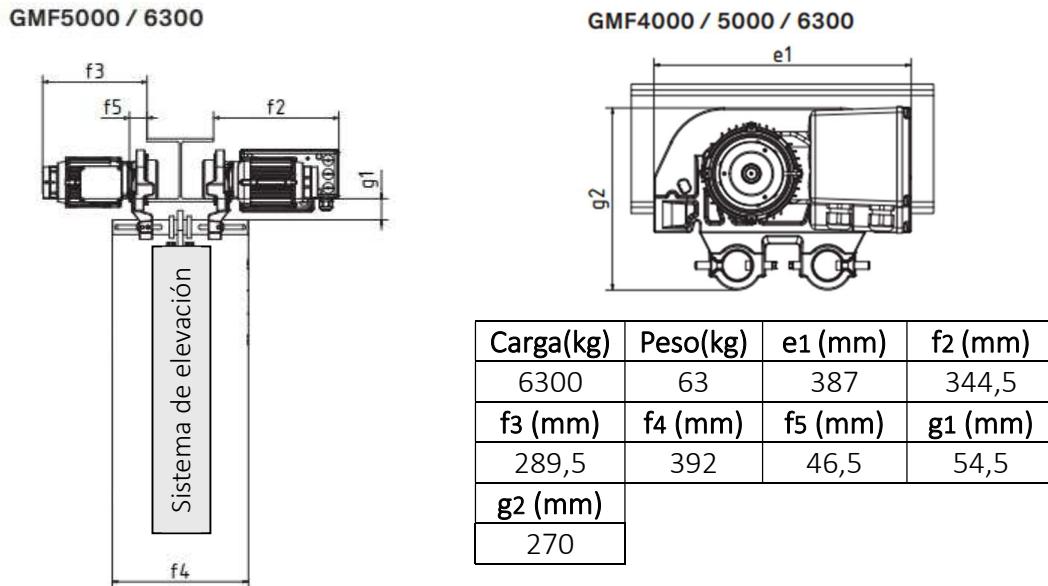


Figura 30. Carro porta polipastos seleccionado

6.2. VIGA PRINCIPAL

La viga principal de la grúa será la que sirva de carril para el carro polipasto como se aprecia en la figura 31.

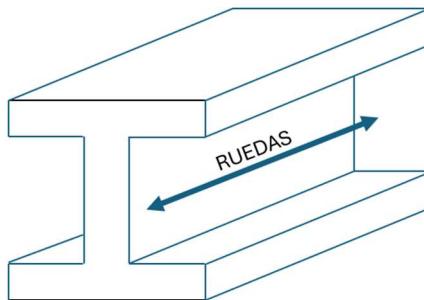
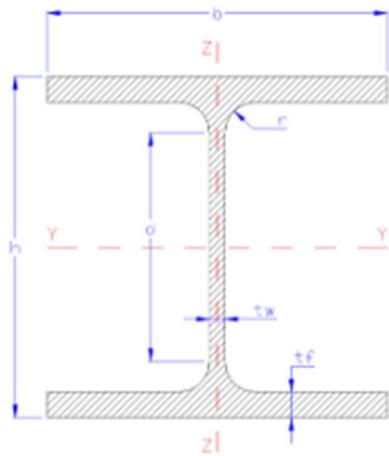


Figura 31. Esquema del carril

Los tipos de perfiles que pueden servir para este uso son los perfiles HEA, HEB, IPE. En el anexo IV se muestra el proceso para llegar a la selección del siguiente perfil (figura 32):



HEB	h (mm)	b (mm)	tw (mm)	tf (mm)	r (mm)	d (mm)	A (cm ²)	W _y (cm ³)
260	260	260	10	17,5	24	177	118	1150

Figura 32. Perfil seleccionado

7. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

7.1. DIMENSIONADO

Para poder modelar la grúa pórtico en conjunto, primero es necesario establecer los perfiles de las vigas restantes, vigas de apoyo y vigas laterales. En el anexo V se ha hecho el análisis de un primer modelo de uniones soldadas, para poder definir las características dimensionales necesarias.

A continuación, se observa un esquema de los resultados obtenidos en la figura 33.

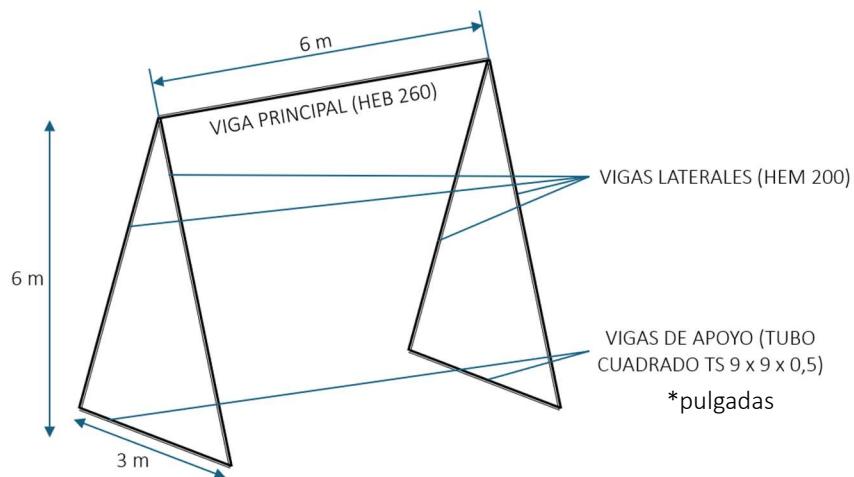


Figura 33. Esquema dimensional de la estructura

Se incluye en la figura 34 una imagen del modelo de SolidWorks.



Figura 34. Modelo de uniones soldadas en SolidWorks

A continuación, en las figuras 35 a 38 se ven los resultados obtenidos más desfavorables para este modelo.

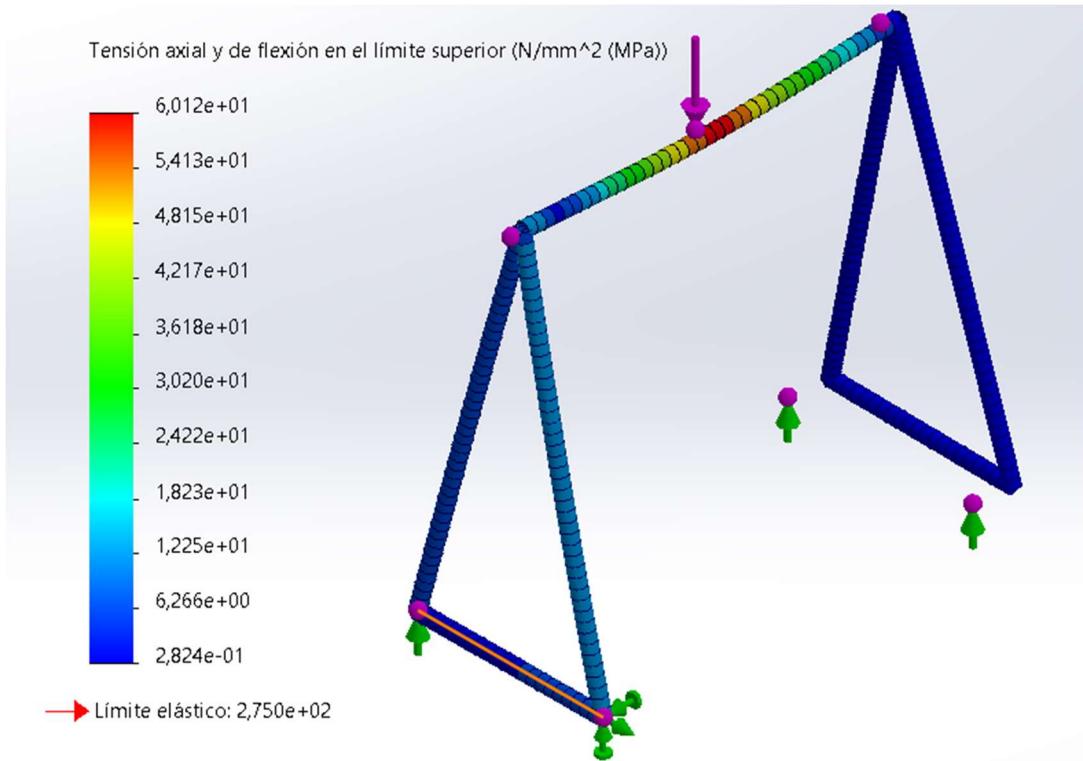


Figura 35. Mayor valor de tensiones para el modelo de uniones soldadas

$$60,12 < 118,34 \text{ MPa}$$

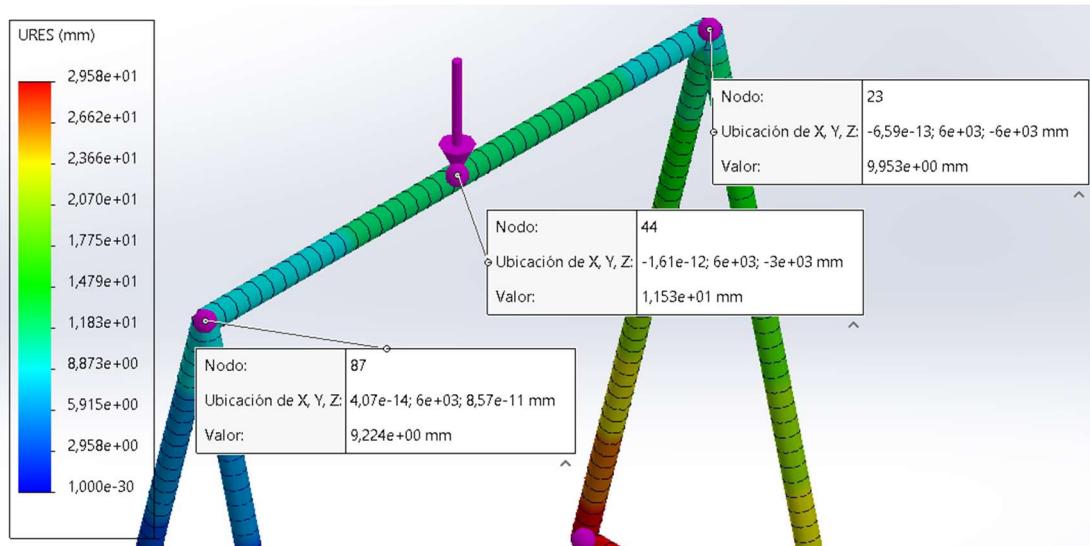


Figura 36. Mayor desplazamiento local (resultante) en el modelo de uniones soldadas

$$11,53 - 9,224 < 7,5 \text{ mm}$$

$$11,53 - 9,953 < 7,5 \text{ mm}$$

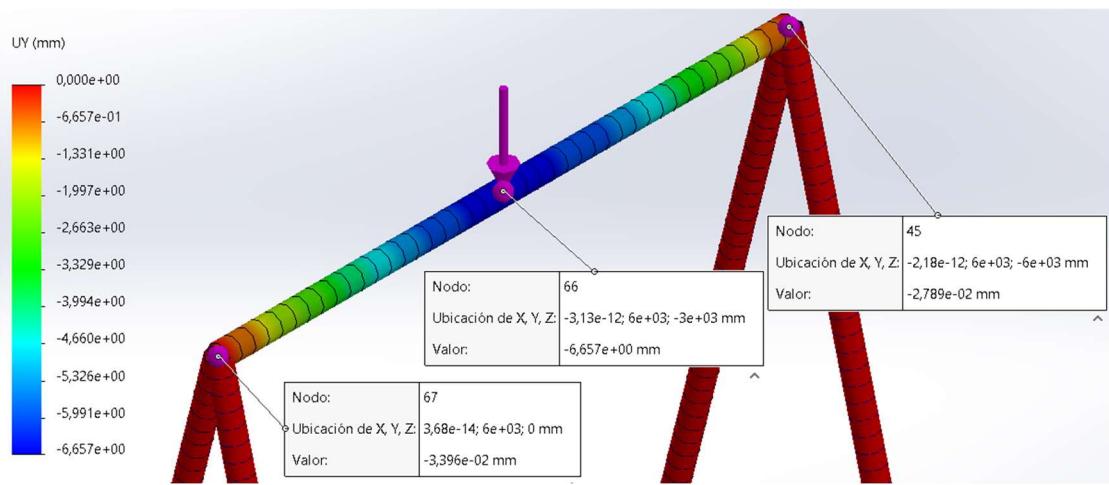


Figura 37. Mayor desplazamiento local (vertical) en el modelo de uniones soldadas

$$6,657 - 0,03396 < 7,5 \text{ mm}$$

$$6,657 - 0,02789 < 7,5 \text{ mm}$$

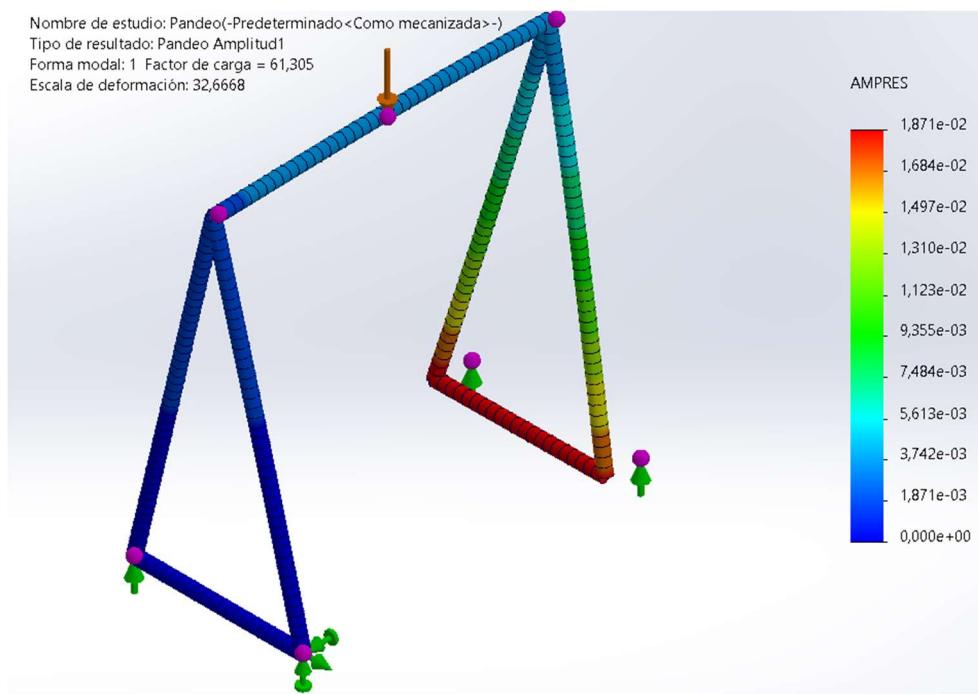


Figura 38. Comprobación a pandeo del modelo de uniones soldadas

7.2. DISEÑO DE UNIONES

Las uniones entre vigas laterales y viga principal se han diseñado atornilladas. En el anexo V se ha realizado todo el proceso de análisis de estas uniones, comparando resultados sin rigidizadores y con rigidizadores.

Se ha recogido en la siguiente tabla 11, un resumen de los resultados obtenidos de los análisis hechos en el anexo V.

En el modelo de uniones soldadas (modelo de barras en SolidWorks) se ha comprobado la estructura a pandeo, el resto de las condiciones se han comprobado para modelo de uniones soldadas, modelo de uniones atornilladas sin rigidizadores y modelo de uniones atornilladas con rigidizadores, siendo este último el que ha tenido los resultados favorables.

Se muestra en la figura 39 el modelo final de SolidWorks, de uniones atornilladas con rigidizadores, y en las figuras 40 a 44 los resultados obtenidos.



Figura 39. Modelo de uniones atornilladas con rigidizadores en SolidWorks

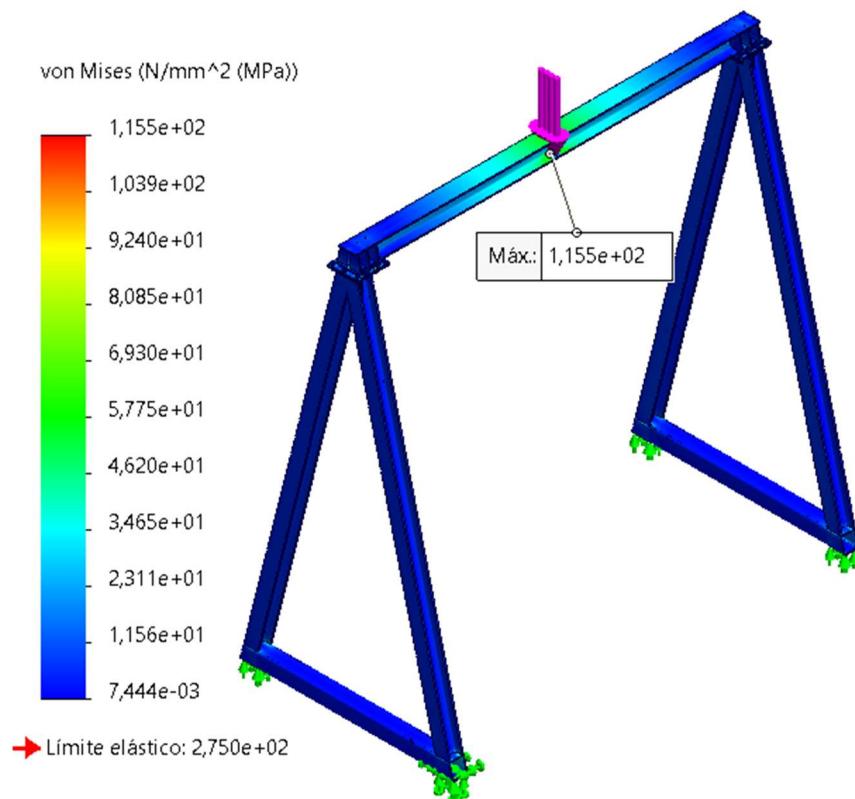


Figura 40. Mayores tensiones del modelo final

$$115,5 < 118,34 \text{ MPa}$$

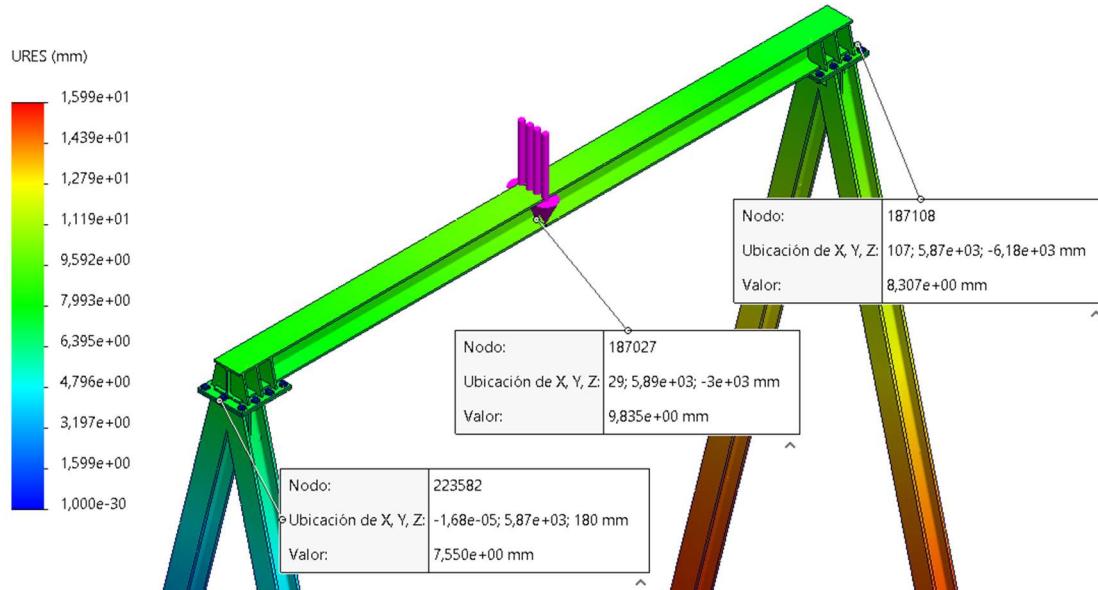


Figura 41. Mayor desplazamiento local (resultante) en el modelo final

$$9,835 - 7,55 < 7,5 \text{ mm}$$

$$9,835 - 8,307 < 7,5 \text{ mm}$$

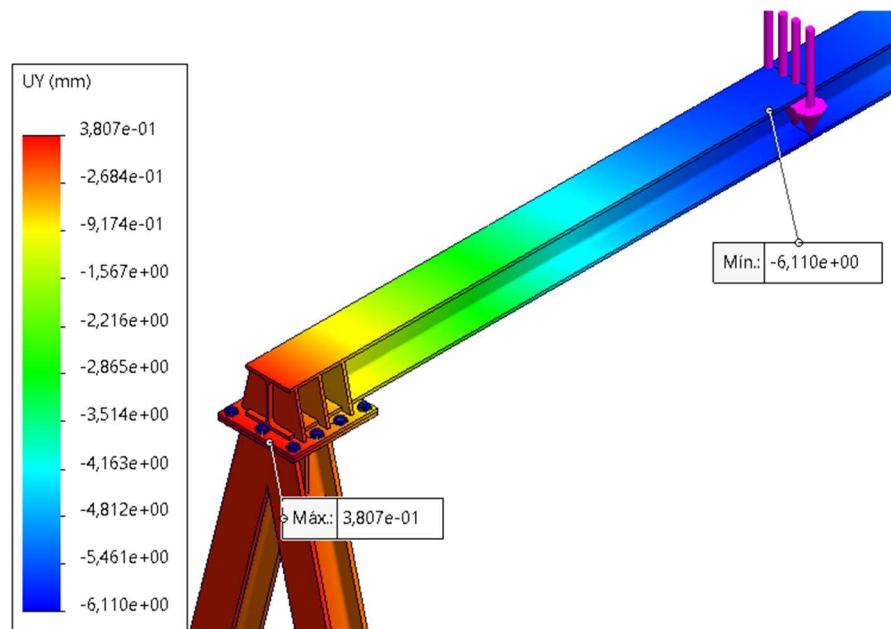


Figura 42. Mayor desplazamiento local (vertical) en el modelo final

$$6,11 + 0,3807 < 7,5 \text{ mm}$$

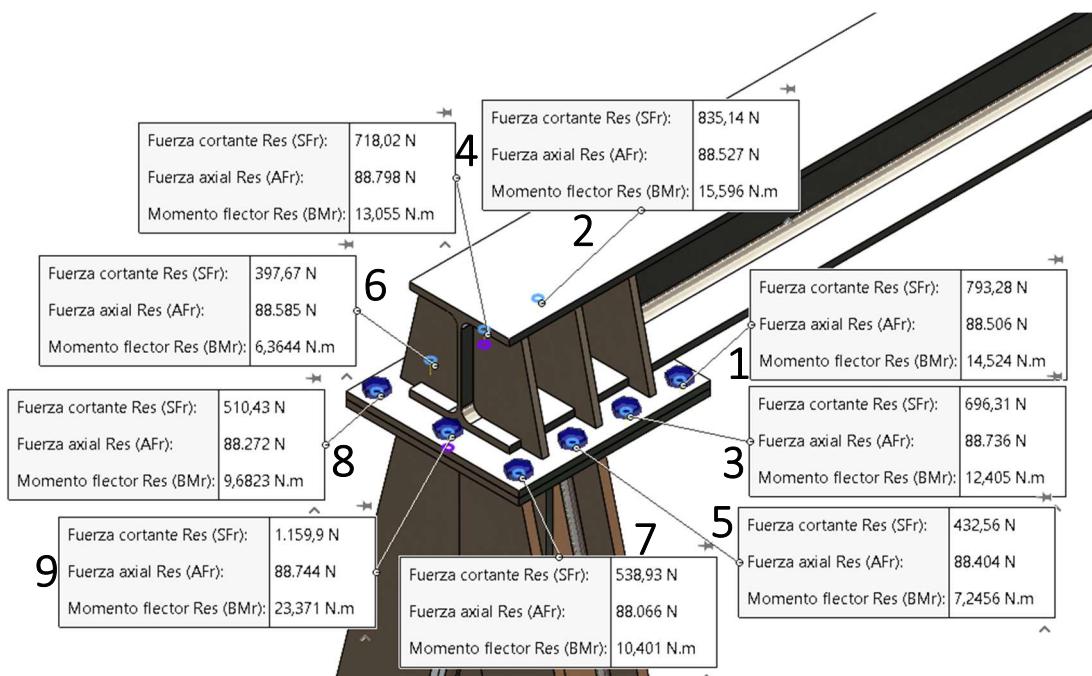


Figura 43. Cargas en los tornillos de la unión 1

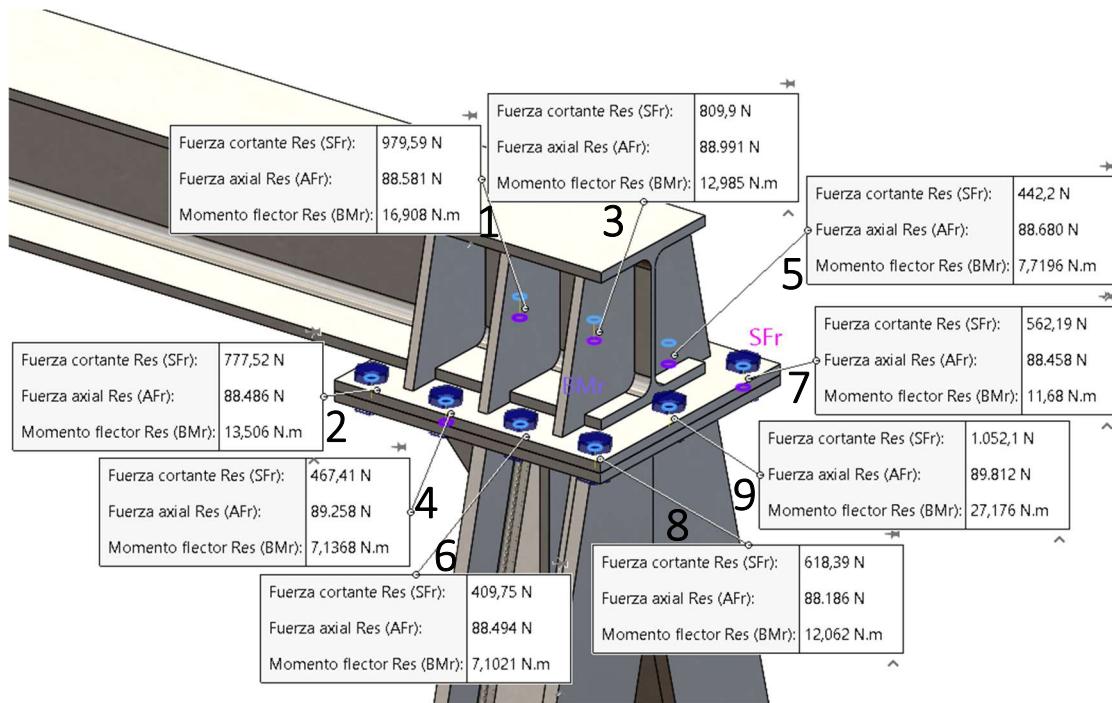


Figura 44. Cargas en los tornillos de la unión 2

En la tabla 11 quedan recogidos los resultados de los diferentes modelos:

POSICIÓN DE LA CARGA	UNIONES SOLDADAS		UNIONES ATORNILLADAS		UNIONES ATORNILLADAS Y CON RIGIDIZADORES	
	L/2	L/3	L/2	L/3	L/2	L/3
TENSIÓN MÁXIMA < 118,34 MPa	60,12 CUMPLE	50,65 CUMPLE	119,1 NO CUMPLE	112 CUMPLE	115,5 CUMPLE	110,5 CUMPLE
DESPLAZAMIENTO LOCAL (RESULTANTE) < 7,5 mm	11,53 - 9,953 = 1,577 CUMPLE	10,78 - 9,101 = 1,679 CUMPLE	9,437 - 7,628 = 1,809 CUMPLE	8,975 - 7,708 = 1,267 CUMPLE	9,835 - 7,55 = 2,285 CUMPLE	9,526 - 7,938 = 1,588 CUMPLE
DESPLAZAMIENTO LOCAL (VERTICAL) < 7,5 mm	6,657 - 0,03396 = 6,623 CUMPLE	5,522 - 0,01762 = 5,5 CUMPLE	6,192 + 0,3579 = 6,55 CUMPLE	5,051 + 0,35 = 5,401 CUMPLE	6,11 + 0,3807 = 6,491 CUMPLE	4,919 + 0,3815 = 5,3 CUMPLE
COMPROBACIÓN A PANDEO	CUMPLE	CUMPLE	NO DISPONIBLE			

Tabla 11. Tabla resumen de la estructura

Algunas especificaciones de la unión atornillada (figura 45), definidas en el anexo V, son las siguientes:

- número de tornillos (por unión): 9.
- Rosca métrica (diámetro nominal): 20 mm.
- Paso: 2,5 mm.
- Conexiones reutilizables, para poder desmontar la estructura y suministrarl a otros trabajos.
- Precarga de tornillos: 95472 N.
- Espesor de las placas metálicas de unión: 17,5 mm.
- Espesor de los rigidizadores: 17,5 mm y 20 mm (ambos de “abajo-derecha” en figura 45).

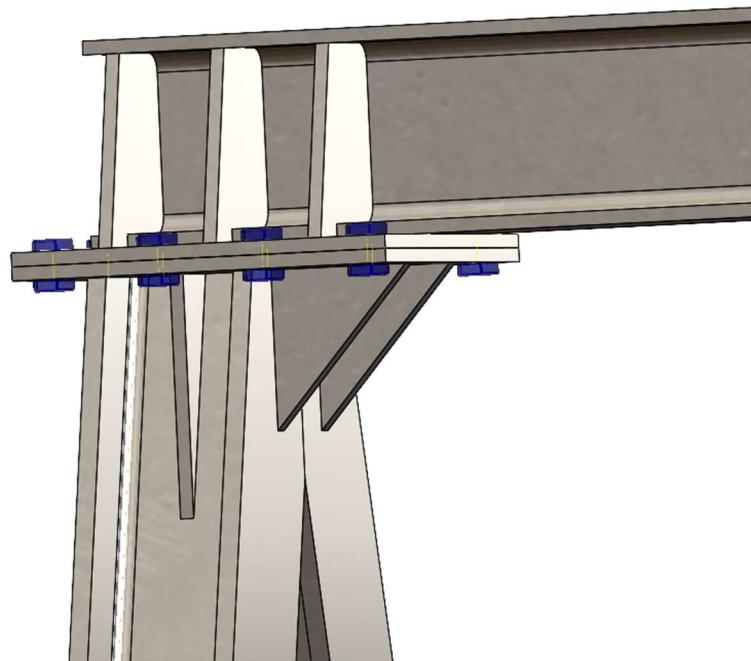


Figura 45. Diseño final de la unión atornillada

También en el anexo V, se han analizado resultados en las propias uniones, resultando favorables al modelo con rigidizadores.

8. CONCLUSIONES

En el presente trabajo fin de grado, el punto de partida era una grúa pórtico real, teniendo esa referencia se ha ido diseñando un producto final y alternativo.

Con unas especificaciones básicas, se ha conseguido ir diseñando el sistema de elevación y de traslación de la carga, seleccionando paso por paso los componentes (gancho, cable, poleas, tambor, equipo eléctrico, carro polipasto y viga principal). Según los pesos de componentes del sistema de traslación y las características dimensionales del carro, se selecciona la viga principal, que es el punto de unión entre el sistema de elevación, sistema de traslación y el posterior análisis de la estructura.

Llegando a los últimos apartados, se han construido varios modelos en SolidWorks y se han hecho análisis muy variados (estructura completa o uniones atornilladas comparando resultados con y sin rigidizadores), cada uno de ellos para diferentes posiciones de la carga. Finalmente, se selecciona el modelo con rigidizadores. En el apartado de “Análisis de esfuerzos en las uniones”, en el anexo V, los cálculos analíticos no se han correspondido con los obtenidos en SolidWorks, porque el comportamiento global de la estructura puede ser diferente al calculado mediante los diagramas de esfuerzos del modelo de barras (uniones soldadas). También en este mismo apartado, en las tablas resumen, se ha comprobado que en ese aspecto el modelo con rigidizadores no es necesariamente favorable al modelo sin rigidizadores, los resultados son distintos debido a que el punto de pivotamiento cambia y puede que las cargas se distribuyan de manera distinta. Los resultados han sido coherentes y en el resto de los estudios sí se ha podido comprobar que el modelo con rigidizadores es favorable e incluso necesario.

El diseño total del producto podría ampliarse con la definición del sistema de traslación de la estructura, con las ruedas en los apoyos y los motores acoplados para ello.

La realización del trabajo fin de grado ha sido satisfactoria, he podido conocer y aprender sobre los “aparatos de elevación”. Creo que con los recursos utilizados, el libro “Los transportes de la ingeniería industrial”, catálogos, normativas, software empleado... he sido capaz de realizar un trabajo completo y con unos resultados que cumplen las condiciones impuestas, y que por lo tanto, cumplen los objetivos.

BIBLIOGRAFÍA

SITIOS WEB

https://www.palfinger.com/es-cl/novedades/historia-de-las-gruas-viaje-en-el-tiempo-con-palfinger_n_885634

<https://gmvykon.com/conoce-mas/que-es-una-grua-torre/>

<http://desdeelmurete.com/partes-principales-de-una-grua-sobre-orugas/>

https://www.sevencrane.es/pro_cat/grua-portico/?campaign=search-XG-gantrycrane&&adgroupid=150515850869&keyword=puente%20grua%20portico&device=c&gclid=Cj0KCQjwvL-oBhCxARIlsAHkOiu3QRPrqNOToQXE2EUazP_0TkcsyQHORSGLj2X_9U7iBQxxvA0IGoaAtmtEALw_wcB

<https://www.vinca.es/producto/grua-portico-automotriz-wgr/>

<https://www.practic.com/vmat.php>

TEXTOS

Libro “Los transportes en la ingeniería industrial” Antonio Miravete, Emilio Larrodé, Luis Castejón, Jesús Cuartero.

Catálogo motores SIEMENS.

Catálogo de reductores MHD.

Catálogo TENSO CABLES.

Catálogo GISS.

Prontuario de perfiles HEB.

“Criterios de diseño de máquinas” Javier Abad Blasco, Paula Canalís Martínez, David Valladares Hernando.

NORMATIVA

UNE 58112-1:1991

DIN 15401

DIN 15402

DIN 15411

DIN 15412

DIN 15413

DIN 15144

DIN 15400

DIN 15061

UNE-EN 15011

DIN – ISO – EN – 898

ANEXO I: FICHA TÉCNICA DEL PRODUCTO

Alberto Mendoza Cortés

Diseño, cálculo y análisis de una grúa pórtico de
5 toneladas de carga máxima

Grúa pórtico automotriz

CLIENT: Babcock International Group

ACTIVIDAD: Empresa líder de servicios de ingeniería.

Babcock ofrece servicios de ingeniería especializados y personalizados que permiten a nuestros clientes mejorar su propio rendimiento y reducir los costos.

UBICACIÓN: Valencia

EQUIPO: Grúa Pórtico WGR de 5000 kg

OBJETO: Se ha suministrado y montado una grúa pórtico móvil motorizado sin railes de 5000 kg, tipo WGR para el mantenimiento y reparación de helicópteros. Capacidad de 5000 kg y 6 m de luz. Alto bajo gancho de 5.2m. El pórtico monorail es apto para uso en exteriores, y dispone de mando radio y opcional de giro manual de 90°.

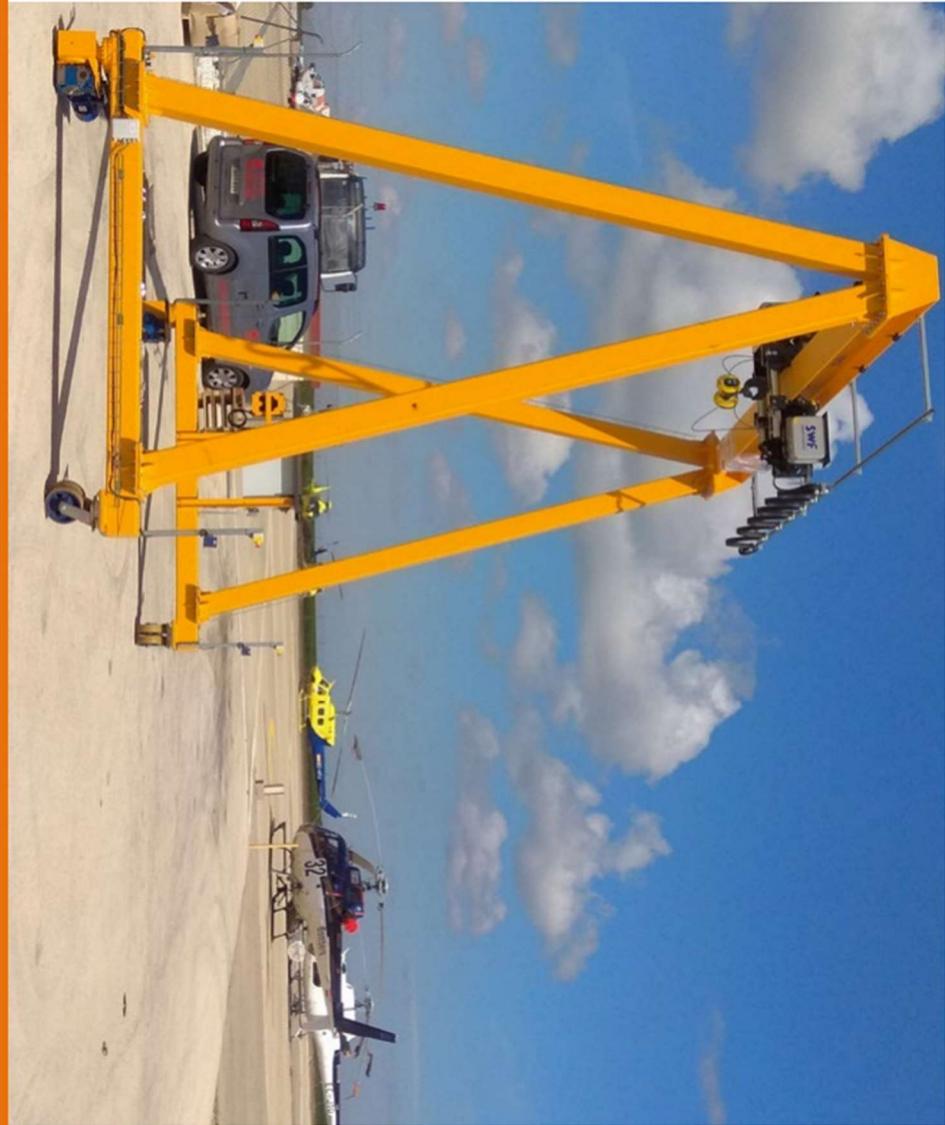


Proyecto Babcock:
Grúa pórtico automotriz



VINCA
EQUIPOS INDUSTRIALES

Proyecto Babcock:
Grúa pórtico automotriz



VINCA
EQUIPOS INDUSTRIALES

Proyecto Babcock:
Grúa pórtico automotriz



ANEXO II: CÁLCULOS DE CLASIFICACIÓN DE MECANISMO Y ESTRUCTURA

Alberto Mendoza Cortés

Diseño, cálculo y análisis de una grúa pórtico de
5 toneladas de carga máxima

A.2.1. CÁLCULOS PARA CLASIFICACIÓN DEL MECANISMO

La clasificación del mecanismo se realiza mediante la consulta de la normativa UNE 58112-1.1991 partiendo de los siguientes datos:

- Vida útil: 10 años.
- Utilización: 260 días/año.
- Jornada laboral: 8h/día.

$$\text{Duración total de servicio} = \text{Vida útil} \cdot \text{días} \cdot \text{horas}$$

$$\text{Duración total de servicio} = 10 \text{ años} \cdot 260 \frac{\text{días}}{\text{año}} \cdot 8 \frac{\text{h}}{\text{día}} = 20800 \text{ horas}$$

Con esta duración total de servicio se determina la clase de utilización según la ilustración 1:

Clase de utilización	Duración total de servicio h	Observaciones
T ₀	200	Utilización ocasional
T ₁	400	
T ₂	800	
T ₃	1600	
T ₄	3200	Utilización regular en servicio ligero
T ₅	6 300	Utilización regular en servicio intermitente
T ₆	12 000	Utilización regular en servicio intensivo
T ₇	25 000	Utilización intensiva
T ₈	50 000	
T ₉	100 000	

Ilustración 1. Clases de utilización

Con ello se asigna al mecanismo un **factor de utilización T7**, utilización intensiva.

Para determinar el estado de carga, definimos que la grúa pórtico realiza trabajos de carga pequeña y carga máxima con aproximadamente la misma frecuencia.

Consultando entonces la normativa (ilustración 2), se define lo siguiente:

Estado de carga	Coeficiente nominal del espectro de cargas K_m	Observaciones
L1 – Ligero	0,125	Mecanismo sometido excepcionalmente a la carga máxima de servicio y normalmente a cargas muy pequeñas
L2 – Moderado	0,25	Mecanismo sometido con bastante frecuencia a la carga máxima de servicio y corrientemente a cargas pequeñas
L3 – Pesado	0,50	Mecanismo sometido con bastante frecuencia a su carga máxima de servicio y corrientemente a cargas medias
L4 – Muy pesado	1,00	Mecanismo corrientemente sometido a su carga máxima de servicio

Ilustración 2. Estados de carga

Estado de carga moderado (L2) y $K_m=0,25$.

Partiendo de estos parámetros ya definidos se llega a la clasificación final del mecanismo, según la ilustración 3:

Estado de carga	Coeficiente nominal del espectro en cargas K_m	Clases de utilización del mecanismo									
		T_0	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	T_8	T_9
L1 – Ligero	0,125	M1	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2 – Moderado	0,25	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
L3 – Pesado	0,5	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8
L4 – Muy pesado	1,0	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8	M8

Ilustración 3. Clases de utilización

El grupo de clasificación del mecanismo de la grúa pórtico seleccionada es M7.

A.2.2. CÁLCULOS PARA CLASIFICACIÓN DE LA ESTRUCTURA

Se tienen los siguientes datos de partida:

- Vida útil: 20 años.
- Utilización: 260 días/año.
- Jornada laboral: 8h/día.
- 6 ciclos/h (estimación ya que se trata de una grúa móvil).

El procedimiento es similar a la clasificación del mecanismo (misma normativa).

$$\text{Ciclos totales} = \text{Vida útil} \cdot \text{días} \cdot \text{horas} \cdot \text{ciclos}$$

$$\text{Ciclos totales} = 20 \text{ años} \cdot \frac{260 \text{ días}}{\text{año}} \cdot 8 \frac{\text{h}}{\text{día}} \cdot 6 \frac{\text{ciclos}}{\text{h}} = 249600 \text{ ciclos/año}$$

Con este número de ciclos totales puede determinarse la clase de utilización, atendiendo a la ilustración 4:

Clase de utilización	Número máximo de ciclos de maniobra	Observaciones
U ₀	1,6 × 10 ⁴	Utilización ocasional
U ₁	3,2 × 10 ⁴	
U ₂	6,3 × 10 ⁴	
U ₃	1,25 × 10 ⁵	
U ₄	2,5 × 10 ⁵	Utilización regular en servicio ligero
U ₅	5 × 10 ⁵	Utilización regular en servicio intermitente
U ₆	1 × 10 ⁶	Utilización regular en servicio intensivo
U ₇	2 × 10 ⁶	Utilización intensiva
U ₈	4 × 10 ⁶	
U ₉	Más de 4 × 10 ⁶	

Ilustración 4. Clases de utilización

Se asigna a la estructura una **clase de utilización U4**, utilización regular en servicio ligero.

En cuanto al estado de carga se selecciona moderado, de la misma forma que con el mecanismo. Queda reflejado en la ilustración 5.

Estado de carga	Coeficiente nominal del espectro de las cargas K _p	Observaciones
Q1 – Ligero	0,125	Aparato que levanta raramente la carga máxima de servicio y corrientemente cargas muy pequeñas
Q2 – Moderado	0,25	Aparato que levanta con bastante frecuencia la carga máxima de servicio y corrientemente cargas pequeñas
Q3 – Pesado	0,50	Aparato que levanta con bastante frecuencia la carga máxima de servicio y corrientemente cargas medianas
Q4 – Muy pesado	1,00	Aparato que corrientemente maneja cargas próximas a la carga máxima de servicio

Ilustración 5. Estados de carga

Estado de carga moderado (Q2) y K_p=0,25.

Con estos parámetros, determinamos el grupo de clasificación según la ilustración 6.

Estado de carga	Coeficiente nominal del espectro de las cargas K_p	Clases de utilización y número máximo de ciclos de maniobra del aparato									
		U_0	U_1	U_2	U_3	U_4	U_5	U_6	U_7	U_8	U_9
Q1 – Ligero	0,125	A1	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2 – Moderado	0,25	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8
Q3 – Pesado	0,5	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8
Q4 – Muy pesado	1,0	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8	A8

Ilustración 6. Clases de utilización

Grupo de clasificación **A4**.

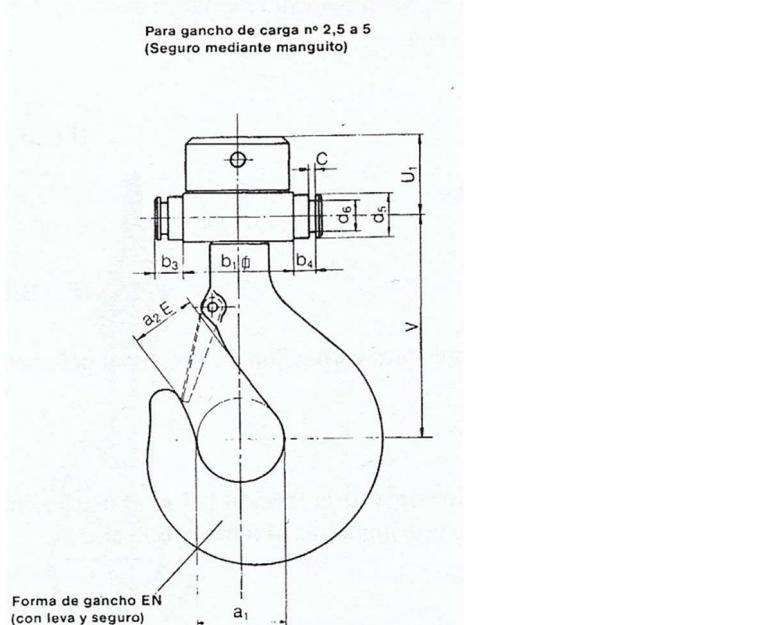
ANEXO III: CÁLCULOS DE SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN

Alberto Mendoza Cortés

Diseño, cálculo y análisis de una grúa pórtico de
5 toneladas de carga máxima

A.3.1. CÁLCULOS DE SELECCIÓN DE GANCHO

Partiendo de que la grúa tiene 5t de carga máxima y recurriendo a la normativa DIN 15401 y 15402, puede seleccionarse el siguiente gancho, cuyas dimensiones se ven en la ilustración 7.

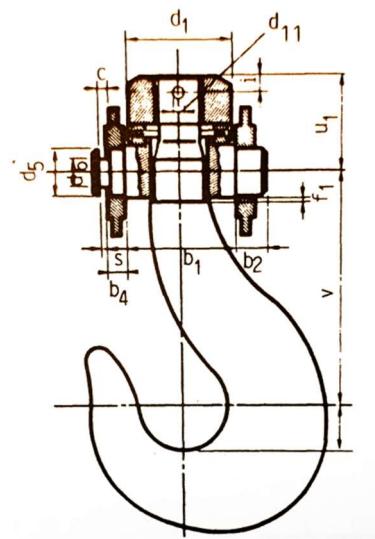


Gancho N.º (t)	a ₁	a _{2E}	a _{2D}	b ₁	b ₃	b ₄	c	d ₃	d ₅ h ₉	d ₆	s	u ₁	u ₃	v	Rodam.	Peso (Kg.)	Referencia
2,5	63	50	40	80	22,5	17	8	M 36	30	19	10	64			170	51108	9
4	71	56	45	90	25	19	8	M 42	35	23	12	71			190	51110	14
5	80	63	50	100	27,5	22	8	M 45	40	27	15	80			210	51112	20
6	90	71	56	125	30	24	10	Rd 50	45	32	15	95	95	240	51214	29	001.6
8	100	80	63	140	35	29	10	Rd 56	50	36	20	104	104	265	51216	40	001.8
10	112	90	71	160	35	29	10	Rd 64	55	40	20	110	116	280	51218	57	001.10
12	125	100	80	180	42,5	34	10	Rd 72	60	42	25	127	133	315	51220	85	001.12
16	140	112	90	190	42,5	36	12	Rd 80	70	50	25	138	143	370	51222	110	001.16
20	160	125	100	200	47,5	41	12	Rd 90	80	56	30	150	157	415	51224	160	001.20
25	180	140	112	220	49	41	12	Rd 100	90	64	30	166	173	460	51226	228	001.25
32	200	160	125	260	59	51	12	Rd 110	100	72	40	188	195	500	51232	312	001.32
40	224	180	140	285	65	58	14	Rd 125	110	80	45	208	215	565	51236	445	001.40
50	250	200	160	335	65	58	14	Rd 140	125	92	45	224	232	620	51244	612	001.50
63	280	224	180	380	71	63	14	Rd 160	140	104	50	260	267	700	51248	870	001.63
80	315	250	200	420	72,5	63	14	Rd 180	160	120	50	287	294	800	51256	1230	001.80
100	355	280	224	470	87,5	77	18	Rd 200	180	136	60	328	333	885	51260	1750	001.100
125	400	315	250	510	87,5	77	18	Rd 225	200	150	60	365	374	1000	51268	2520	001.125
160	450	355	280	550	100	87	18	Rd 250	220	164	70	406	416	1130	51272	3580	001.160
200	500	400	315	610	100	87	18	Rd 280	240	184	70	492	502	1270	51372	4850	001.200
250	560	450	355	700	110	97	18	Rd 320	260	200	80	552	562	1440	51384	6850	001.250

Ilustración 7. Dimensiones de ganchos simples

El gancho seleccionado será simple (nº5) y las dimensiones ilustradas en la imagen serán las correspondientes en la tabla. El material será un acero forjado de calidad ASt-52.

En cuanto a las disposiciones de suspensiones, se adopta la siguiente (respecto a la normativa DIN 15411 y según la ilustración 8):

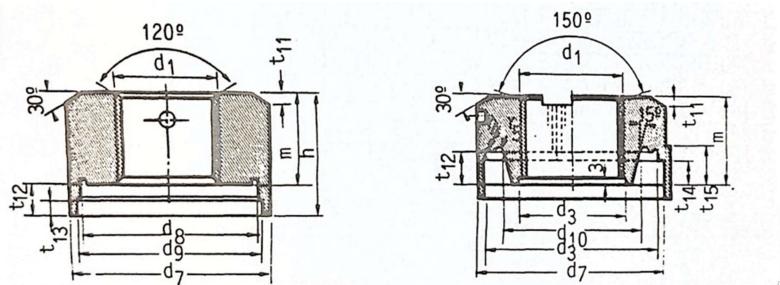


Tamaño (ganchos de carga) número	b_1	b_2	b_3	b_4	c	d_2	d_4	d_5	d_6	h_1	h_2	h_3	r_1	r_2	s_1	s_2	t_1	t_2
2,5	60	125	22,5	17	8	37	40	30	19	40	21,5	37	0,6	1,6	0,5	1,2	2	2
4	80	140	25	10	9	43	50	35	23	45	24	42	0,6	1,6	0,5	1,2	3	2
5	100	155	27,5	22	8	46	60	40	27	50	27,5	45	1	1,6	0,5	1,2	3	2
6	125	185	30	24	10	51	70	45	32	55	30	50	1	1,2	0,5	1,2	4	2,5
8	140	210	35	29	10	58	80	50	36	60	32,5	55	1	1,2	0,5	1,2	4	3,5
10	160	230	35	29	10	66	90	55	40	65	35	60	1,3	1,2	0,3	1,2	4	5
12	180	265	42,5	34	10	74	100	60	42	78	42	72	1,3	2	0,5	2	5	6
16	190	275	42,5	36	12	82	110	70	50	88	47	82	1,3	2	0,5	2	5	7
20	200	295	47,5	41	12	93	120	80	56	95	51	88	1,3	2	0,5	2,2	5	6,5
25	220	318	49	41	12	103	130	90	64	105	56	98	1,6	2	0,5	2,2	5	8
32	260	378	59	51	12	113	160	100	72	115	62	106	1,6	2	1	1	5	9
40	285	415	65	58	14	128	180	110	80	130	70	120	1,6	2,5	0,5	2,3	5	11
50	335	465	65	58	14	143	220	125	92	145	77,5	135	2	2,5	0,5	2,3	5	12
63	380	522	71	63	14	163	240	140	104	160	85	150	2,5	2,5	0,5	2,3	5	13
80	420	565	72,5	63	14	183	280	160	120	180	95	170	2,5	2,5	0,5	2,3	6	15,5
100	470	645	87,5	77	18	203	300	180	136	200	106	188	2,5	2,5	0,5	2,2	6	18,5
125	510	685	87,5	77	18	229	340	200	150	240	126	228	2,5	5	0,5	3,4	6	14
160	550	750	100	87	18	254	360	220	164	270	142	256	3	5	0,5	3,4	6	25
200	610	810	100	87	18	284	360	240	184	305	160	290	4	5	0,5	3,4	6	25
250	700	920	110	97	18	325	420	260	200	850	185	330	5	5	0,5	3,4	6	27

Ilustración 10. Dimensiones de traviesas

La norma DIN 15413 determina las dimensiones de tuercas de ganchos de carga.

Se entra a la ilustración 11 con la rosca métrica correspondiente al nº5 de gancho, M45.



d_1 rosca métrica	rosca redonda según DIN 15403	d_3	d_7	d_8	d_9	d_{10}	h	m	r_4	r_5	t_{11}	t_{12}	t_{13}	t_{14}	t_{15}	Para ganchos de carga nº
M 36	-	-	70	50	63	-	44	32	0,6	-	4	12	8	-	-	2,5
M 42	-	-	80	70	73	-	40	36	0,6	-	5	13	6	-	-	4
M 45	-	-	95	85	88	-	56	40	1	1	5	16	9	-	-	5
-	Rd 50 x 6	50,6	115	105	-	68	-	55	1,6	4	8	20	-	15	22	6
-	Rd 56 x 6	56,6	125	115	-	78	-	62	1,6	4	8	21	-	16	23	8
-	Rd 64 x 8	64,8	145	135	-	88	-	67	2,5	5	8	24	-	18	26	10
-	Rd 72 x 8	72,8	165	150	-	98	-	76	2,5	5	8	25	-	19	27	12
-	Rd 80 x 10	81	175	160	-	108	-	84	2,5	6	10	29	-	23	32	16
-	Rd 90 x 12	91	185	170	-	118	-	93	2,5	6	10	28	-	22	31	20
-	Rd 100 x 12	101,2	205	190	-	128	-	103	2,5	6	10	33	-	25	36	25
-	Rd 110 x 12	111,2	240	225	-	144	-	115	2,5	8	10	33	-	25	36	32
-	Rd 125 x 14	126,4	270	250	-	164	-	125	2,5	8	10	35	-	27	39	40
-	Rd 140 x 16	141,6	320	300	-	187	-	140	2,5	10	10	48	-	38	53	50
-	Rd 160 x 18	161,8	360	340	-	207	-	153	2,5	12	10	48	-	38	53	63
-	Rd 180 x 20	182	400	380	-	235	-	173	2,5	16	10	53	-	43	58	80
-	Rd 200 x 22	202,2	445	420	-	258	-	193	2,5	16	10	58	-	46	63	100
-	Rd 225 x 24	227,4	490	460	-	290	-	215	3	18	12	63	-	51	69	125
-	Rd 250 x 28	252,8	530	500	-	320	-	241	3	18	12	75	-	60	82	160
-	Rd 280 x 32	283,2	590	560	-	360	-	266	3	20	12	81	-	63	89	200
-	Rd 320 x 36	323,6	680	650	-	420	-	296	3	20	12	91	-	69	100	250

CS Escaneado con CamScanner

Ilustración 11. Dimensiones de tuercas

La DIN 15144 determina las dimensiones de las piezas de aseguramiento de ganchos de carga. Únicamente aparecen datos a partir de gancho de carga nº6, por lo tanto, se prescinde de esta pieza.

A.3.2. CÁLCULOS DE SELECCIÓN DE CABLE DE ELEVACIÓN

Para el dimensionado y selección del cable de elevación, la norma DIN 15400 marca unas reglas basadas en ensayos y experiencias prácticas.

Se trabaja con los siguientes datos:

-Qu, carga máxima nominal del aparato: 5000 kg.

-Qes, peso propio del aparejo (el peso del gancho recogido): 20 kg.

-i, relación del aparejo: 4.

El rendimiento del aparejo viene dado según el número de ramales, como se muestra en la ilustración 12:

Nº ramales	2	3	4	5	6	7	8	9	etc
rendimiento	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93	0,92	etc

Ilustración 12. Rendimiento del aparejo

En apartados anteriores se ha clasificado al mecanismo en el grupo M7, esto permite conocer los coeficientes Kc y Zp, según la ilustración 13.

FEM			DIN					
GRUPO	SEGURIDAD MINIMA Zp		GRUPO	COEFICIENTE Kc				
	NORMAL	CARGA PELIGROSA CABLE ANTI - GIRATORIO		NORMAL		CARGAS PELIGROSAS Y CABLE ANTIGIRATORIO		
				180	200	180	200	
M3	3,55	4	I Bm	0,250	0,235	0,265	0,250	
M4	4	4,5	I Am	0,265	0,250	0,280	0,265	
M5	4,5	5,6	2m	0,280	0,265	0,315	0,280	
M6	5,6	7,1	3m	0,315	0,280	0,335	0,325	
M7	7,1	9	4m	0,335	0,325	0,375	0,365	
M8	9	11,2	5m	0,375	0,365	0,425	0,400	

Ilustración 13. Coeficientes Zp y Kc

La tracción máxima en el cable se define como:

$$S = \frac{Qu + Qes}{i \cdot \eta} = \frac{5000 + 20}{4 \cdot 0,97} = 1294 \text{ kg.}$$

La carga mínima de rotura del cable es $F_o = Zp \cdot S = 7,1 \cdot 1294 = 9187,4 \text{ kg}$.

El diámetro del cable se calcula como $d = Kc \cdot \sqrt{S} = 0,325 \cdot \sqrt{1294} = 11,7 \text{ mm}$.

Los cables más utilizados en grúas pórtico con un rango de diámetro de utilización 10 mm-30 mm pueden ser:

6 cordones x 37 alambres (1+6+12+18) + 1 alma textil.

6 cordones x 36 alambres (1+7+7,7+14) W.S + 1 alma textil.

En la ilustración 14 se muestra la constitución de un cable genérico.

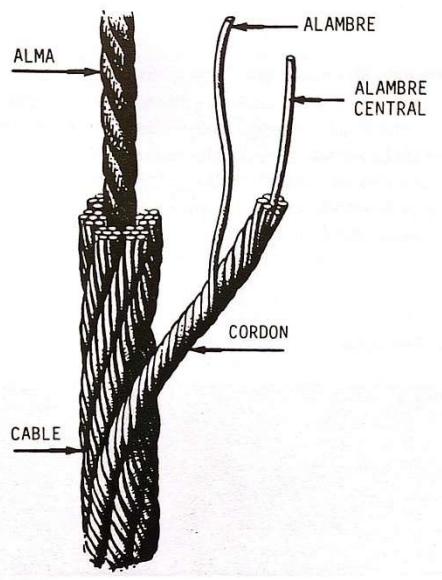
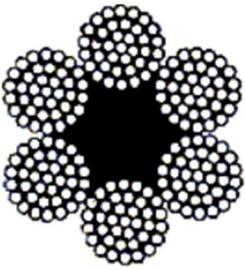


Ilustración 14. Constitución de un cable

Consultando TENSO CABLES se llega a la elección final del cable. En las ilustraciones 15 y 16 se ven las características recogidas.



Composición:	6x37+1	Cordones:	6
Alma:	Textil	Hilos:	222
Superficie:	Galvanizada	Factor f:	0,455
Arrollamiento:	Cruzado izquierda (zS)	Factor k:	0,825
Resistencia:	200 [kg/mm ²]	Factor w:	0,9682

Ilustración 15. Propiedades del cable seleccionado

Diámetro nominal [mm] ⁽ⁿ⁵⁾	Tolerancia [%]	Peso aprox. [kg/m]	Carga de rotura calculada [kg]	Carga de rotura mínima [kg]
6	+6/-0%	0,125	2.570	2.120
7	+6/-0%	0,17	3.500	2.890
8	+5/-0%	0,221	4.570	3.770
9	+5/-0%	0,28	5.790	4.780
10	+5/-0%	0,346	7.150	5.900
11	+5/-0%	0,419	8.650	7.130
12	+5/-0%	0,498	10.300	8.490
13	+5/-0%	0,585	12.100	9.960
14	+5/-0%	0,678	14.000	11.600
16	+5/-0%	0,886	18.300	15.100
18	+5/-0%	1,12	23.200	19.100
20	+5/-0%	1,38	28.600	23.600

Ilustración 16. Diámetro del cable seleccionado

Teniendo una carga mínima de rotura de 9187,4 kg, se escoge el cable de:

- Diámetro: 13 mm.
- Carga de rotura: 9960 kg.
- Peso aproximado: 0,585 kg/m.

A.3.3. CÁLCULOS DE SELECCIÓN DE POLEAS

Para la selección, en primer lugar, se recurre a la norma DIN 15061, para definir perfiles de garganta de poleas, tal y como se ve en la ilustración 17.

Rescatando el diámetro nominal del cable 13 mm visto con anterioridad:

Radio de garganta diferencia adm. para precisión <i>r₁</i>	h ²⁾ valores aproximados			Diámetro nominal del cable <i>d₁</i>
	1	2	3 ¹⁾	
1,6				3
2,2				4
2,7				5
3,2	+0,4	+0,2	+0,1	6
3,7				7
4,2				8
4,8				9
5,3				10
6				11
6,5				12
7	+0,6	+0,3	+0,2	13
7,5				14
8				15
8,5				16
9				17
9,5				18
10				19
10,5				20
11				21
12	+0,8	+0,4	+0,2	22
12,5				23
13				24

Ilustración 17. Perfiles de garganta de poleas

El diámetro primitivo mínimo de una polea se determina verificando la relación:

$$D_1 \geq d_1 \cdot h_1 \cdot h_2$$

Siendo:

- D_1 , diámetro del cable: 13 mm.
- h_1 , coeficiente dependiente del grupo de clasificación del mecanismo: 25.
- h_2 , coeficiente de mayoración de h_1 : 1,12.

Para conocer h_1 y h_2 ha sido necesario consultar las siguientes tablas, ilustraciones 18 y 19.

GRUPO		CABLE NORMAL			CABLE ANTIGIRATORIO		
FEM	DIN	POLEA DE CABLE	POLEA COMPENSADORA	TAMBOR	POLEA DE CABLE	POLEA COMPENSADORA	TAMBOR
M3	1 Bm	16	12,5	16	18	14	16
M4	1 Am	18	14	16	20	16	18
M5	2m	20	14	18	22,4	16	20
M6	3m	22,4	16	20	25	18	22,4
M7	4m	25	16	22,4	28	18	25
M8	5m	28	18	25	31,5	20	28

Ilustración 18. Coeficiente h_1

Teniendo 4 ramales, la W_{tot} se calcula como $W_{tot} = 4 \cdot 2 = 8$

- $W=1$, para un tambor.
- $W=2$, para una polea que no suponga inversión del sentido de enrollamiento en el recorrido del cable.
- $W=4$, para cada polea que produzca una inversión en el sentido de enrollamiento
- $W=0$, para poleas en equilibrio.

W_{tot}	≤ 5	$6 \text{ a } 9$	> 10
h_2	1	1,12	1,25

Ilustración 19. Coeficiente h_2

El diámetro primitivo mínimo será $D_1 = 13 \cdot 25 \cdot 1,12 = 364 \text{ mm.}$

Con el valor $h_2 = 1,12$ se determina la disposición del aparejo, según ilustración 20:

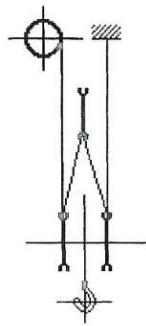


Ilustración 20. Disposición del aparejo

Ahora se puede consultar las tablas de dimensionado de poleas:

-Con rodamiento de bolas.

-Con rodamiento de rodillos.

Teniendo en cuenta un diámetro primitivo $D_1 = 400 \text{ mm}$ y un diámetro de cable $d_1 = 13 \text{ mm}$, es necesario recurrir a las poleas con rodamientos de rodillos ya que en el caso de rodamiento de bolas no son posibles estos dos parámetros.

Queda reflejada la selección en la ilustración 21.

D ₁	Ø cable	r	d ₂	b	E _g d ₃	d ₄ h ₆	M ₇ d ₅	d ₆	M ₇ d ₇	d ₈	I ₁ -0,2	I ₂ -0,2	I ₃	Rodamientos		Peso apr. Kg.	Referencia
														X	Y		
225	6-10	4 5	255 260	30 32	45 50	60 60	85 85	120 120	—	—	65 65	100 100	87 87	4912 4912	—	10 11	017.22.09 017.22.10
250	7-12	5 5,6 6,3	285 285 290	32 34 38	50 60	60 70	85 100	120 135	— 85	120	65 75	100 110	87 97	4912 4914 4912	— 12 14	017.25.10 017.25.12	
280	9-14	5,6 6,3 7	315 320 325 330	34 38 44 50	50 55 60 70	60 70	85 100	120 135	— 85	120	65 75	100 110	87 97	4912 4914 4912 4916 4914	— 15 17 18 19	017.28.10 017.28.11 017.28.12 017.28.14	
315	10-15	6,3 7 8	355 360 360	38 60 70	50 70 80	60 100	85 135	120 120	— 85	120	65 75	100 110	87 97	4912 4914 4912 4916 4914	— 18 20 22	017.31.10 017.31.12 017.31.14	
355	12-17	7 8 9	400 400 411	38 40 48	50 60 80	70 100	110 140	145 180	100 110	135 145	75 95	110 130	97 111	4916 4920 4916 4916	22 26	017.35.14 017.35.16	
400	13-21	8 9 10 11	445 448 456 475	40 44 50 60	70 75 80 90	80 90 100 110	110 125 140 150	145 165 180 190	100 — 110 125	135 — 145 165	75 85 95 95	110 130 130 140	97 111 111 121	4916 4914 4920 4922 4918	26 27 28 32	017.40.14 017.40.15 017.40.16 017.40.18	
450	15-24	9 10 11	506 506 525	48 50 60	70 80 90	80 110 110	110 140 150	145 180 190	100 110 125	135 145 165	75 95 95	110 130 140	97 117 121	4916 4916 4920 4922 4918	36 27 40 41	017.45.14 017.45.15 017.45.16 017.45.18	
500	16-26	10 11 12,5 14	556 575 570 570	50 60 80 80	70 80 100 100	80 110 120 120	110 145 165 180	145 180 190 220	100 110 125 140	135 145 165 180	75 95 95 105	110 130 140 150	97 117 121 133	4916 4914 4922 4924 4920	38 40 42 45	017.50.14 017.50.16 017.50.18 017.50.20	
400	13-21	8 9 10 11	445 448 456 475	40 44 50 60	70 75 80 90	80 90 100 110	110 125 140 150	145 165 180 190	100 — 110 125	135 — 145 165	75 85 95 95	110 130 130 140	97 111 111 121	4916 4914 4920 4922 4918	26 27 28 32	017.40.14 017.40.15 017.40.16 017.40.18	

Ilustración 21. Poleas con rodamientos de rodillos

Dentro de las 4 posibilidades, se escoge la fila de arriba, referencia 017.40.14.

Excluyendo con Cálculos

A.3.4. CÁLCULOS DE SELECCIÓN DE TAMBOR

La norma DIN 15061 marca los perfiles de garganta según el diámetro nominal del cable, como se ve en la ilustración 22.

r1	p	hmin	r2	d1
7 + 0,2	15	5	0,8	13

Ilustración 22. Perfiles de garganta

Para calcular el diámetro del tambor, hay que tener en cuenta que las paredes están sometidas a solicitudes de torsión, de flexión por la tracción del cable y de compresión por el apriete del cable.

El cálculo a flexión y torsión se efectúa solo a tambores de gran diámetro y longitud, teniéndose en cuenta normalmente solo los esfuerzos debido a la compresión. Si los tambores son de longitud menor de tres diámetros, las tensiones de torsión y flexión no sobrepasan un 15% de la tensión de compresión.

Siendo:

-S, tracción del cable: $1294 \text{ kg} \cdot 9,81 = 12694,14 \text{ N}$

-s, paso del enrollamiento: 15 mm.

El esfuerzo de compresión para un tambor totalmente recubierto de espiras se calcula como:

$$\sigma = 0,85 \cdot \frac{S}{h \cdot s}$$

En el extremo del arrollamiento el esfuerzo a compresión es:

$$\sigma_{ca} = 0,5 \cdot \frac{S}{h \cdot s}$$

También en ese extremo, subsiste una flexión local:

$$\sigma_{fa} = 9,6 \cdot S \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{D^2 \cdot h^6}}$$

Ambas solicitudes son simultáneas, existen valores los cuales resulta conveniente que los esfuerzos admisibles no sobrepasen:

-Fundición Ge 18.91, $\sigma_{fa} = 20 - 25 \text{ MPa}$

-Acero St 37.21, $\sigma_{fa} = \sigma_{ca} = 50 \text{ MPa}$

Antes de los cálculos es necesario recurrir a la siguiente tabla (ilustración 23), que muestra los espesores de los tambores soldados en acero de 370 MPa (St 37.21) y de tambores de fundición de 180 Mpa (Ge 18.91).

Los valores que aparecen entre paréntesis son referidos a tambores de fundición, para un servicio normal.

Teniendo 1294 kg de tracción del cable, se selecciona la fila de 1500kg.

Tracción del cable (kg)	Diámetro del cable (mm)	Paso (mm)	Diámetro del tambor (mm)						
			250	300	400	500	600	700	800
500	8	9,5	4 (6)	4 (6)	--	--	--	--	--
1 000	10	12	6 (9)	6 (9)	--	--	--	--	--
1 500	13	15	--	8 (12)	7 (11)	--	--	--	--
2 000	16	18	--	9 (14)	8 (13)	--	--	--	--
2 500	16	18	--	--	10 (15)	10 (12)	--	--	--
3 000	19	22	--	--	11 (16)	11 (16)	--	--	--
4 000	22	25	--	--	--	12 (18)	--	--	--
5 000	24	27	--	--	--	14 (20)	14 (20)	--	--
6 000	27	31	--	--	--	--	15 (22)	14 (22)	--
7 000	29	33	--	--	--	--	16 (24)	16 (24)	--
8 000	31	35	--	--	--	--	--	17 (26)	--
9 000	31	35	--	--	--	--	--	19 (27)	18 (26)
10 000	33	37	--	--	--	--	--	20 (28)	19 (27)

Ilustración 23. Diámetro del tambor según diámetro de cable

Primero se opta por el Acero St 37.21, hay dos opciones:

- Diámetro del tambor de 300 mm y espesor (h) de 8 mm.
- Diámetro del tambor de 400 mm y espesor (h) de 7 mm.

Según la primera opción (D=300 mm y h=8mm):

$$\sigma_{fa} = 9,6 \cdot 12694,14 \cdot 0,1 \text{ daN} \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{300^2 \cdot 8^6}} = 31,1 \text{ MPa} < 50 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ca} = 0,5 \cdot \frac{12694,14 \text{ N}}{8 \cdot 15} = 52,9 \text{ MPa} > 50 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 0,85 \cdot \frac{12694,14 \text{ N}}{8 \cdot 15} = 89,917 \text{ MPa}$$

Según la segunda opción (D=400 mm y h=7mm):

$$\sigma_{fa} = 9,6 \cdot 12694,14 \cdot 0,1 \text{ daN} \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{400^2 \cdot 7^6}} = 32,9 \text{ MPa} < 50 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ca} = 0,5 \cdot \frac{12694,14 \text{ N}}{7 \cdot 15} = 60,45 \text{ MPa} > 50 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 0,85 \cdot \frac{12694,14 \text{ N}}{7 \cdot 15} = 102,76 \text{ MPa}$$

En el caso del acero no hay ninguna opción válida ya que σ_{ca} supera los 50 MPa máximos marcados anteriormente.

De esta manera, será necesario hacer los mismos cálculos para la fundición.

De nuevo hay dos opciones:

-Diámetro de 300 mm y espesor (h) de 12 mm.

-Diámetro de 400 mm y espesor (h) de 11 mm.

Según la primera opción (D=300mm y h=12mm):

$$\sigma_{fa} = 9,6 \cdot 12694,14 \cdot 0,1 \text{ daN} \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{300^2 \cdot 12^6}} = 16,925 \text{ MPa} < (20 \text{ MPa} - 25 \text{ MPa})$$

$$\sigma_{ca} = 0,5 \cdot \frac{12694,14 \text{ N}}{12 \cdot 15} = 35,26 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 0,85 \cdot \frac{12694,14 \text{ N}}{12 \cdot 15} = 59,95 \text{ MPa}$$

Según la segunda opción (D=400mm y h=11mm):

$$\sigma_{fa} = 9,6 \cdot 12694,14 \cdot 0,1 \text{ daN} \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{400^2 \cdot 11^6}} = 16,7 \text{ MPa} < (20 \text{ MPa} - 25 \text{ MPa})$$

$$\sigma_{ca} = 0,5 \cdot \frac{12694,14 \text{ N}}{11 \cdot 15} = 38,47 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 0,85 \cdot \frac{12694,14 \text{ N}}{11 \cdot 15} = 65,4 \text{ MPa}$$

En el caso de la fundición ambas opciones son válidas, así que se selecciona la que tenga menores tensiones, opción 1.

-D,Diámetro del tambor: 300 mm.

-h, espesor del tambor: 12 mm.

Las dimensiones de las ranuras de los tambores se determinan según el diámetro del cable de la siguiente forma (ilustración 24):

Diámetro del cable	10.	13.	16.	19.	22.	27.	33.	40.	44.
s	12	15	18	22	25	31	37	45	49
r	5,5	7	9	10,5	12	15	18	22	24
a	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6

Ilustración 24. Dimensiones de las ranuras de los tambores

Para saber la inclinación de las ranuras helicoidales del tambor se hace el siguiente cálculo:

$$tg\beta = \frac{P}{D \cdot \pi} = \frac{15 \text{ mm}}{300 \text{ mm} \cdot \pi} = 0,0159155$$

$$\beta = arctg(0,0159155) = 0,912^\circ$$

Ahora, para calcular la longitud del tambor, partiendo de que la altura máxima de la grúa es de 6 metros y de que el número de ramales es 4, la longitud máxima del cable será:

$$L_{max} = 6 \text{ m} \cdot \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} \cdot 4 \text{ ramales} = 24000 \text{ mm}$$

$$L_{max} = 26000 \text{ mm}$$

Para contar con cierta holgura, se le dan a la longitud máxima del cable unos dos metros más de los calculados.

Teniendo un diámetro del tambor de 300 mm, el número de arrollamientos se calcula como:

$$n^o \text{ arrollamientos} = \frac{26000 \text{ mm}}{300 \text{ mm} \cdot \pi} = 28 \text{ arrollamientos}$$

$$n^o \text{ arrollamientos} = 30 \text{ arrollamientos}$$

Con el fin de reforzar la fijación del cable al tambor se aumenta un poco el número de arrollamientos.

Para calcular la longitud del tambor será necesario recurrir al paso del enrollamiento obtenido anteriormente:

$$L = 30 \text{ arrollamientos} \cdot 15 \text{ mm} = 450 \text{ mm}$$

Por último, para saber un valor de peso aproximado del tambor, se parte de la composición química y densidades de la fundición del tambor Ge 18.91.

Ge 18,91% (5223 kg/m³), C 3,21% (2267 kg/m³), Si 1,99% (2330 kg/m³),

Mn 0,71% (7430 kg/m³), P 0,21% (1823 kg/m³), S 0,045% (2070 kg/m³),

74,925% Fe (7874 kg/m³)

De tal forma que la densidad de la fundición será:

$$\rho = \frac{18,91 \cdot 5223 + 3,21 \cdot 2267 + 1,99 \cdot 2330 \dots}{100\%} = 7064 \text{ kg/m}^3$$

Se tiene el tambor de diámetro 300mm, espesor 12 mm y longitud 450 mm. El cálculo del peso aproximado del tambor se hace de la siguiente manera (suponiendo un cilindro hueco):

$$\text{Volúmen tambor} = \pi \cdot 0,15^2 \cdot 0,45 - \pi \cdot 0,138^2 \cdot 0,45 = 0,004886 \text{ m}^3$$

$$\text{Peso tambor} = 0,004886 \text{ m}^3 \cdot 7064 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 34,52 \text{ kg.}$$

En la ilustración 25 se muestra el razonamiento para llegar al peso del tambor.

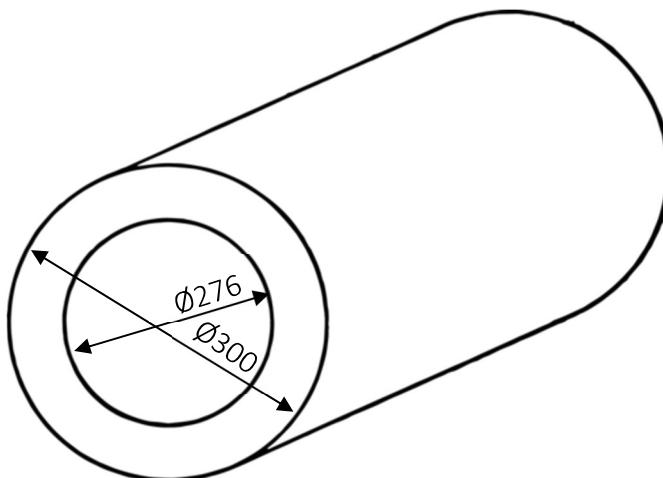


Ilustración 25. Cilindro hueco para aproximación del peso del tambor

A.3.5. CÁLCULOS PREVIOS A SELECCIÓN DE MOTOR

Para comenzar con la preselección del motor se requiere volver a ciertos cálculos sobre el tambor seleccionado.

Tomando como punto de partida el tambor de longitud 450 mm y que la relación del aparejo establecida con anterioridad era de 4 (tambor y 3 poleas), se define a continuación un esquema del sistema de poleas diseñado según la ilustración 26.

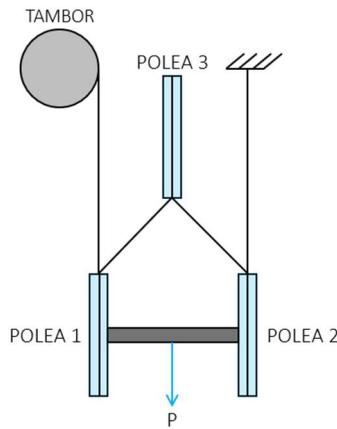


Ilustración 26. Sistema de poleas

Las poleas 1 y 2 son aquellas que forman parte del aparejo del cual desciende el gancho, mientras que la 3 es una polea de compensación.

Para conocer las cargas que actúan sobre el tambor son necesarios los diagramas de sólido libre del sistema mostrado. El reparto de los pesos queda de la siguiente forma, tal y como se ve en la ilustración 27.

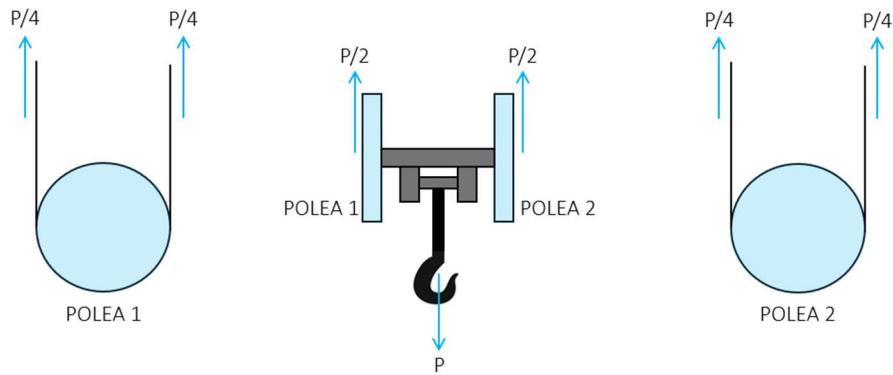


Ilustración 27. Reparto de pesos del sistema de poleas

Volviendo al esquema general, la carga que va a actuar en el tambor va a estar centrada y va a tener un valor de $P/4$ según lo mostrado en la ilustración 28.

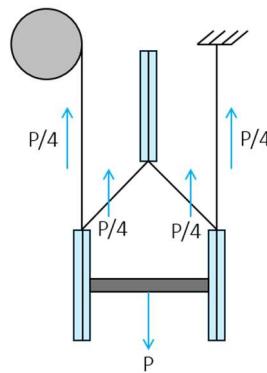


Ilustración 28. Reparto de pesos del sistema completo

Para estimar el valor de P , de la misma forma que se ha hecho con la viga carril, se recogen los pesos de los componentes que ha de soportar el tambor.

$$\text{Peso total} = Q_{\max} + P_{gancho} + P_{cable} + P_{poleas}$$

$$\text{Peso total} = 5000 \text{ kg} + 20 \text{ kg} + 0,585 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot 6 \text{ m} + 3 \text{ poleas} \cdot 26 \text{ kg} = 5101,51 \text{ kg}$$

$$P = 5101,51 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 50045,82 \text{ N}$$

$$\frac{P}{4} = \frac{50045,82 \text{ N}}{4} = 12511,5 \text{ N}$$

Con el valor de la carga que actúa sobre el tambor, se estiman las reacciones en el tambor de la siguiente forma (ilustración 29):

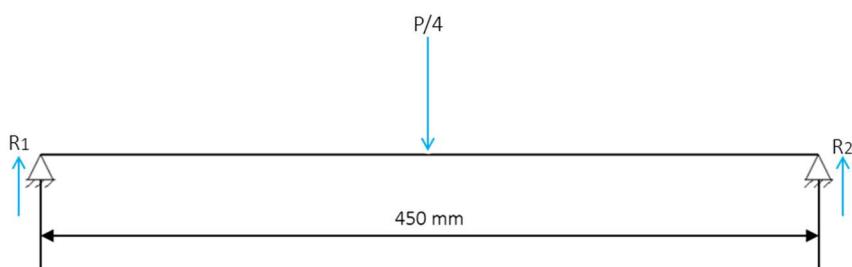


Ilustración 29. Esquema del tambor

$$\sum F_y = R_1 + R_2 - \frac{P}{4} = 0$$

$$\sum M_1 = R_2 \cdot 450 \text{ mm} - \frac{P}{4} \cdot \frac{450 \text{ mm}}{2} = 0$$

$$R_2 \cdot 450 \text{ mm} - 12511,5 \text{ N} \cdot 225 \text{ mm} = 0$$

$$R_2 = 6255,75 \text{ N}$$

$$R_1 = 12511,5 \text{ N} - 6255,75 \text{ N} = 6255,75 \text{ N}$$

Con el uso del software MEFI, se simulan los diagramas de esfuerzos del tambor, obteniéndose los resultados de las siguientes ilustraciones 30, 31 y 32.

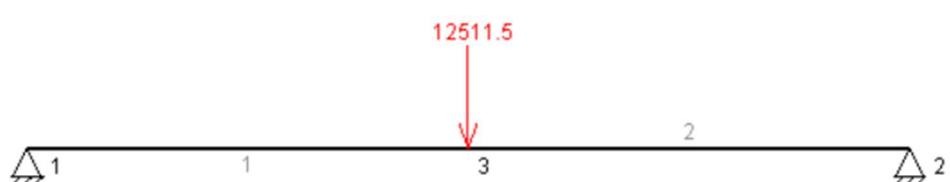


Ilustración 30. Cargas sobre el tambor



Ilustración 31. Esfuerzo cortante en el tambor

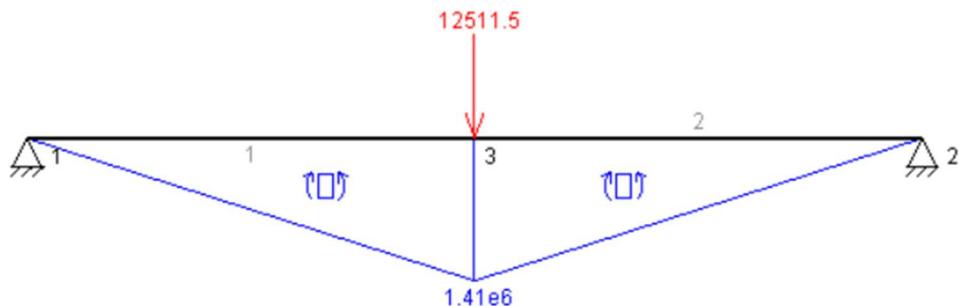


Ilustración 32. Momento flector en el tambor

MEFI aproxima a la alza, por lo tanto, puede tomarse como momento fletor máximo un valor de 1410000 Nmm (o 1410 Nm) y un esfuerzo cortante máximo de 6260 N.

Habiendo terminado los cálculos relativos al tambor, es necesario establecer la velocidad de elevación de carga del polipasto. Basado en ejemplos del sector para grúas con aproximadamente la misma capacidad máxima, se establece lo siguiente:

-Velocidad “normal” de elevación de carga: 10 metros/minuto.

-Velocidad “lenta” de elevación de carga: 3 metros/minuto.

Haciendo cierta recopilación de datos ya recogidos o establecidos, se llegará a la velocidad de giro del eje del tambor, para posteriormente poder calcular la potencia necesaria y hacer la selección del motor.

-Diámetro del tambor: 300 mm.

-Velocidad de elevación: 10 m/min.

-Relación del aparejo: 4.

Como se muestra en la ilustración 33, las velocidades de las poleas que se encargan del movimiento de elevación de la carga se distribuyen de forma que, el ramal que conecta estas poleas 1 y 2 con la polea 3 tiene una velocidad igual a 0.

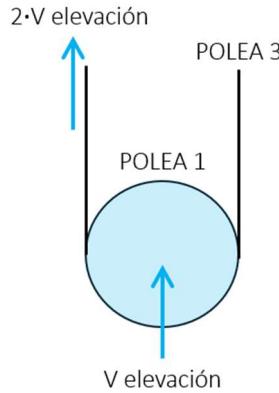


Ilustración 33. Distribución de velocidades

Por lo tanto, por el otro ramal $V_{tambor} = 2 \cdot V_{elevación} = 20 \text{ metros/min}$

La velocidad angular del tambor se calcula como $W_{tambor} = V_{elevación}/R_{tambor}$

$$W_{tambor} = \frac{20000 \text{ mm/min}}{150 \text{ mm}} = 133,34 \text{ rad/min}$$

$$n_{tambor} = 133,34 \text{ rad/min} \cdot \frac{1}{2\pi} = 21,222 \text{ rpm}$$

Por lo tanto, queda fijada una velocidad de giro del eje tambor de 21,222 rpm.

A continuación, según el esquema del sistema de poleas visto con anterioridad y rescatado en las ilustraciones 34 y 35, se procede a establecer la potencia exigida siguiendo el procedimiento mostrado.

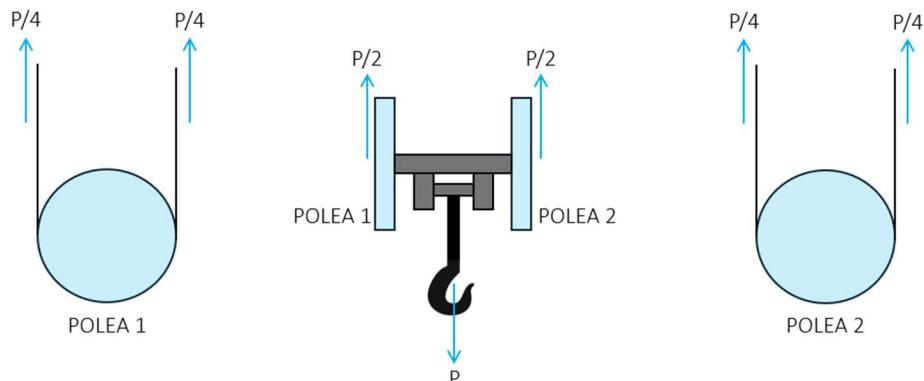


Ilustración 34. Reparto de pesos en el sistema de poleas

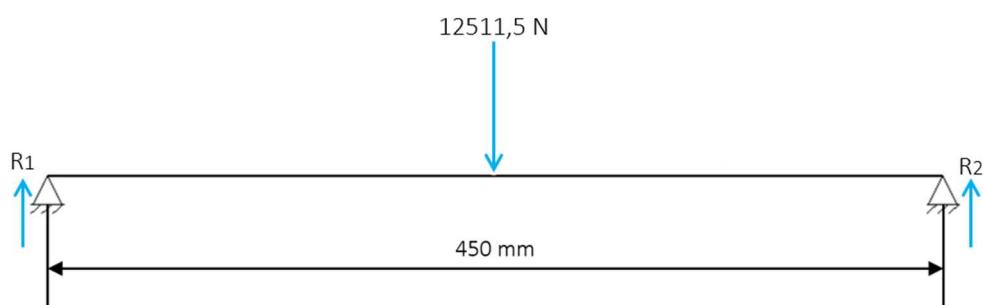


Ilustración 35. Esquema del tambor

El momento en el tambor se define como:

$$Mtambor = \frac{P}{4} \cdot Rtambor = 12511,5 \text{ N} \cdot 150 \text{ mm} = 1876725 \text{ Nmm} \approx 1877 \text{ Nm}$$

Por último, conociendo ya el par y la velocidad de giro del eje tambor, puede calcularse la potencia requerida para las operaciones de elevación de carga de la grúa.

$$Potencia = \frac{Mtambor \cdot n tambor \cdot \pi}{30} = \frac{1877 \text{ Nm} \cdot 21,222 \text{ rpm} \cdot \pi}{30} = 4171,4 \text{ W}$$

$$Potencia \approx 4,2 \text{ kW}$$

Otra forma de calcular la potencia necesaria para este accionamiento en movimientos de elevación es:

$$Potencia (CV) = \frac{G_2 \cdot V_{tambor}}{4500 \cdot \eta}$$

Todos los factores son ya conocidos:

-**G₂**, carga de elevación (carga útil + elementos): 12511,5 N.

-**V tambor**: 20 metros/min.

-**η**, rendimiento mecánico: 0,97.

Por lo tanto:

$$Potencia (CV) = \frac{1251,15 \text{ daN} \cdot 20 \text{ m/min}}{4500 \cdot 0,97} = 5,73 \text{ CV}$$

$$Potencia (kW) = 5,73 \cdot 0,7355 = 4,22 \text{ kW}$$

Para no tener una relación de transmisión excesivamente grande, consultando el catálogo de motores SIEMENS, se observa que de la serie "1LE0141 IE2 6 Polos 1200 rpm" hay valores de potencia muy diversos.

Como se aprecia en la ilustración 36, hay 3 motores de 1165 rpm que rondan el valor de potencia calculado. Por lo tanto, llegados a este punto, únicamente se fija una velocidad de giro de 1165 rpm.

Potencia kW	Referencia del motor HP	Tamaño constructivo	Rated Speed rpm	Eficiencia 100% %	Factor de potencia	Corriente nominal 220V A	380V A	440V A	Torque nominal Nm	Datos de arranque			Peso IN B3 kg	
										Corriente de arranque x In	Torque de arranque x Tn	Torque Máximo x Tn		
Datos eléctricos motores Serie 1LE0141 IE2 6 Polos 1200 rpm														
0,55	0,75	1LE0141-0DC36-4AA4	80M	1100	68,0	0,72	3	1,74	1,5	4,8	3,5	2	2,4	17,0
0,75	1	1LE0141-0EC06-4AA4	90S	1130	73,0	0,72	3,7	2,15	1,86	6,3	4	2	2,4	22
1,1	1,5	1LE0141-1AC36-4AA4	100L	1160	85,5	0,70	4,9	2,85	2,45	9,1	6	3	3,5	45
1,5	2	1LE0141-1BC16-4AA4	112M	1160	86,5	0,71	6,4	3,7	3,2	12,3	7,5	3	3,5	50
2,2	3	1LE0141-1BC26-4AA4	112M	1160	87,5	0,71	9,5	5,5	4,75	18,1	7,5	3	3,5	55
3	4	1LE0141-1CC06-4AA4	132S	1160	87,5	0,71	12,6	7,3	6,3	24,7	6,5	2,5	3,5	57
3,7	5	1LE0141-1CC26-4AA4	132M	1165	87,5	0,71	15,8	9,1	7,9	30,3	6,5	2,5	3,5	65
5,5	7,5	1LE0141-1CC36-4AA4	132M	1165	89,5	0,75	22	12,7	10,9	45,1	7,5	2,5	3,5	85
7,5	10	1LE0141-1CC86-4AA4	132M	1165	89,5	0,71	31	17,8	15,4	61,5	7,5	2,5	3,5	90

Ilustración 36. serie 1LE0141 IE2 6 Polos 1200 rpm

A.3.6. CÁLCULOS DE SELECCIÓN DE REDUCTOR

A continuación, es necesario calcular la relación de transmisión entre las velocidades de giro que conocemos para entonces seleccionar el reductor adecuado.

$$i = \frac{n \text{ entrada}}{n \text{ salida}} = \frac{1165 \text{ rpm}}{21,222 \text{ rpm}} = 54,9$$

Consultando el catálogo de MHD, se busca una relación de transmisión cercana a la calculada. Se selecciona el modelo B3C 176, que cuenta con $i=55,2$.

El modelo seleccionado admite una velocidad de entrada máxima de 2800 rpm, tiene un rendimiento del 0,93 y sus dimensiones son las mostradas en la ilustración 37 y 38.

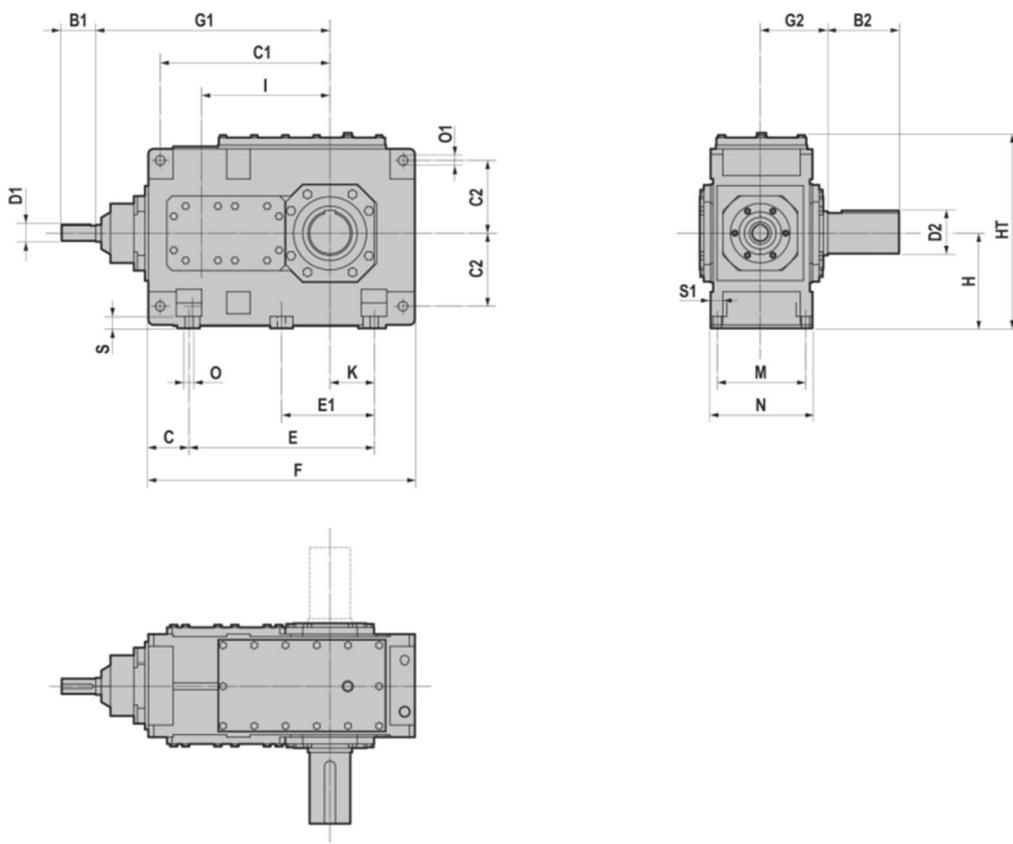


Ilustración 37. Modelo B3C

B3C	D2	B2	C	C1	C2	E	E1	F	G1	G2
176	100	210	105	405	180	430	-	640	575	165
196	110	210	105	440	180	510	-	720	610	165
216	120	210	120	500	215	545	-	785	690	195
246	130	250	120	545	215	650	-	890	735	195
266	140	250	145	585	245	635	-	925	800	235
276	160	300	145	635	245	735	-	1025	850	235
316	170	300	165	710	300	775	-	1105	960	270
346	180	300	165	780	300	930	-	1260	1030	270
396	200	350	100	835	340	1090	545	1290	1125	335
406	210	350	100	905	340	1230	685	1430	1195	335

B3C	H	HT	I	K	M	N	O	O1	S	S1
176	230	482	315	100	220	255	19	24	28	30
196	230	482	350	145	220	255	19	24	28	30
216	280	572	385	130	260	300	24	28	35	36
246	280	582	430	190	260	300	24	28	35	36
266	320	662	450	155	320	370	28	36	40	45
276	320	662	500	205	320	370	28	36	40	45
316	380	782	545	180	370	430	35	40	50	54
346	380	790	615	265	370	430	35	40	50	54
396	440	900	635	305	475	550	35	48	60	61
406	440	900	705	375	475	550	35	48	60	61

B3C	$i_n = 12,5 - 45$		$i_n = 16 - 56$		$i_n = 50 - 71$		$i_n = 63 - 90$	
	D1	B1	D1	B1	D1	B1	D1	B1
176	35	80	-	-	28	60	-	-
196	-	-	35	80	-	-	28	60

Ilustración 38. Dimensiones del modelo B3C.

A.3.7. CÁLCULOS DE SELECCIÓN DE MOTOR

Llegados a este punto, se recopilan ciertos datos obtenidos con anterioridad.

-Potencia requerida: 4,22 kW.

-Rendimiento del reductor: 0,93.

MOTOR $n = 1165 \text{ rpm}$	REDUCTOR $i = 55,2$	TAMBOR $n = 21,222 \text{ rpm}$ y $M = 1877 \text{ Nm}$
---------------------------------	------------------------	--

Se aplica el rendimiento del reductor a la potencia requerida, y con ese valor nuevo de potencia mínima se selecciona el motor.

$$P_{\text{motor}} \geq \frac{4,22 \text{ kW}}{0,93} \geq 4,54 \text{ kW}$$

Por lo que, puede seleccionarse el motor 1LE0141-1CC36-4AA4 de la serie vista en el apartado anterior, como se ve en la ilustración 39.

Potencia kW	Referencia del motor HP	Referencia del motor -	Tamaño constructivo	Rated Speed rpm	Eficiencia 100%	Factor de potencia	Corriente nominal 220V A	Corriente nominal 380V A	Corriente nominal 440V A	Torque nominal Nm	Datos de arranque	Peso IN B3 kg		
Datos eléctricos motores Serie 1LE0141 IE2 6 Polos 1200 rpm														
0,55	0,75	1LE0141-0DC36-4AA4	80M	1100	68,0	0,72	3	1,74	1,5	4,8	3,5	2	2,4	17,0
0,75	1	1LE0141-0EC06-4AA4	90S	1130	73,0	0,72	3,7	2,15	1,86	6,3	4	2	2,4	22
1,1	1,5	1LE0141-1AC36-4AA4	100L	1160	85,5	0,70	4,9	2,85	2,45	9,1	6	3	3,5	45
1,5	2	1LE0141-1BC16-4AA4	112M	1160	86,5	0,71	6,4	3,7	3,2	12,3	7,5	3	3,5	50
2,2	3	1LE0141-1BC26-4AA4	112M	1160	87,5	0,71	9,5	5,5	4,75	18,1	7,5	3	3,5	55
3	4	1LE0141-1CC06-4AA4	132S	1160	87,5	0,71	12,6	7,3	6,3	24,7	6,5	2,5	3,5	57
3,7	5	1LE0141-1CC26-4AA4	132M	1165	87,5	0,71	15,8	9,1	7,9	30,3	6,5	2,5	3,5	65
5,5	7,5	1LE0141-1CC36-4AA4	132M	1165	89,5	0,75	22	12,7	10,9	45,1	7,5	2,5	3,5	85
7,5	10	1LE0141-1CC86-4AA4	132M	1165	89,5	0,71	31	17,8	15,4	61,5	7,5	2,5	3,5	90

Ilustración 39. Motor seleccionado.

El tamaño constructivo es el 132M, por lo que las dimensiones del motor seleccionado son las siguientes (ilustración 40):

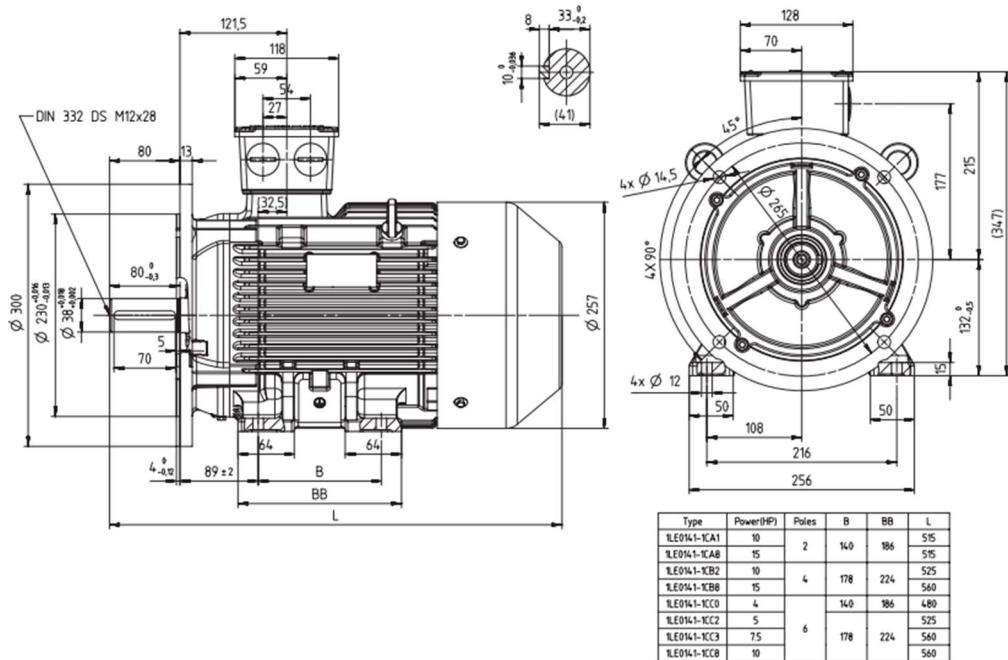


Ilustración 40. Tamaño constructivo 132M

ANEXO IV: CÁLCULOS DE SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRASLACIÓN

Alberto Mendoza Cortés

Diseño, cálculo y análisis de una grúa pórtico de
5 toneladas de carga máxima

A.4.1. CÁLCULOS DE SELECCIÓN DE CARRO ELÉCTRICO

En este caso, la viga principal funciona asimismo de carril y las ruedas del carro se desplazarán por el ala del perfil seleccionado.

Para ello, primero es preciso seleccionar un carro motorizado que pueda ser válido.

Consultando el catálogo de GIS – Swiss lifting solutions, se encuentra un carro porta polipastos como el que se muestra en la ilustración 41.



GMF1250 - 6300 3-Ph
Capacidad hasta 6300 kg

Ilustración 41. Carro motorizado

Como se indica en la ilustración 42, el modelo GMF6300 tiene una capacidad de carga de 6300 kg y permite la selección de una viga con un ala de rango de longitud 91 mm a 300 mm.

El modelo seleccionado cuenta con dos motores (los de mayor rendimiento en la ilustración 43) y un peso de 63 kg.

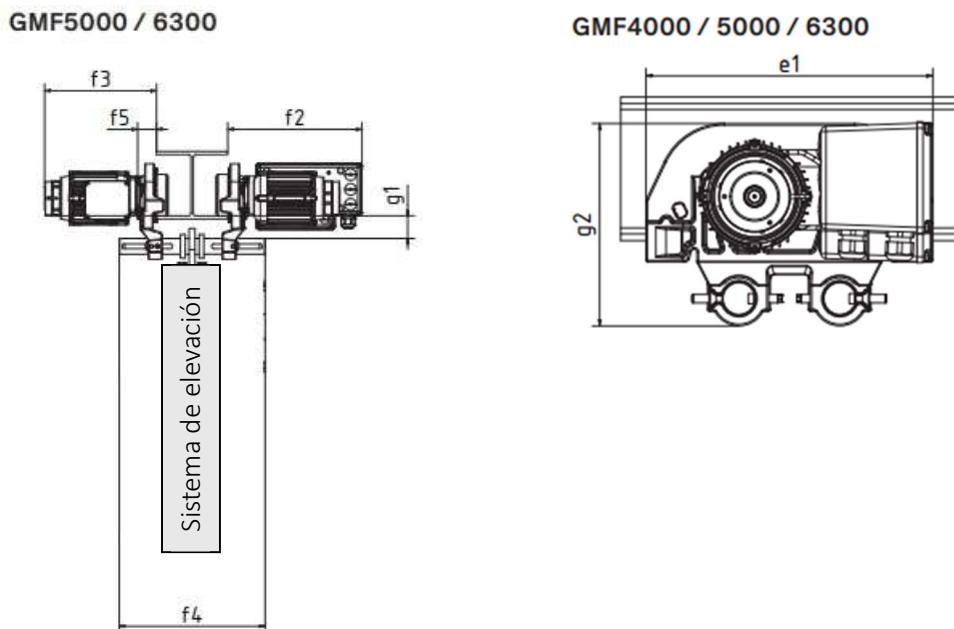
Tipo	GHF500K	GHF/GMF1250	GHF/GMF2500	GMF4000	GHF/GMF5000	GHF/GMF6300
Capacidad de carga (kg):	500	1250	2500	4000	5000	6300
Ala de viga (mm):	50 - 99	100 - 149	70 - 140	70 - 240	88 - 200	88 - 300

Ilustración 42. Modelos de carros

Rendimiento de los motores 50 Hz (kW)	Alimentación eléctrica con carga máxima 3 x 400 V / 50 Hz (A)	Tipo de protección	Peso neto, en el estándar ancho de ala (kg)	Ala de viga de ajuste continuo, espárrago estándar (mm)	Ala de viga de ajuste continuo, espárrago opcional (mm)	Radio de giro mínimo (con rodillos de apoyo) (mm)	Radio de giro mínimo (sin rodillos de apoyo) (mm)	Espesor máximo de brida (mm)
-	-	-	2.5	50 - 99	100 - 149	-	1200	24
-	-	-	11	70 - 140	70 - 240	1300	1000	26
0.25	0.8	IP54	30	70 - 140	70 - 240	1300	1000	26
0.15/0.045	0.65/0.75	IP54	30	70 - 140	70 - 240	1300	1000	26
0.3/0.075	1.0/0.9	IP54	30	70 - 140	70 - 240	1300	1000	26
-	-	-	20	88 - 200	88 - 300	1800	1500	30
0.25	0.8	IP54	38	88 - 200	88 - 300	1800	1500	30
0.15/0.045	0.65/0.75	IP54	38	88 - 200	88 - 300	1800	1500	30
0.3/0.075	1.0/0.9	IP54	38	88 - 200	88 - 300	1800	1500	30
0.15/0.045	0.65/0.75	IP54	55	91 - 300	91 - 200	2200	1800	35
0.3/0.075	1.0/0.9	IP54	55	91 - 300	91 - 200	2200	1800	35
-	-	-	32	91 - 300	91 - 200	2200	1800	35
2x0.15/0.045	2x0.65/0.75	IP54	63	91 - 300	91 - 200	2200	1800	35
2x0.3/0.075	2x1.0/0.9	IP54	63	91 - 300	91 - 200	2200	1800	35

Ilustración 43. Peso del modelo seleccionado

A continuación, en la ilustración 44 se muestra el carro dimensionalmente:



Tipo	e1 (mm)	e2 (mm)	f1 (mm)	f2 (mm)	f3 (mm)	f4 (mm)	f5 (mm)	g1 (mm)	g2 (mm)
50 - 99 100 - 149									
GHF500K	215	-	-	-	-	183	233	62	48 122
70 - 140 70 - 240									
GHF1250	239	-	-	-	-	186	286	38.5	48 179
GMF1250	239	49	175*	330	274.5	186	286	32	48 179
88 - 200 88 - 300									
GHF2500	286	-	-	-	-	258	358	44.5	57 218
GMF2500	286	26	190	336	280.5	258	358	38	57 218
91 - 200 91 - 300									
GMF4000	341	-	-	338.5	282.5	268	368	40.5	57 241
91 - 200 91 - 300									
GHF5000	341	-	-	-	-	268	368	47.5	57 241
GMF5000	341	-	-	338.5	282.5	268	368	40.5	57 241
91 - 200 91 - 300									
GHF6300	387	-	-	-	-	292	392	49.5	54.5 270
GMF6300	387	-	-	344.5	289.5	292	392	46.5	54.5 270

Ilustración 44. Carro seleccionado

A.4.2. CÁLCULOS DE DIMENSIONADO DE VIGA PRINCIPAL

Para seleccionar el perfil adecuado de la viga principal, hay que estimar un peso total que ha de soportar, sumando a la carga máxima, 5000 kg, el peso de cada componente seleccionado.

$$\text{Peso total} = Q_{\max} + P_{\text{gancho}} + P_{\text{cable}} + P_{\text{poleas}} + P_{\text{tambor}} + P_{\text{carro}}$$

$$\text{Peso total} = 5000 \text{kg} + 20 \text{kg} + 0,585 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot 6 \text{m} + 3 \text{poleas} \cdot 26 \text{kg} + 34,52 \text{kg} + 63 \text{kg}$$

$$\text{Peso total} = 5199,03 \text{ kg}$$

$$P = 5199,03 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 51002,5 \text{ N}$$

La posición que hace que el momento flector sea máximo en el apoyo siempre es cuando la carga se encuentra a 1/3 del apoyo, como se muestra en la ilustración 45.

Como la luz máxima de la grúa es de 6 metros, la longitud de la viga será de 6 metros y el punto más desfavorable corresponderá a 2 metros.



Ilustración 45. Posición del carro más desfavorable para la viga.

Con el uso del software MEF1, se procede a simular los diagramas de esfuerzos en dicha posición, obteniéndose los siguientes valores de momento flector y esfuerzo cortante (ilustraciones 46 y 47):

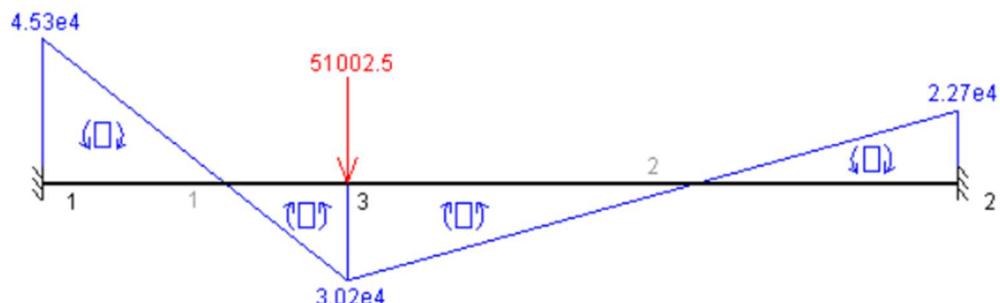


Ilustración 46. Momento flector en la viga



Ilustración 47. Esfuerzo cortante en la viga

A continuación, se extraen los valores de esfuerzos en la sección más desfavorable de la viga en la situación ilustrada.

-Esfuerzo cortante máximo: 37800 N.

-Momento flector máximo: 45300 Nm.

Utilizando un acero estructural S355 y un coeficiente de seguridad $C_s=3$, la tensión admisible se calcula como:

$$\sigma_{adm} = \frac{355}{3} = 118,34 \text{ MPa}$$

El momento flector máximo en Nmm será:

$$45300 \text{ Nm} \cdot 1000 \frac{\text{mm}}{\text{m}} = 4,53 \cdot 10^7 \text{ Nmm}$$

La condición de diseño se puede escribir como $\sigma_{max} = \left| \frac{M_{max}}{W_y} \right| \leq \sigma_{adm}$

$$W_y \geq \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}} = \frac{4,53 \cdot 10^7}{118,34} = 3,828 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 = 382,8 \text{ cm}^3$$

Entonces, consultando las tablas de perfiles HEA, HEB, IPE de acero, se busca que cumpla cada una de las restricciones que tiene:

- $W_y > 382,8 \text{ cm}^3$

- **91 mm < Ala de perfil (b) < 300 mm**

Las características dimensionales del carro provocan que sea necesario imponer una condición adicional, ya que el alma del perfil seleccionado ha de ser suficientemente mayor (dimensionalmente) a la parte del carro que va montada entre alas de la viga, se aprecia en la ilustración 48.

-Alma del perfil (h-2tf) > 215,5 mm (parte del carro g2-g1)

Para cumplir la última condición se recurre a los perfiles HEB, HEA...ya que eran los mostrados en las imágenes del carro. Se selecciona un perfil HEB según la ilustración 49.

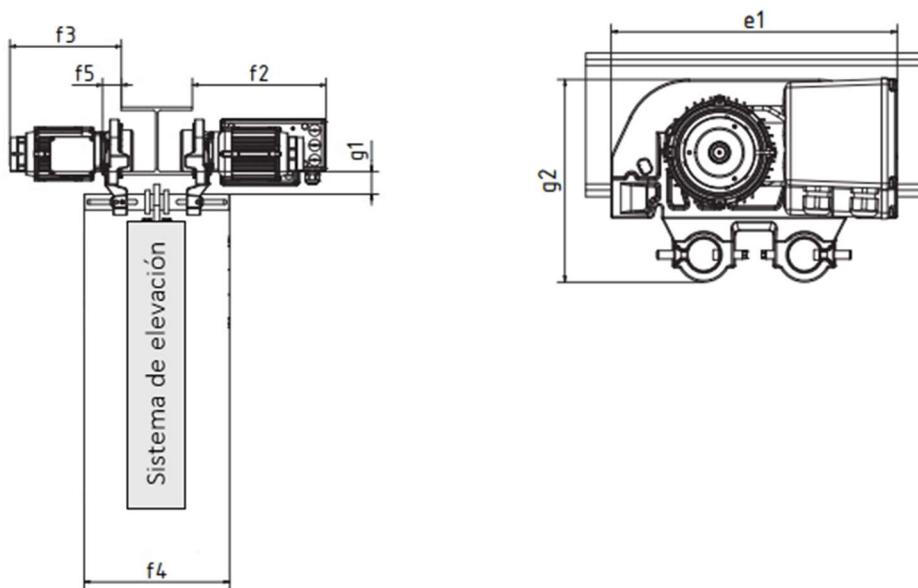
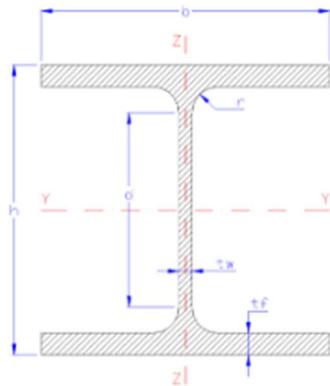


Ilustración 48. Condición dimensional (alma de la viga > g2-g1)



HEB	Dimensiones						Sección	Peso	Propiedades de la Sección					
									Referido al eje y-y			Referido al eje z-z		
	h mm	b mm	t _w mm	t _f mm	r mm	d mm			A cm ²	G Kg/m	l _y cm ⁴	W _y cm ³	i _y cm	I _z cm ⁴
HEB 100	100	100	6	10	12	56	26	20.4	450	89.9	4.16	167	33.5	2.53
HEB 120	120	120	6.5	11	12	74	34	26.7	864	144	5.04	318	52.9	3.06
HEB 140	140	140	7	12	12	92	43	33.7	1,510	216	5.93	550	78.5	3.58
HEB 160	160	160	8	13	15	104	54.3	42.6	2,490	311	6.78	889	111	4.05
HEB 180	180	180	8.5	14	15	122	65.3	51.2	3,830	426	7.66	1,360	151	4.57
HEB 200	200	200	9	15	18	134	78.1	61.3	5,700	570	8.54	2,000	200	5.07
HEB 220	220	220	9.5	16	18	152	91	71.5	8,090	736	9.43	2,840	258	5.59
HEB 240	240	240	10	17	21	164	106	83.2	11,260	938	10.3	3,920	327	6.08
HEB 260	260	260	10	17.5	24	177	118	93	14,920	1,150	11.2	5,130	395	6.58
HEB 280	280	280	10.5	18	24	196	131	103	19,270	1,380	12.1	6,590	471	7.09
HEB 300	300	300	11	19	27	208	149	117	25,170	1,680	13	8,560	571	7.58

Ilustración 49. Dimensiones de perfiles HEB

El seleccionado es el HEB 260.

$$W_y = 1150 \text{ cm}^3 > 382,8 \text{ cm}^3$$

b = 260 mm (entre 91 y 300 mm)

$$h - 2tf = 260 - 17,5 \cdot 2 = 225 \text{ mm} > 215,5 \text{ mm}$$

ANEXO V: CÁLCULOS RELATIVOS A LA SIMULACIÓN

Alberto Mendoza Cortés

Diseño, cálculo y análisis de una grúa pórtico de
5 toneladas de carga máxima

A.5.1. DIMENSIONADO DE ESTRUCTURA

En primer lugar, hasta el momento, las dimensiones o datos de la estructura ya establecidos son las siguientes:

-Luz del pórtico: 6 metros.

-Altura del pórtico: 6 metros.

-Perfil seleccionado para la viga principal: HEB 260

-Material de la viga principal (y de toda la estructura): Acero estructural S355.

Siendo un esquema de grúa pórtico el mostrado en la ilustración 50.

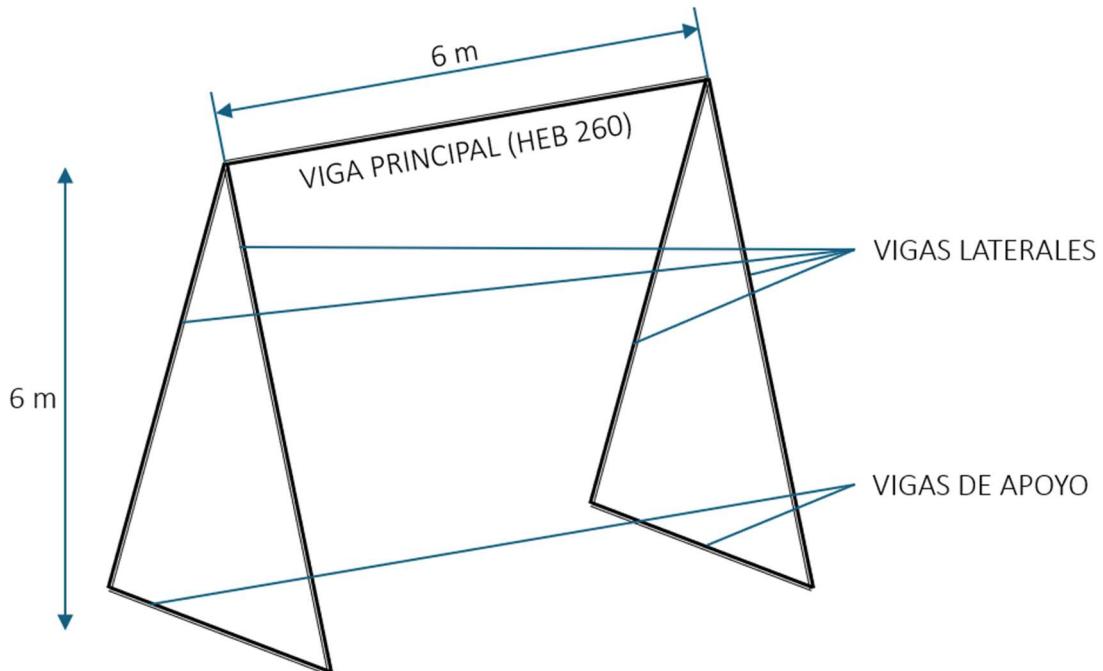


Ilustración 50. Esquema inicial

Para comenzar con las comprobaciones, es necesario definir la longitud de las vigas de apoyo. Siendo que la altura es de 6 metros, vigas de apoyo de 3 metros harían que el ángulo formado entre viga lateral y viga de apoyo fuese de $\beta = \arctg(6/1,5) = 75,96375653^\circ \approx 75,964^\circ$.

Se hace un croquis 3D, y mediante miembros estructurales se construye un primer modelo en el que las uniones son soldadas, pero que nos permite hacer un análisis de cargas. Se rescatan dos datos obtenidos con anterioridad:

-Carga actuante en la viga principal: 51002,5 N

-Tensión máxima admisible (Acero estructural S355 y $C_s=3$): 118,34 Mpa.

Se aplican las cargas en la viga principal y las sujeciones en los apoyos como se aprecia en la ilustración 51.

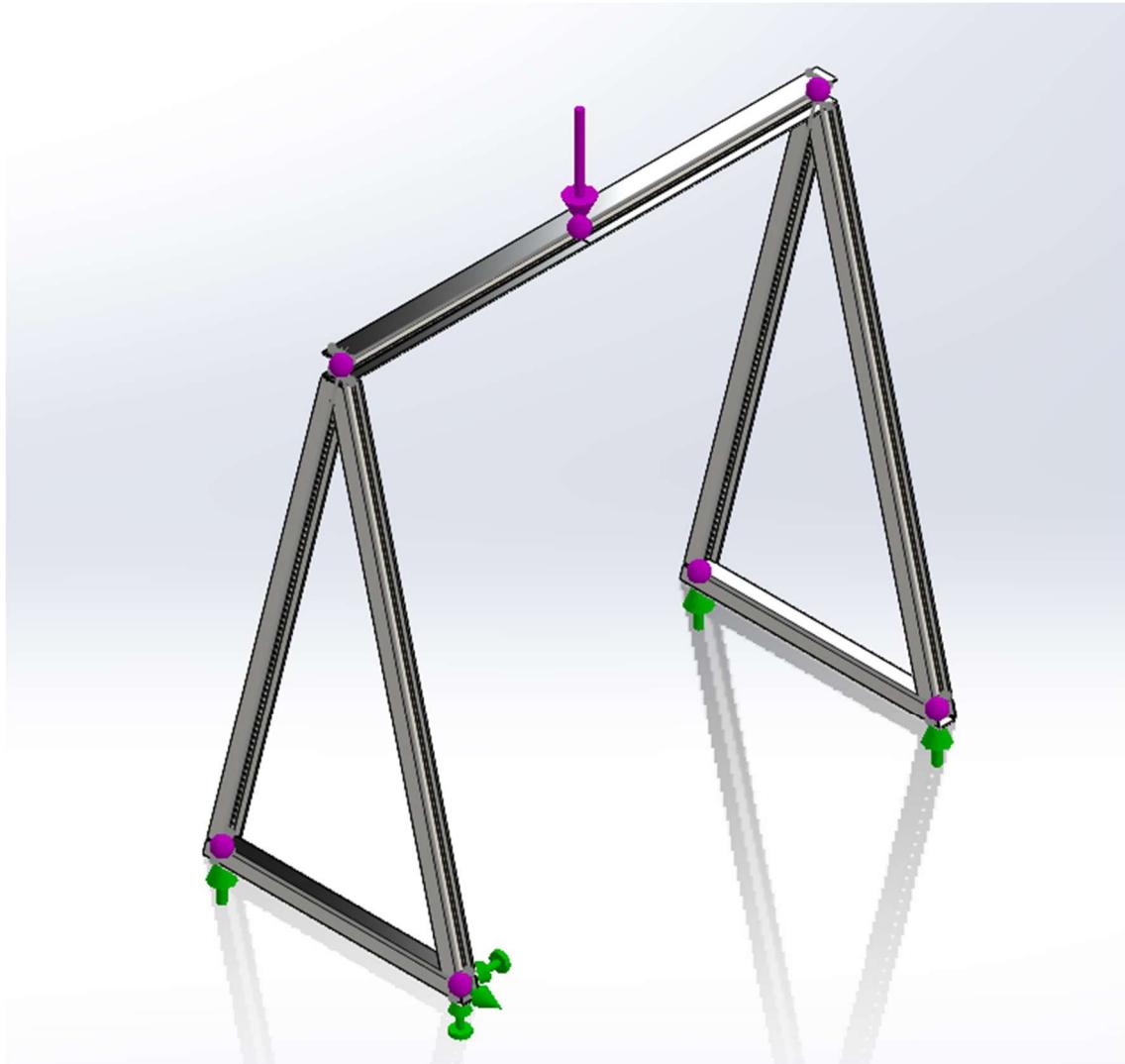


Ilustración 51. Cargas y sujeciones aplicadas

Las sujeciones aplicadas a los apoyos (donde se encontrarían las ruedas) son aquellas que restringen el movimiento en el sentido de la flecha verde, manteniendo una de ellas fija en todas las direcciones, para estabilizar el modelo.

El perfil de la viga principal (HEB 260) está seleccionado con cierto margen debido a las dimensiones del carro y a que va a ser el que mayores tensiones soporte debido a la carga actuante.

Por ello y para reducción de costes, para las vigas laterales se va a recurrir a perfiles de menor tamaño.

En el caso de las vigas de apoyo, se buscarán tubos cuadrados.

Llegados a este punto, la estructura ha de cumplir dos condiciones:

-El desplazamiento máximo de la viga carril respecto a sus extremos, ha de ser menor de 1/800 de la longitud de esta. Por lo que $U_{y,\max} < \frac{6000 \text{ mm}}{800} = 7,5 \text{ mm}$.

-Toda la estructura es de material acero estructural 355, por lo que la tensión máxima admisible en cualquier punto es $\sigma_{adm} < \frac{355}{3} = 118,34 \text{ MPa}$.

La configuración final es la siguiente:

-**Viga principal:** HEB 260

-**Vigas laterales:** HEM 200

-**Vigas de apoyo:** Tubo cuadrado TS 9x9x0,5 (pulgadas).

Las uniones soldadas viga principal-vigas laterales y vigas laterales-vigas de apoyo se han recortado de la siguiente forma, apreciable en las ilustraciones 52 y 53.

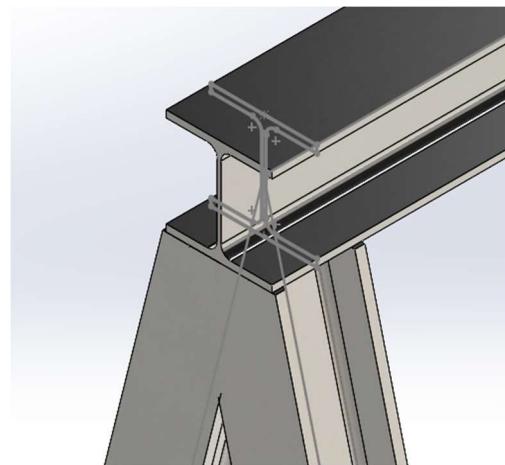


Ilustración 52. Unión soldada viga carril y vigas laterales

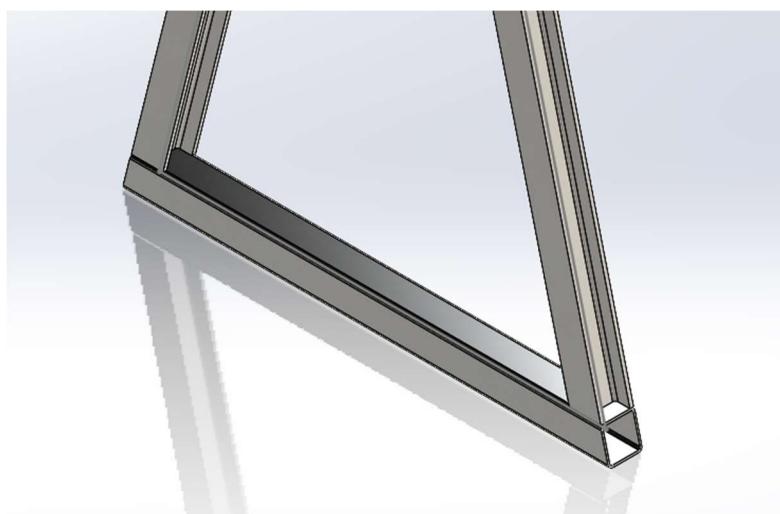


Ilustración 53. Uniones soldadas viga de apoyo y laterales

En la selección de viga principal, se suponía como una viga biempotrada, en la que, los mayores momentos flectores en los apoyos se producen siempre con la carga a $L/3$. Ahora que se tiene la estructura definida y modelada, se comprueba las posiciones $L/3$ y $L/2$, ya que, en cuanto a deformaciones, $L/2$ será la más desfavorable.

A.5.1.1. CARGA CENTRADA

Ejecutando el modelo con dicha selección final y con la carga centrada ($L/2$), se analizan los resultados de las ilustraciones 54, 55 y 56.

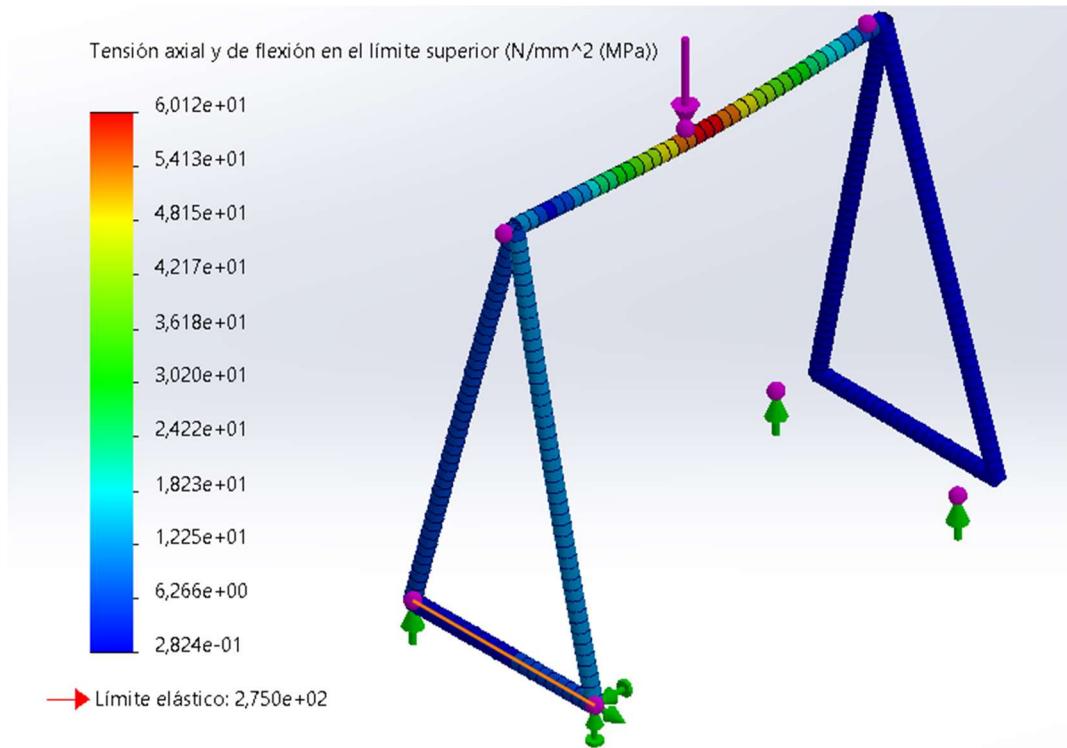


Ilustración 54. Análisis de tensiones

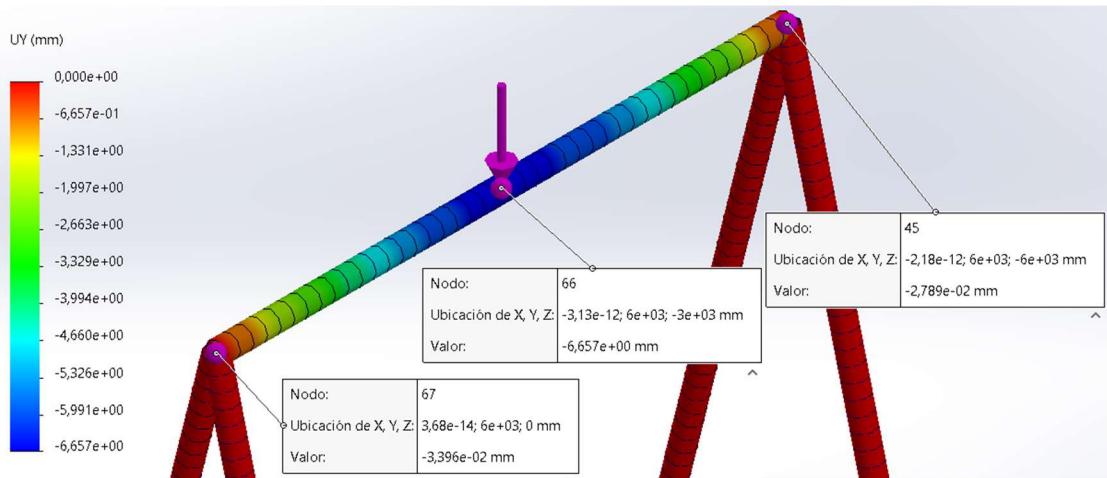


Ilustración 55. Análisis de desplazamiento local (vertical)

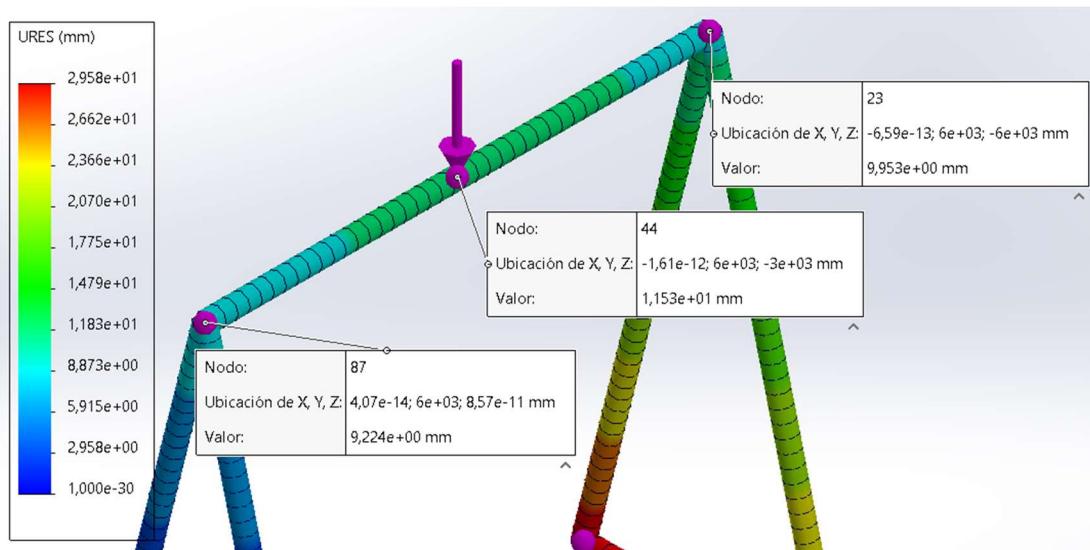


Ilustración 56. Análisis de desplazamiento local (resultante)

El desplazamiento vertical máximo de la viga principal o carril son 6'657 mm, siendo en los extremos valores de 0'03396 mm y 0'02789 mm, por lo que, ese desplazamiento local respecto a los extremos no supera el valor de 7,5 mm establecido.

$$6,657 - 0,03396 < 7,5 \text{ mm}$$

$$6,657 - 0,02789 < 7,5 \text{ mm}$$

En el caso de desplazamientos resultantes, los extremos presentan valores de 9,224 mm y 9,953 mm, siendo 11,53 mm el valor correspondiente al punto de aplicación de la carga. Tampoco se superan los 7,5 mm.

$$11,53 - 9,953 < 7,5 \text{ mm}$$

$$11,53 - 9,224 < 7,5 \text{ mm}$$

En el caso de las tensiones, el valor máximo observable son 60'12 MPa, el cual no supera los 118,34 MPa. Las restricciones debido a las dimensiones del carro hicieron que se sobredimensionara levemente la viga principal. Además, la condición de desplazamiento máximo de la viga carril, ha producido que para las vigas laterales se recurra a perfiles HEM. Todo ello es causa de que los resultados reflejados estén ciertamente tan distanciados de los 118,34 MPa admisibles.

Por último, en la ilustración 57 se comprueba la estructura a pandeo, como se obtiene un factor de carga mayor a 1, la configuración elegida es válida.

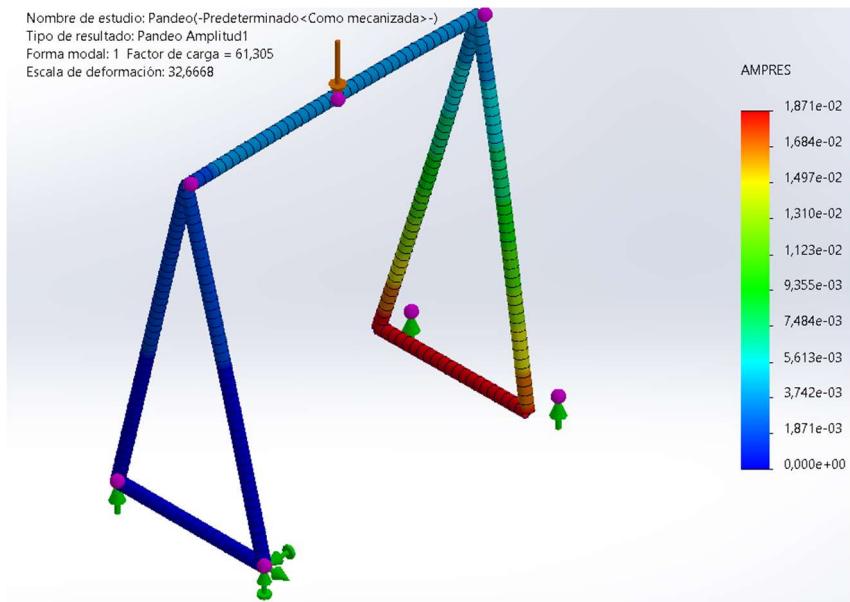


Ilustración 57. Comprobación a pandeo

A.5.1.2. CARGA EN POSICIÓN L/3

Como se ha mencionado anteriormente, en una viga biempotrada, la posición que sitúa la carga a $L/3$ es la que genera mayores momentos flectores en los apoyos. Con la estructura ya definida, se obtienen los mismos resultados anteriores, pero con esta nueva posición (ilustraciones 58 a 60).

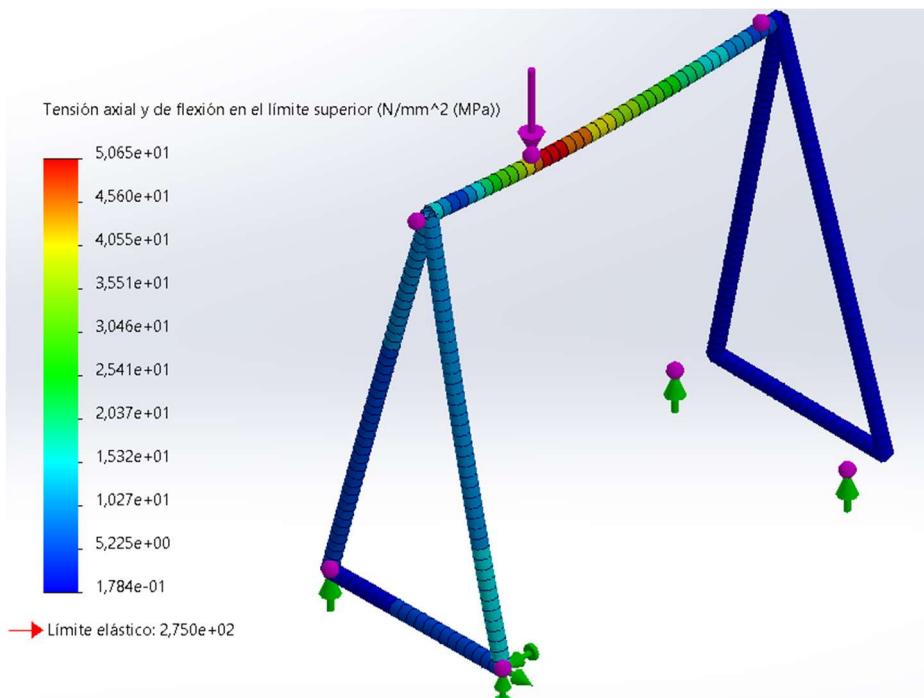


Ilustración 58. Análisis de tensiones

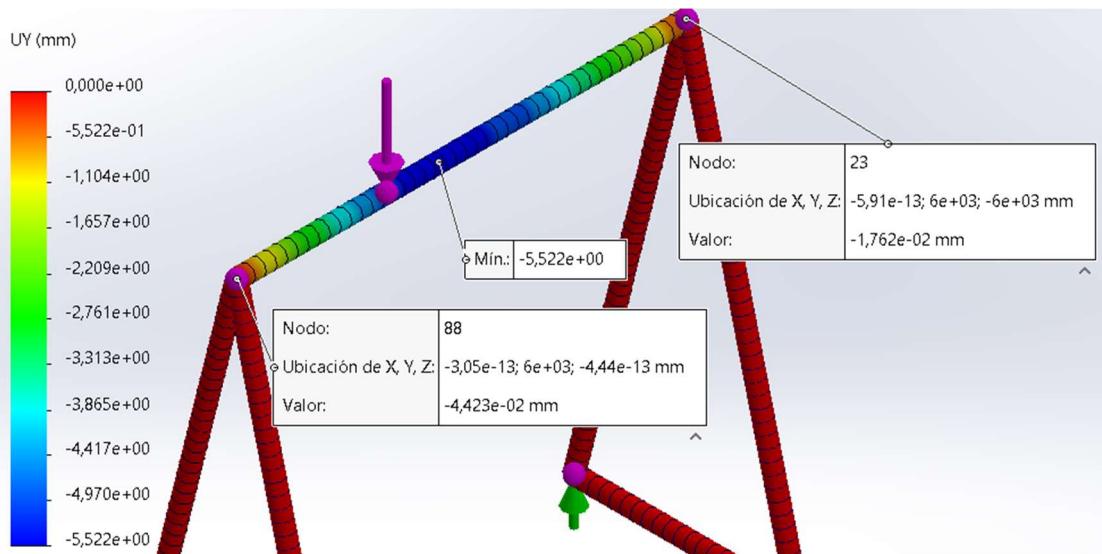


Ilustración 59. Análisis de desplazamiento local (vertical)

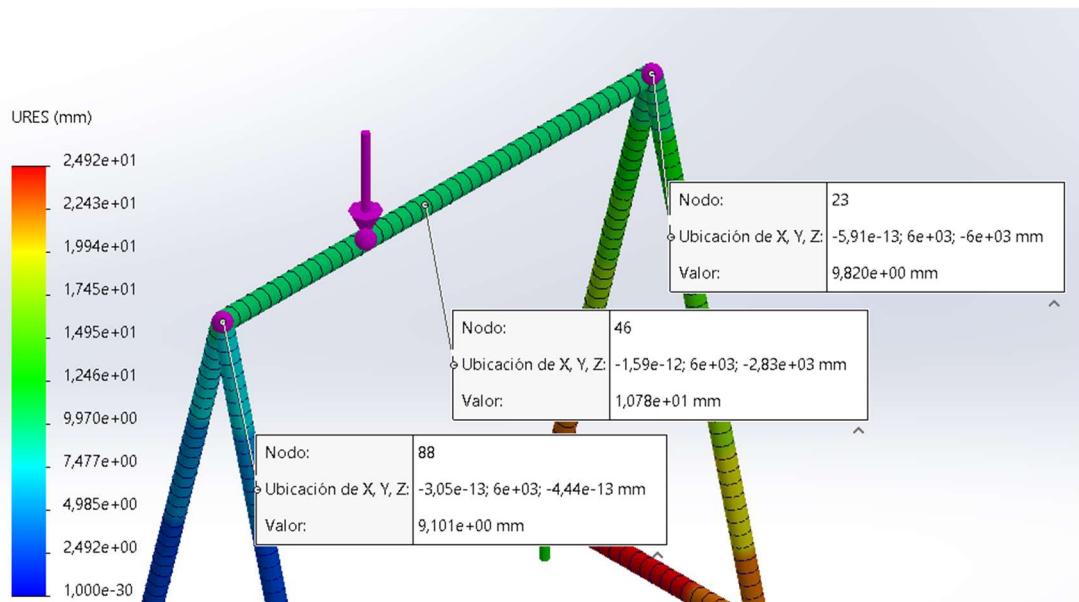


Ilustración 60. Análisis de desplazamiento local (resultante)

Se han reducido los valores tanto en tensiones como en desplazamientos. Tensiones máximas de 50,65 MPa que siguen sin superar los 118,34 MPa admisibles, y desplazamientos locales menores que los 7,5 mm.

$$5,522 - 0,01762 < 7,5 \text{ mm}$$

$$5,522 - 0,04423 < 7,5 \text{ mm}$$

$$10,78 - 9,101 < 7,5 \text{ mm}$$

$$10,78 - 9,82 < 7,5 \text{ mm}$$

Por último, se comprueba a pandeo en la ilustración 61, de nuevo se obtiene un factor de carga mayor a 1.

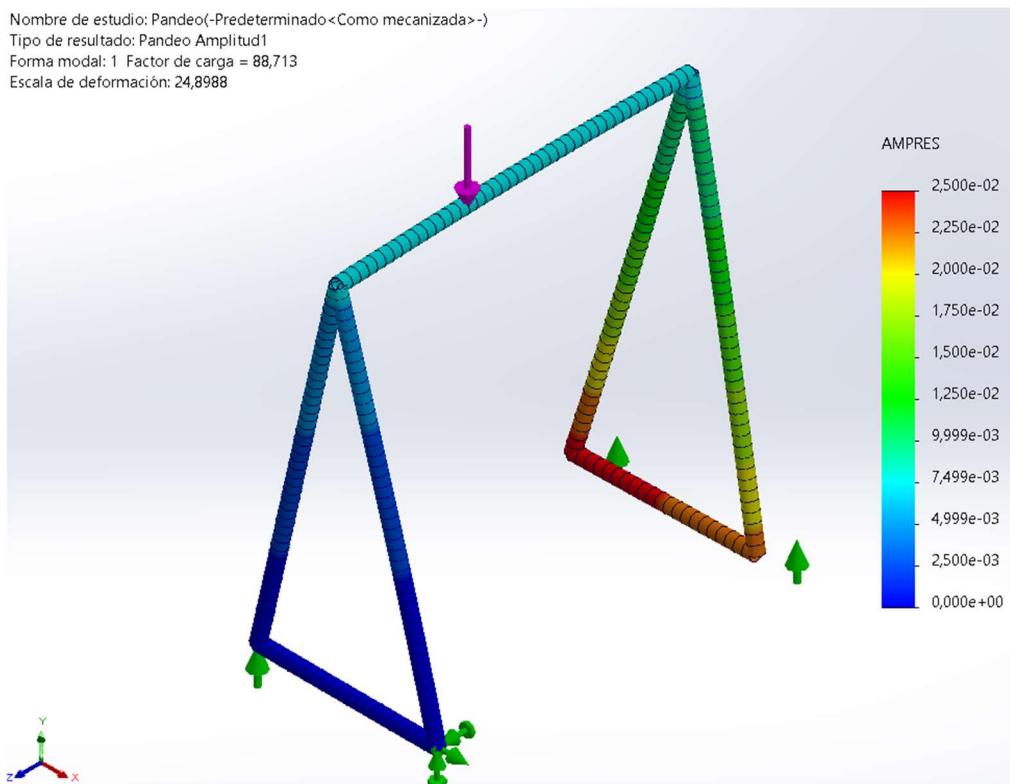


Ilustración 61. Comprobación a pandeo

Analizados ambos casos, la configuración de perfiles seleccionada es válida.

A.5.2. DISEÑO DE UNIONES ATORNILLADAS SIN RIGIDIZADORES

El modelo de uniones soldadas ha servido para determinar las dimensiones de la estructura, pero las dos uniones entre vigas laterales y viga carril van a ser atornilladas.

Para ello, cada unión consiste en dos placas de acero estructural S355 (igual al resto) de un espesor igual al de la viga carril (17,5 mm) con 9 tornillos de los que se van a ir calculando ciertas especificaciones.

Se definen tornillos de rosca métrica 20 mm, y mediante el libro de Criterios de diseño de máquinas, atendiendo a la norma DIN-ISO-EN 898 (ilustraciones 62 y 63), se van calculando otras especificaciones que podrán introducirse en SolidWorks.

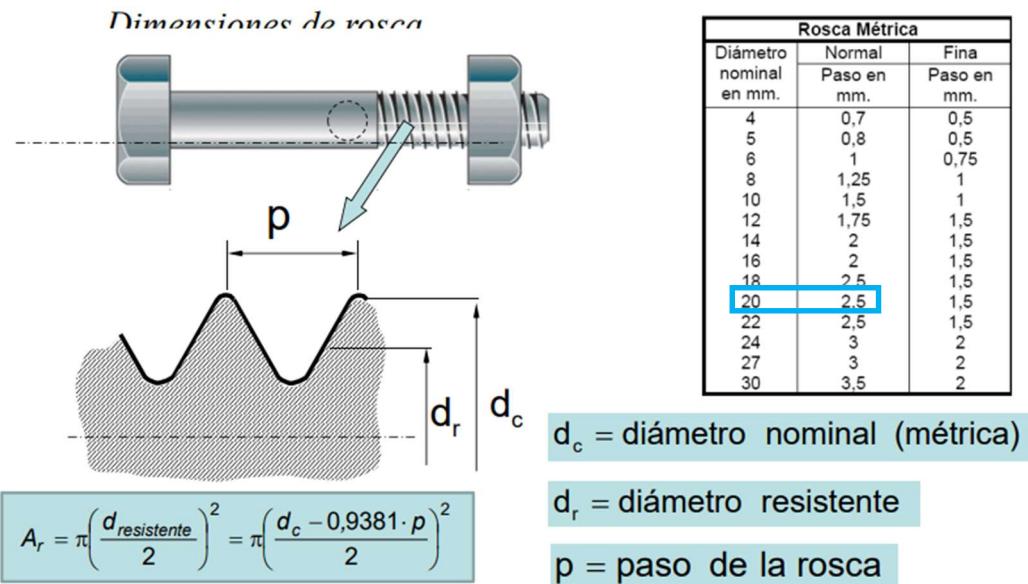


Ilustración 62. Dimensiones de rosca

Siendo "Ar" el área resistente del tornillo y "p" el paso (roscas/mm):

$$Ar = \pi \cdot \frac{(20 \text{ mm} - 0,9381 \cdot 2,5 \text{ mm})^2}{4} = 244,8 \text{ mm}^2$$

$$p(\text{roscas/mm}) = \frac{1}{2,5} = 0,4$$

Se define también el material, según la ilustración 63:

TORNILLOS DIN - ISO - EN 898

Acero	Tensiones en MPa				DUREZA	
	Valores mínimos garantizados			Recomendación		
	σ_{rotura}	$\sigma_{elástica}$	Alarg. rot. %			
4.8	420	340	14	272	HRB	
5.6	500	300	20	240		
5.8	520	420	10	336		
6.8	600	480	8	384		
8.8	800	650	9	520		
10.9	1040	940	12	752		
12.9	1220	1100	8	880	HRC	

Ilustración 63. Materiales de tornillos

La finalidad de la grúa pórtico es poder suministrarla para distintos trabajos.

Por lo que, se puede determinar la precarga del tornillo para conexiones reutilizables, como se muestra en la ilustración 64.

$$F_i = \begin{cases} 0,75 \cdot F_{lim} & \text{para conexiones reutilizables} \\ 0,90 \cdot F_{lim} & \text{para conexiones permanentes} \end{cases}$$

$$F_{lim} = A_r \sigma_F$$

Ilustración 64. Valores aproximados de precarga de tornillos

$$F_i = 0,75 \cdot F_{lim} = 0,75 \cdot A_r \cdot \sigma_F = 0,75 \cdot 244,8 \text{ mm}^2 \cdot 520 \text{ MPa}$$

$$F_i = 95472 \text{ N}$$

Todas estas especificaciones calculadas, se introducen en SolidWorks y se analizan los resultados obtenidos de la misma manera que con el modelo de uniones soldadas (primero con la carga centrada) en las ilustraciones siguientes.

Cabe destacar que para los apoyos se han hecho pequeñas superficies donde irían acopladas las ruedas, en ellas se han definido las mismas sujeciones que en el modelo de barras o modelo de uniones soldadas, una de ellas como sujeción fija en todas las direcciones, para estabilizar el modelo.

En las ilustraciones 65 y 66 se incluyen detalles de la malla utilizada para los análisis posteriores.

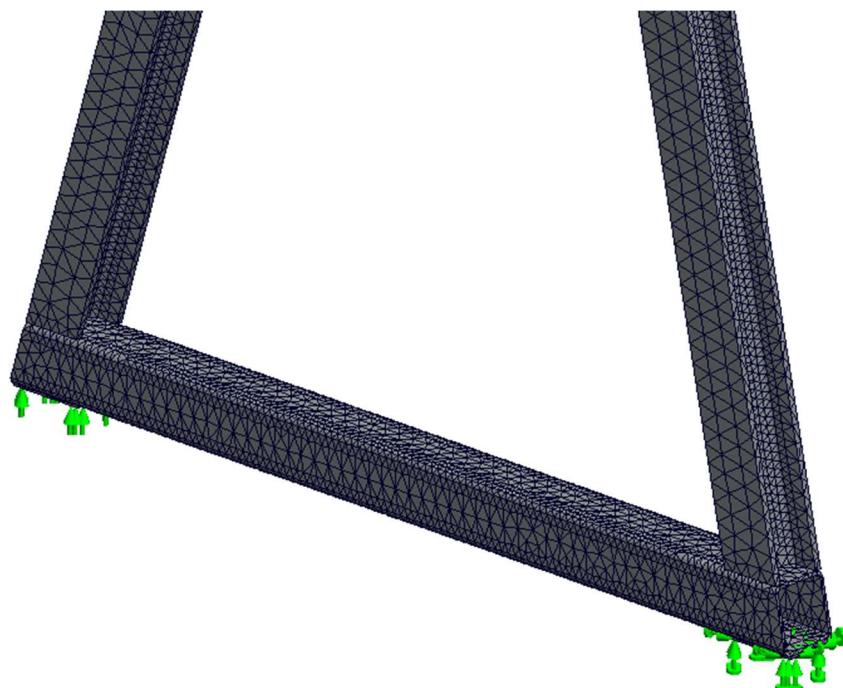


Ilustración 65. Detalle “inferior” de la malla utilizada

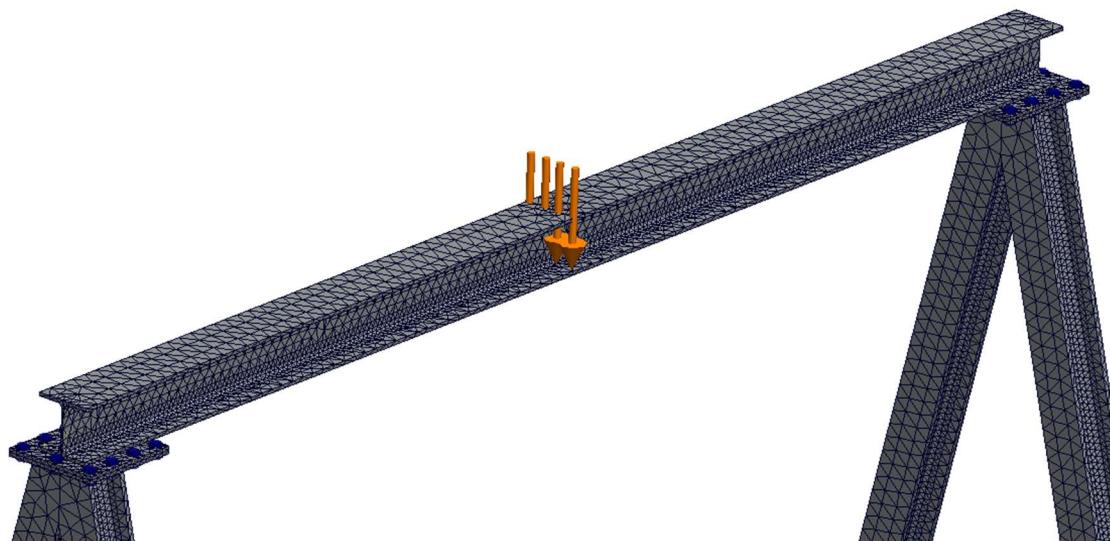


Ilustración 66. Detalle “superior” de la malla utilizada

A.5.2.1. CARGA CENTRADA

En la ilustración 67 se hace el análisis de tensiones.

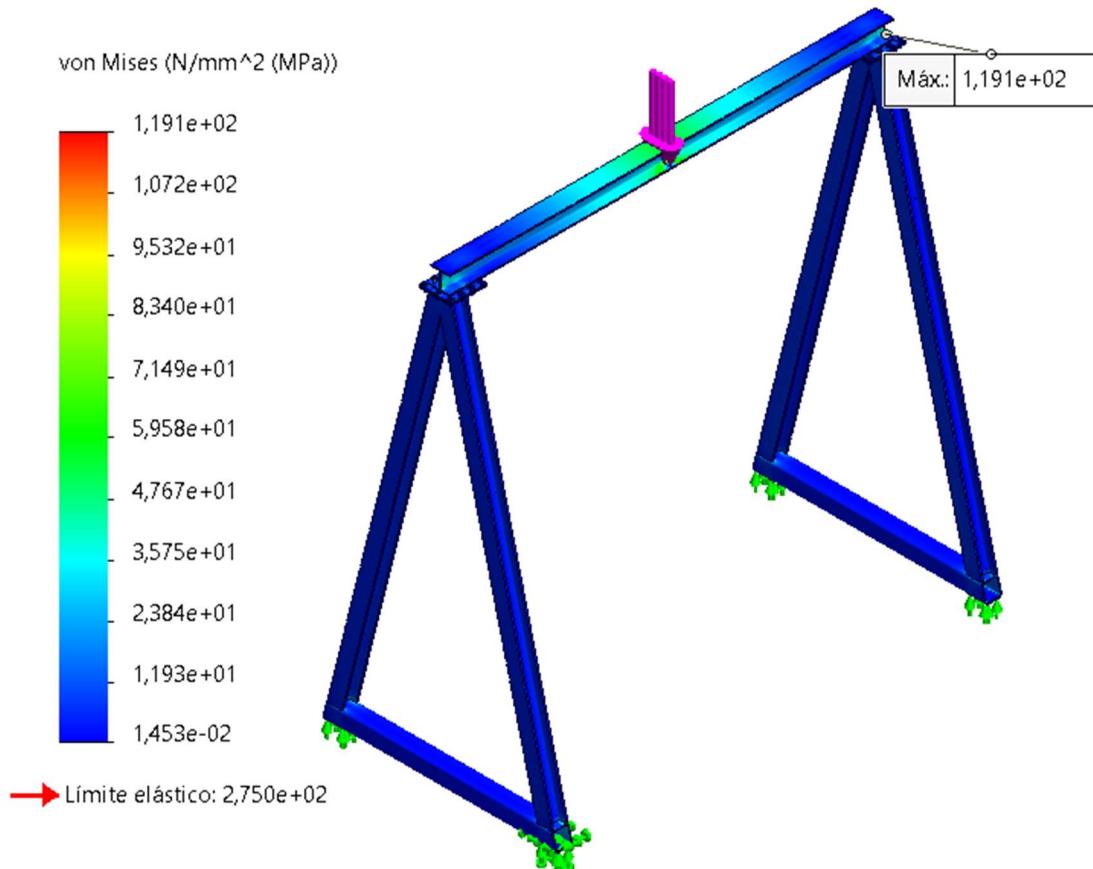


Ilustración 67. Análisis de tensiones

Se obtienen valores cercanos a la tensión máxima admisible (118,34MPa), siendo incluso mayores en las uniones (119,1 MPa).

Posteriormente, en el siguiente apartado se mostrará el modelo con rigidizadores y se compararán resultados.

En la ilustración 68 se muestra la ubicación de la tensión máxima que sufre la viga principal.

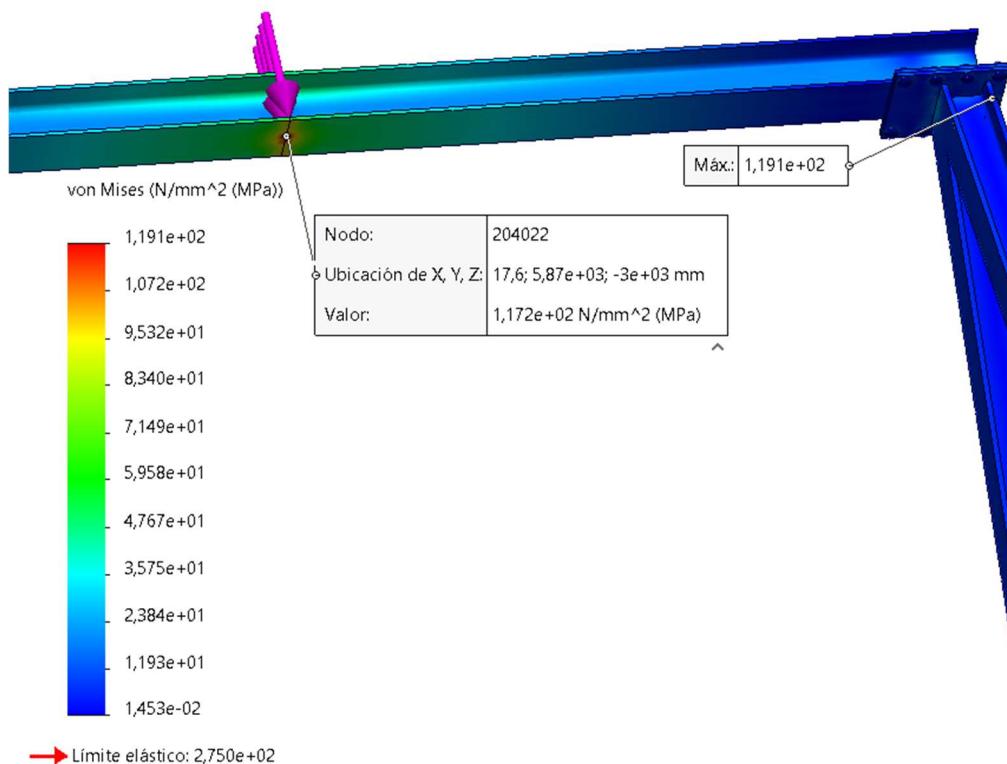


Ilustración 68. Tensión máxima de viga carril

En cuanto a los desplazamientos locales (resultantes y en y), analizados en las ilustraciones 69 y 70:

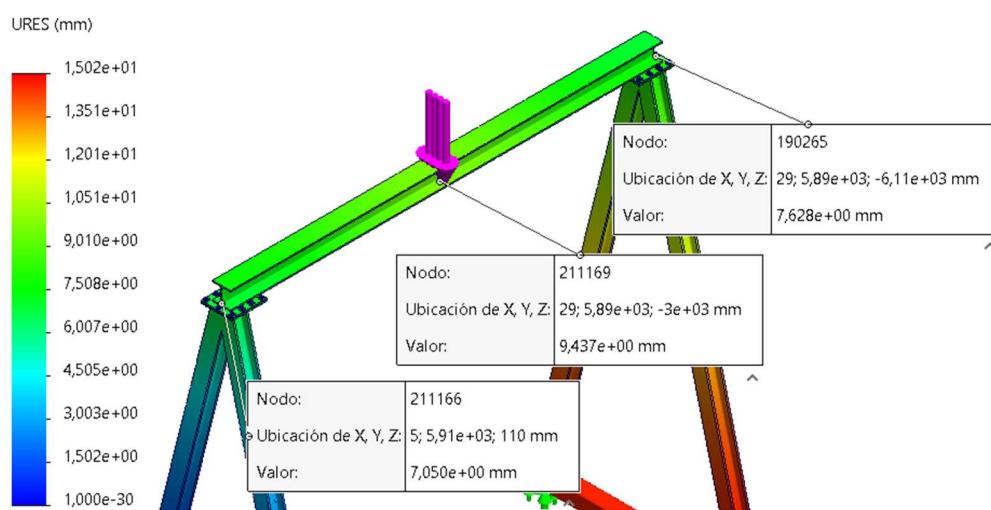


Ilustración 69. Análisis de desplazamiento local (resultante)

Los extremos tienen un desplazamiento resultante de 7,05 mm y 7,628 mm, mientras que en el punto de aplicación de carga es de 9,437 mm.

$$9,437 - 7,628 < 7,5 \text{ mm}$$

$$9,437 - 7,05 < 7,5 \text{ mm}$$

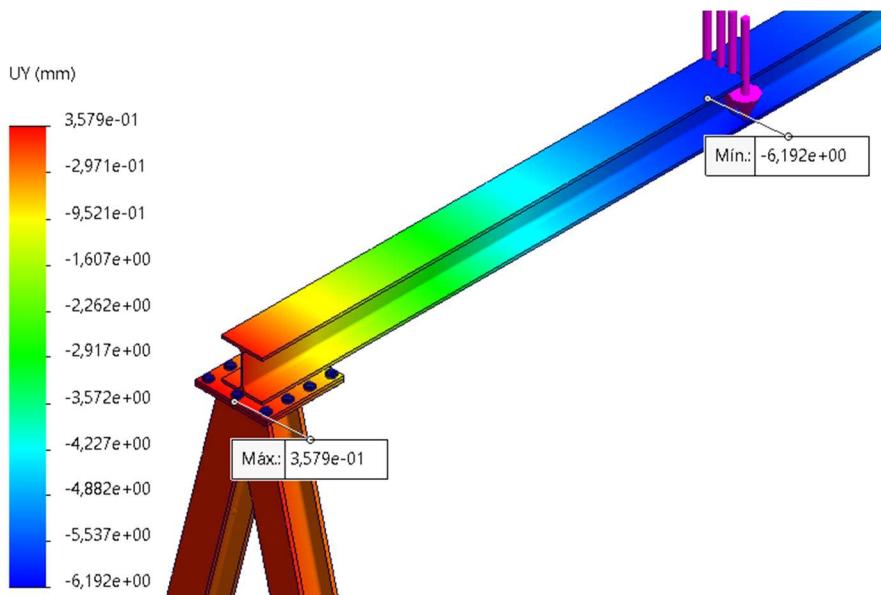


Ilustración 70. Análisis de desplazamiento local (vertical)

Analizando los desplazamientos en y, el máximo ocurre en el extremo y es positivo, por lo que:

$$6,192 + 0,3579 < 7,5 \text{ mm}$$

A.5.2.2. CARGA EN POSICIÓN L/3

A continuación, en las siguientes ilustraciones, se hacen de nuevo los análisis de tensiones y desplazamientos para la posición de la carga L/3.

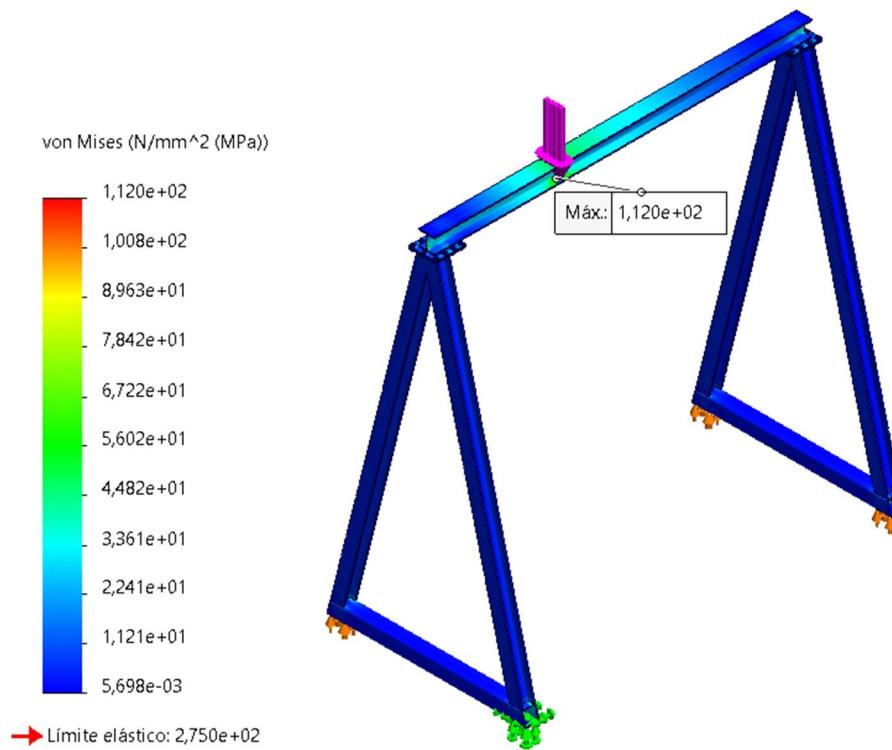


Ilustración 71. Análisis de tensiones

En este caso, el valor máximo ha disminuido y sí aparece en la viga carril, cumpliendo la condición impuesta (<118,34MPa).

En cuanto a desplazamientos:

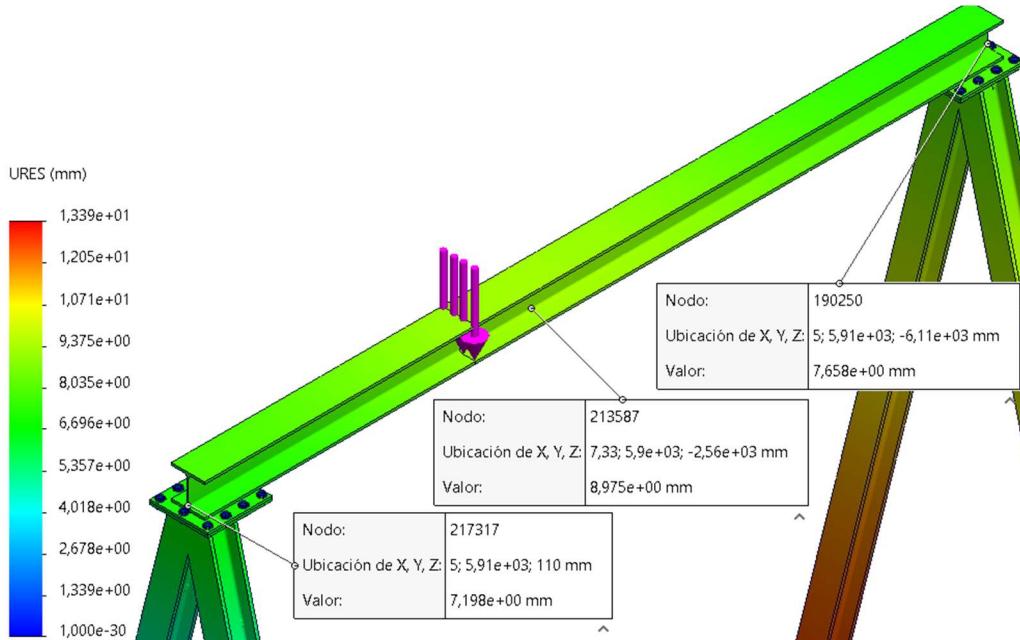


Ilustración 72. Análisis de desplazamiento local (resultante)

$$8,975 - 7,708 < 7,5 \text{ mm}$$

$$8,975 - 7,198 < 7,5 \text{ mm}$$

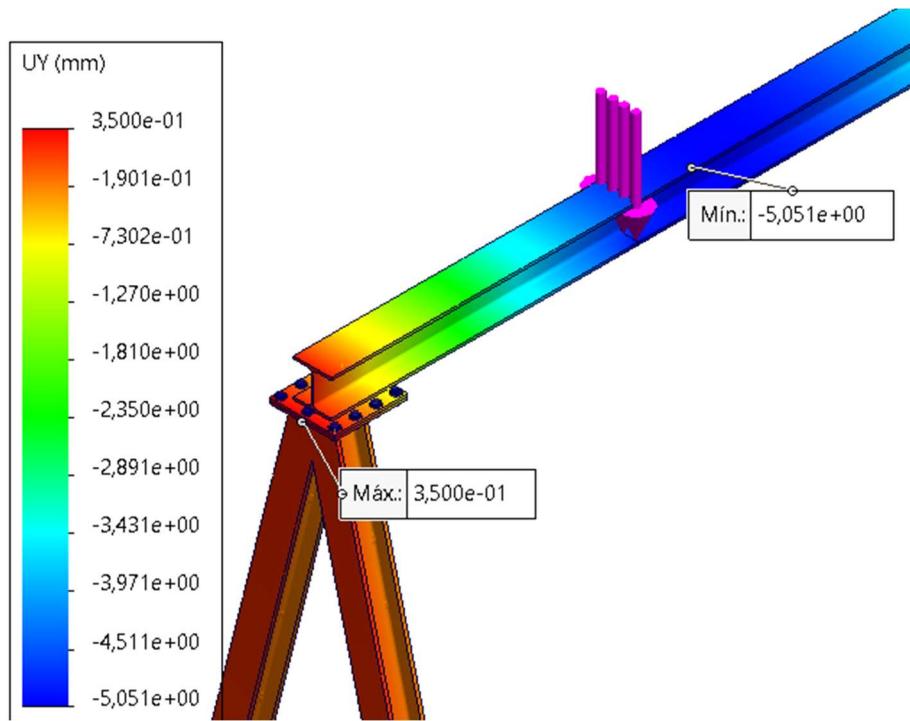


Ilustración 73. Análisis de desplazamiento local (en y)

$$5,051 + 0,35 < 7,5 \text{ mm}$$

A.5.3. DISEÑO DE UNIONES ATORNILLADAS CON RIGIDIZADORES

Con el modelo de uniones atornilladas, para el caso de la carga centrada, se han obtenido valores (119,1 MPa) que superan la tensión máxima admisible fijada (118,34 MPa), por lo que se recurre a incluir rigidizadores, que refuercen las uniones y solventen el problema.

En la ilustración 74 se aprecia en detalle el diseño final de la unión.

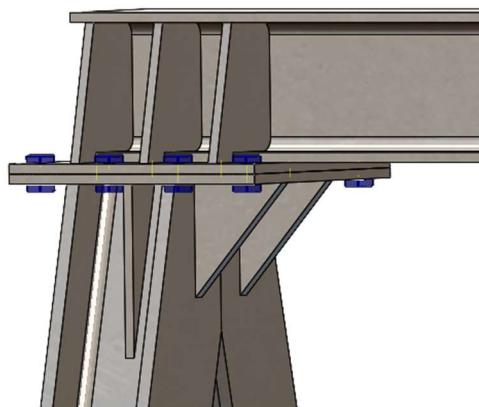


Ilustración 74. Rigidizadores en una de las uniones

Se ha realizado un mallado de densidad “fina”, basado en curvatura de combinado, dando lugar a unos 200000 elementos. Se muestran detalles de la malla en las ilustraciones 75 y 76.

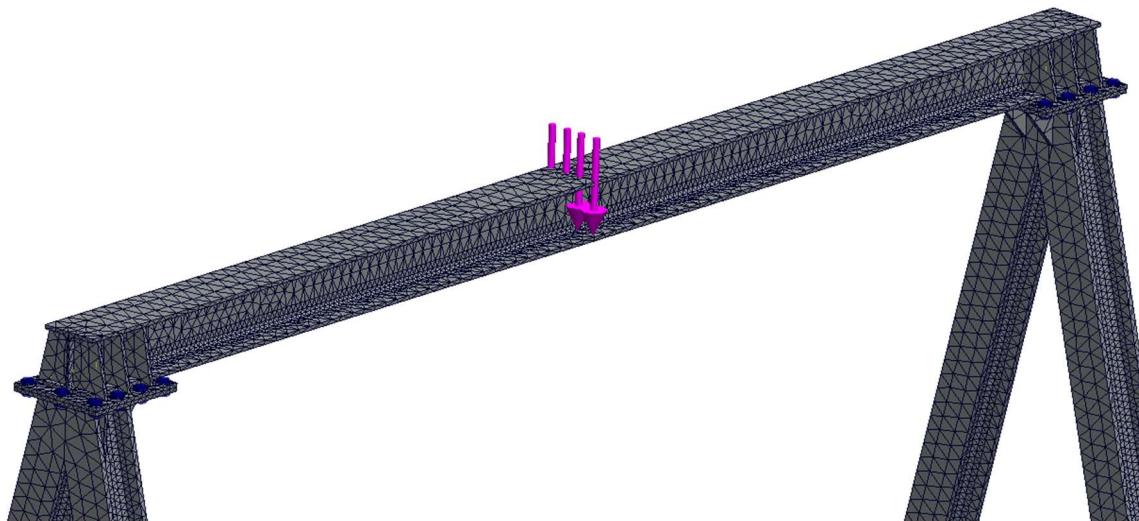


Ilustración 75. Detalle “superior” de la malla



Ilustración 76. Detalle “inferior” de la malla

A.5.3.1. CARGA CENTRADA

Empezando por el caso con la carga centrada se analizan resultados obtenidos en las ilustraciones siguientes.

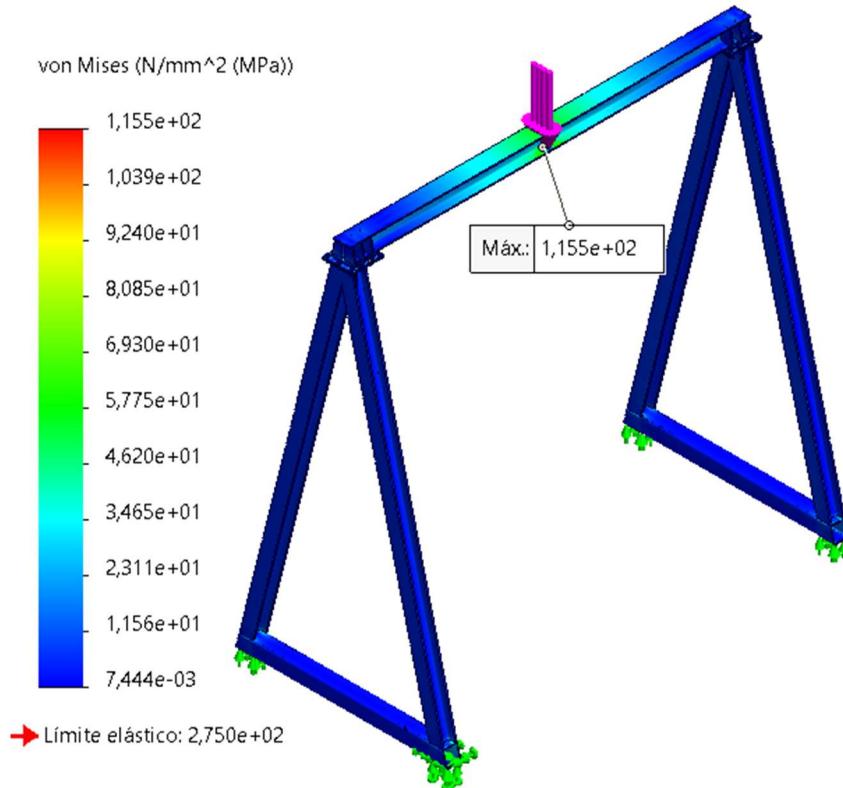


Ilustración 77. Análisis de tensiones

Se han reducido las tensiones, la máxima ya no aparece en las uniones y sí en la viga principal, siendo también menor a la anterior. Se aprecia mejor en la ilustración 78.

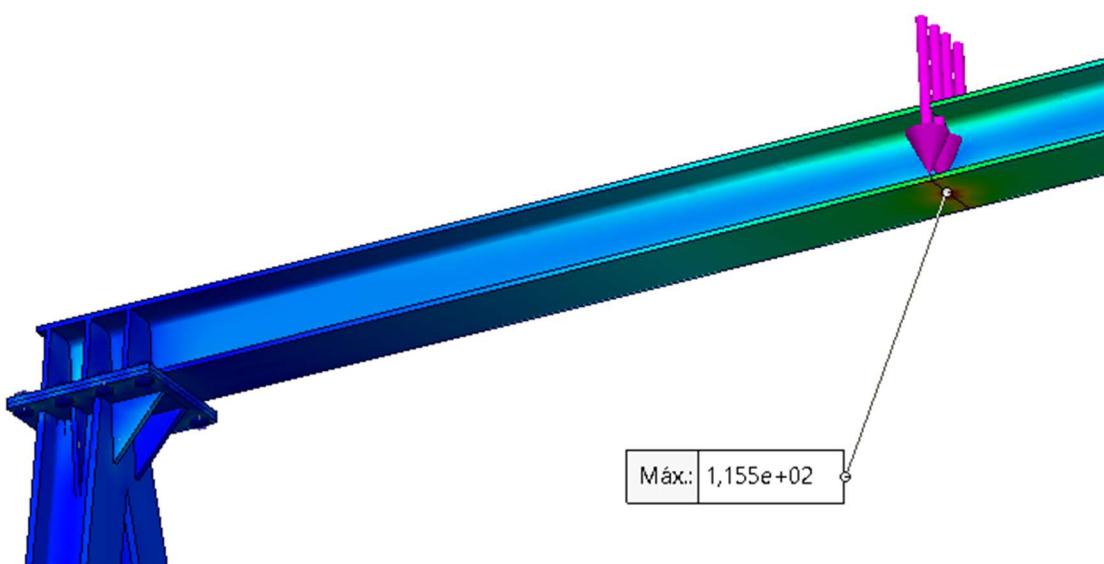


Ilustración 78. Tensión máxima

En cuanto a desplazamientos resultantes (ilustración 79):

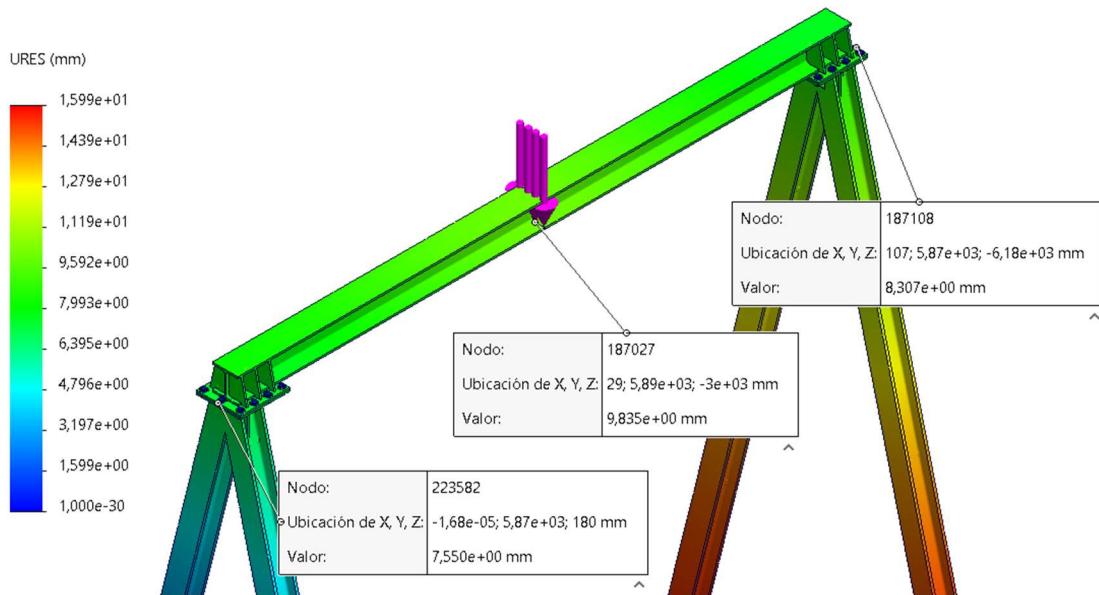


Ilustración 79. Análisis de desplazamiento local (resultante)

$$9,835 - 7,55 < 7,5 \text{ mm}$$

$$9,835 - 8,307 < 7,5 \text{ mm}$$

Los desplazamientos resultantes de extremos y punto de aplicación de carga han aumentado. Sin embargo, el punto central es el que menos diferencia ha sufrido, por lo que el desplazamiento local ha disminuido.

Analizando los desplazamientos verticales en la ilustración 80:

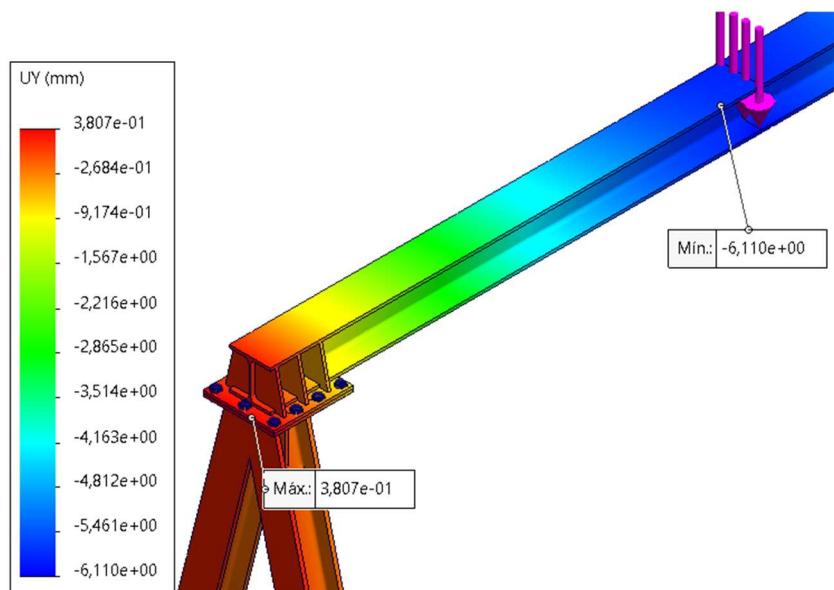


Ilustración 80. Análisis de desplazamiento local (vertical)

$$6,11 + 0,3807 < 7,5 \text{ mm}$$

En los análisis de desplazamientos, se obtienen resultados similares, mientras que, en las tensiones, cabe destacar que se ha conseguido reducir esa tensión máxima que superaba la admisible.

A.5.3.2. CARGA EN POSICIÓN L/3

Por último, para este último modelo, se comprueba también la posición L/3 de la carga.

Se analizan los mismos estudios en las siguientes ilustraciones.

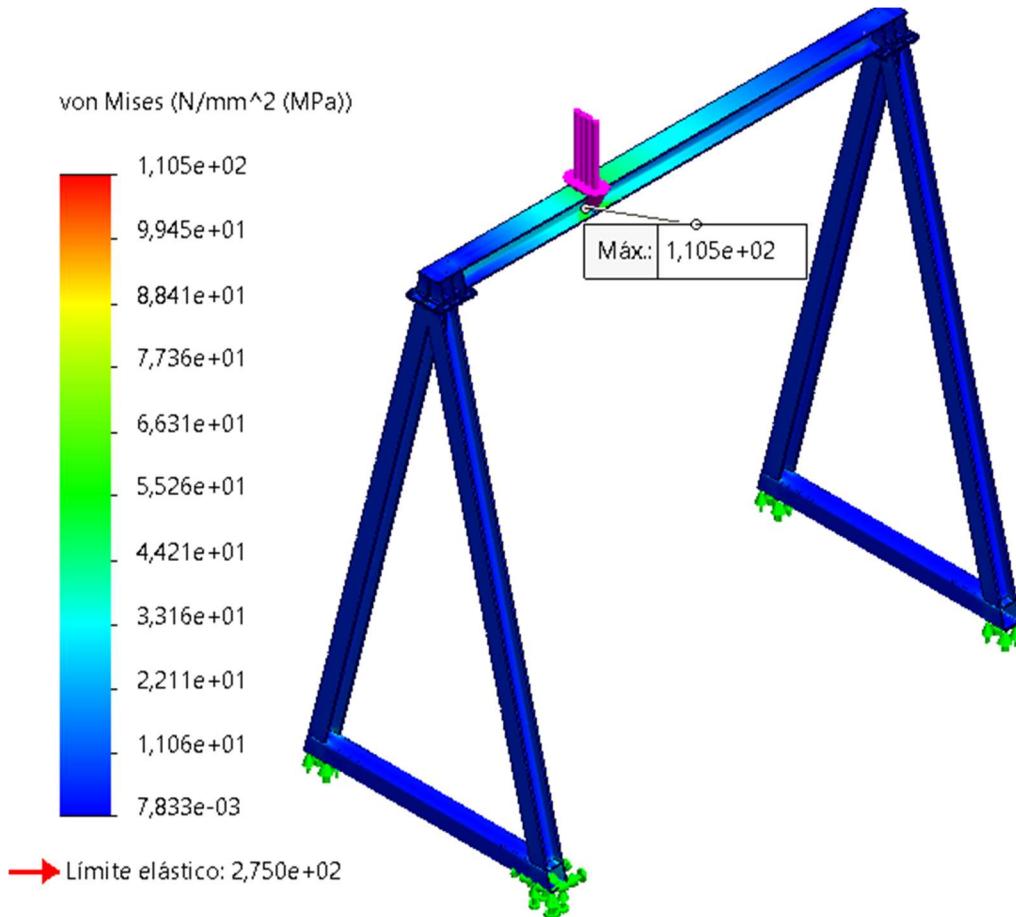


Ilustración 81. Análisis de tensiones

De nuevo, tensiones inferiores al valor límite de 118,34 MPa.

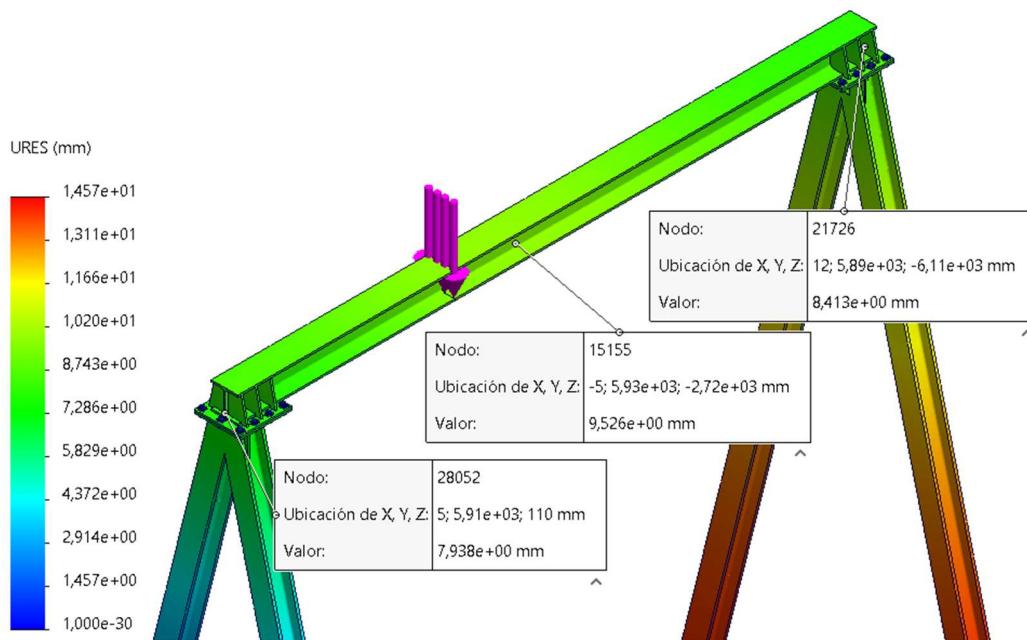


Ilustración 82. Análisis de desplazamiento local (resultante)

$$9,526 - 7,938 < 7,5 \text{ mm}$$

$$9,526 - 8,413 < 7,5 \text{ mm}$$

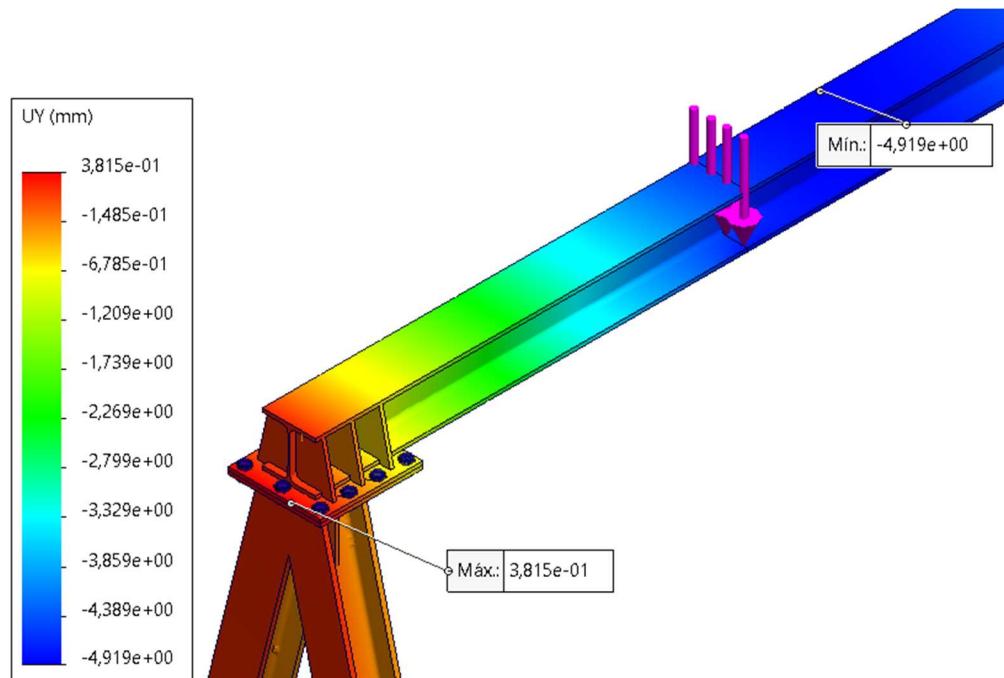


Ilustración 83. Análisis de desplazamiento local (vertical)

$$4,919 + 0,3815 < 7,5 \text{ mm}$$

Con este último modelo de uniones atornilladas con rigidizadores, todos los resultados son favorables a las condiciones de tensiones y desplazamientos impuestas. Con el modelo de uniones soldadas se ha comprobado la estructura a pandeo.

Por lo que, la estructura final está ya definida.

A.5.4. ANÁLISIS DE TENSIONES/DEFORMACIONES EN LAS UNIONES

En este apartado se van a analizar en detalle las uniones, respecto a tensiones y deformaciones, comparando resultados entre modelo sin rigidizadores y con rigidizadores.

Como se ha comentado con anterioridad, uno de los apoyos es fijo en todas las direcciones para dar estabilidad, por ello se diferencia la unión 1 (correspondiente al lado en el que está el apoyo fijo) de la unión 2, como en la ilustración 84.

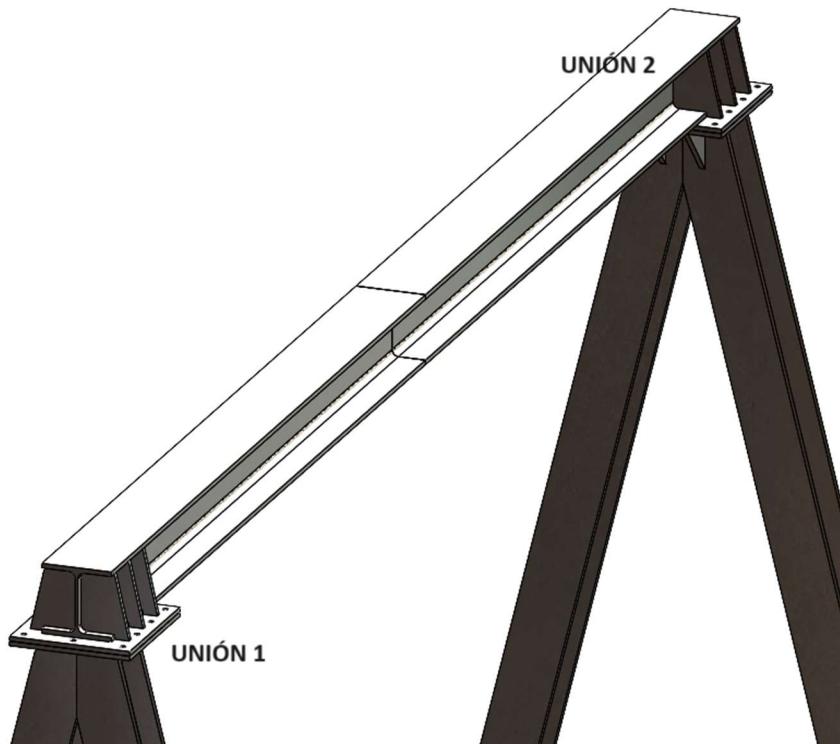


Ilustración 84. Uniones atornilladas

A.5.4.1. CARGA CENTRADA

A continuación, en las siguientes ilustraciones se muestran los análisis de tensiones y deformaciones de las uniones 1 y 2, sin rigidizadores y después con rigidizadores, de tal forma que queda reflejada la influencia de estos.

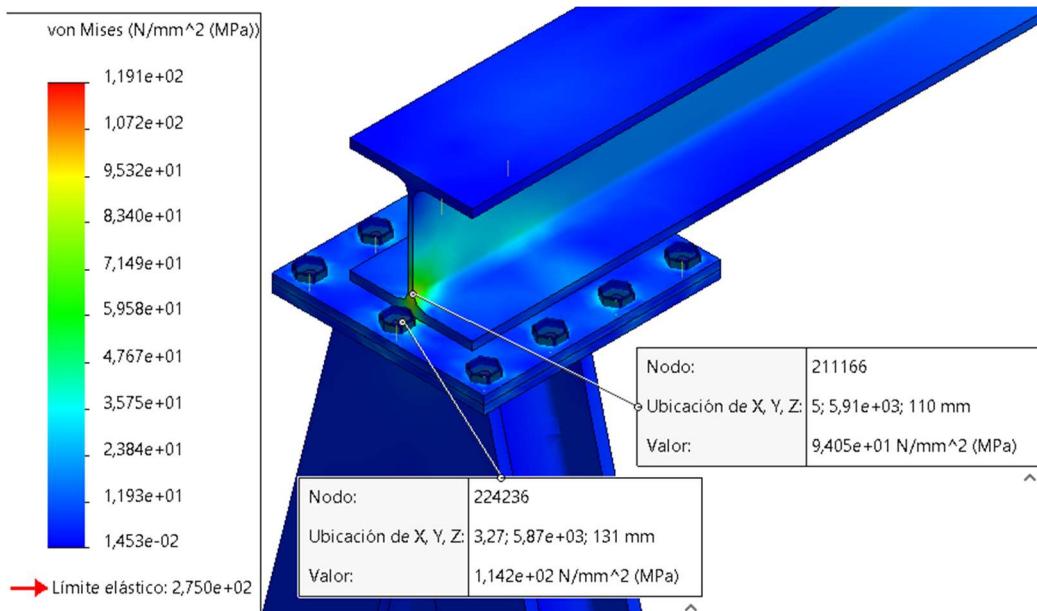


Ilustración 85. Análisis de tensiones de unión 1, sin rigidizadores

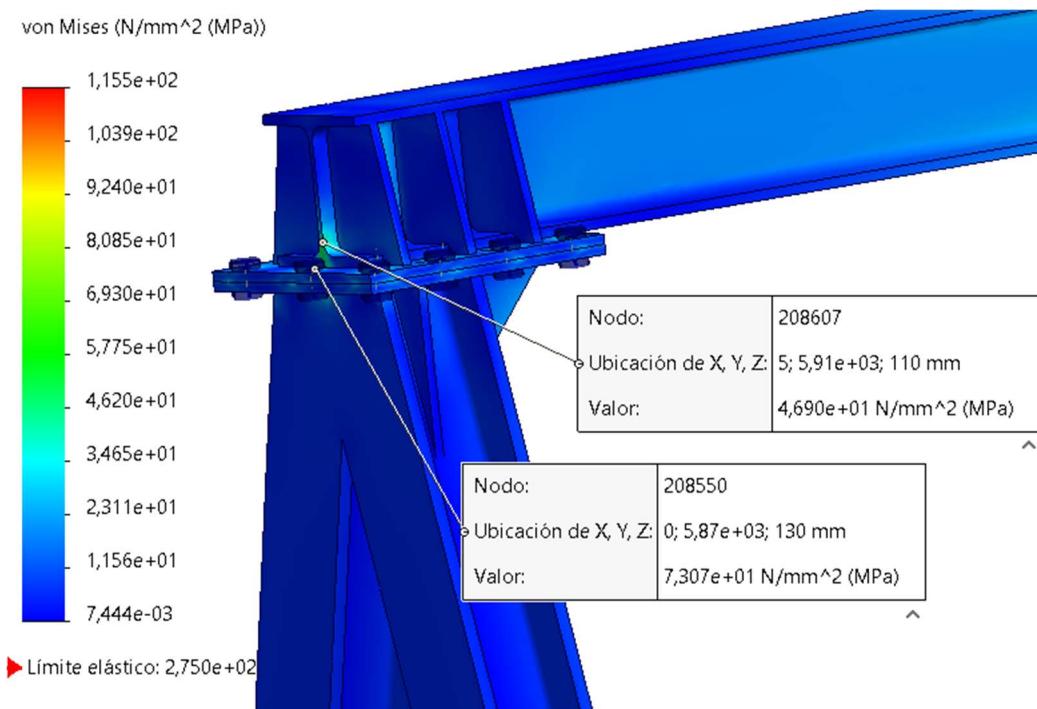


Ilustración 86. Análisis de tensiones de unión 1, con rigidizadores

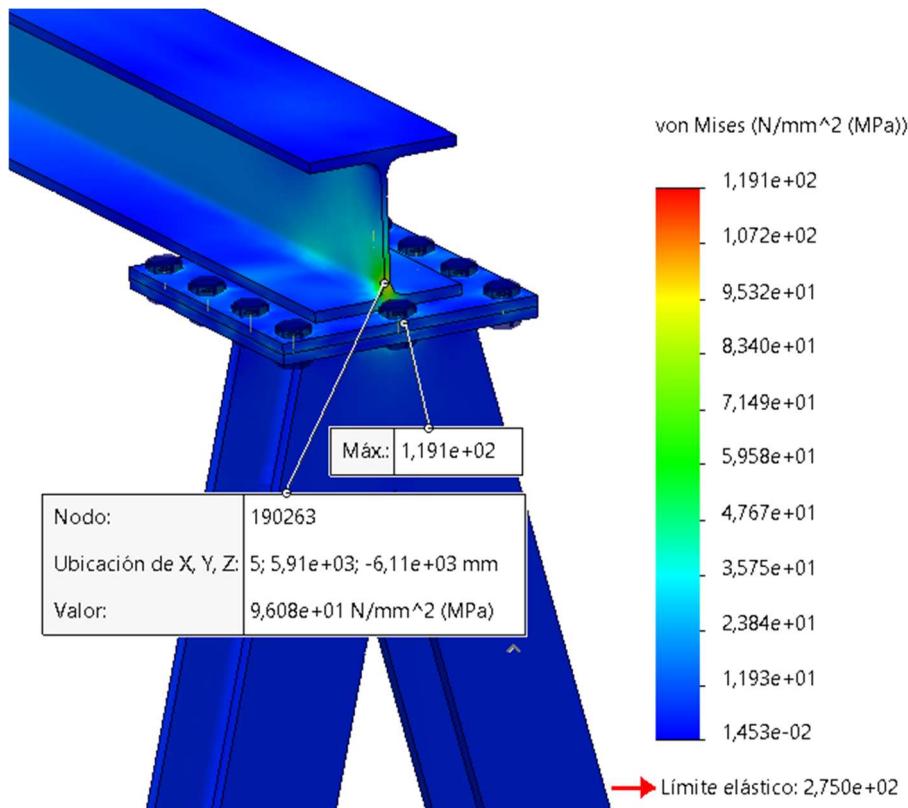


Ilustración 87. Análisis de tensiones de unión 2, sin rigidizadores

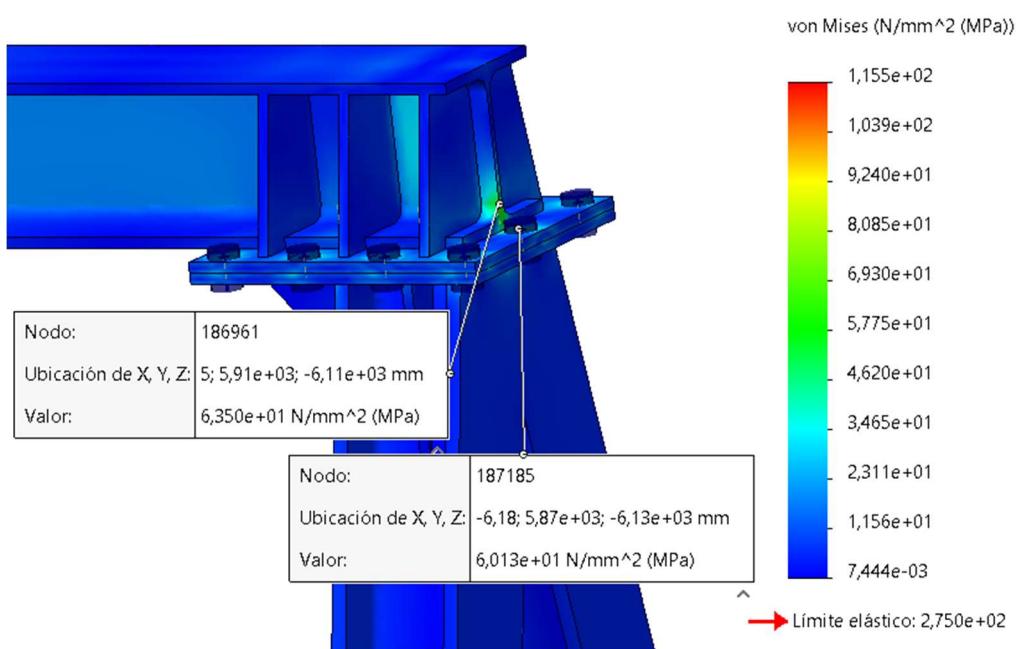


Ilustración 88. Análisis de tensiones de unión 2, con rigidizadores

Las tensiones en las uniones es el aspecto en el que más se observan diferencias, los valores disminuyen considerablemente mediante los rigidizadores.

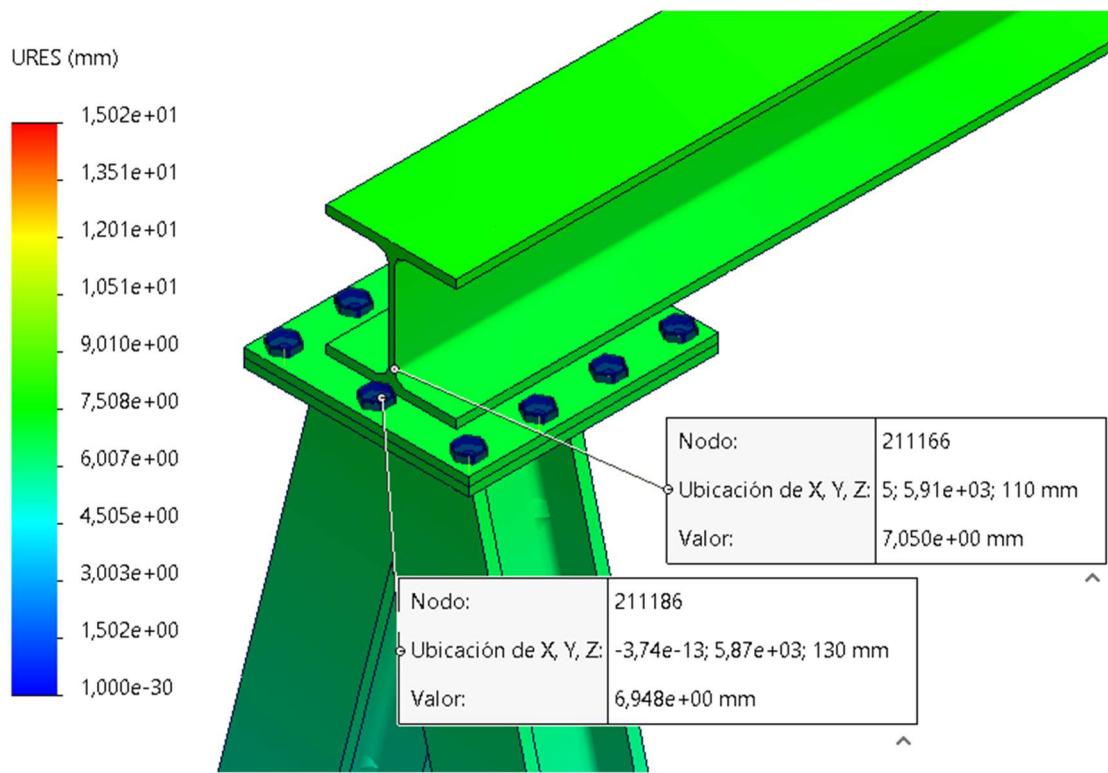


Ilustración 89. Análisis de desplazamiento resultante de unión 1, sin rigidizadores

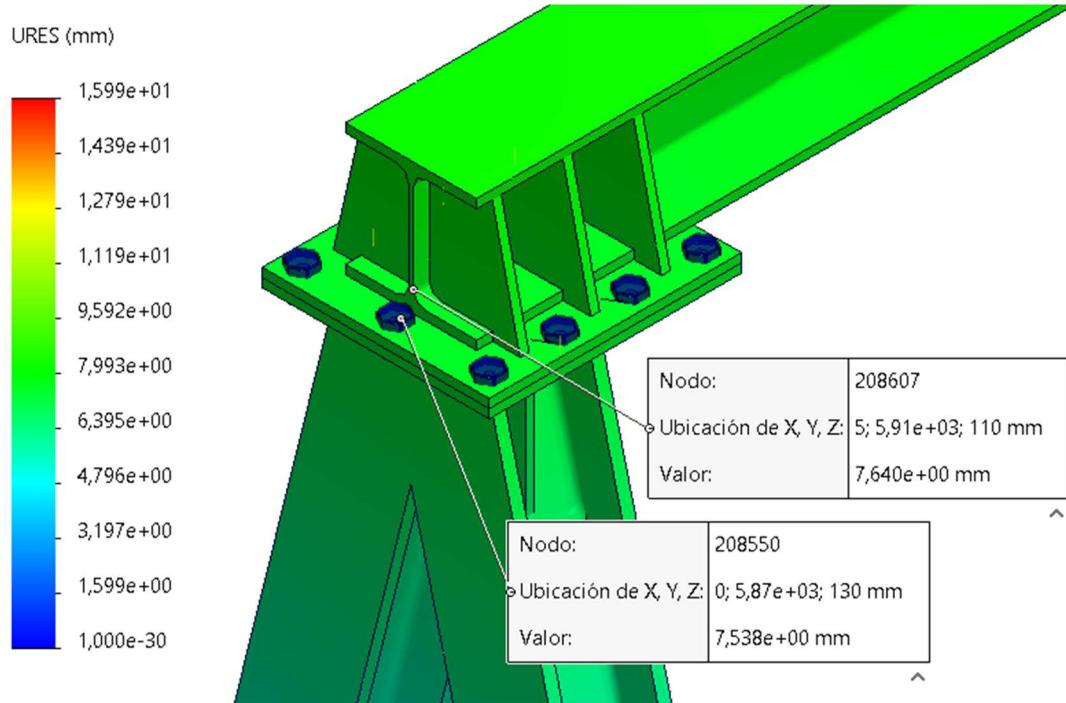


Ilustración 90. Análisis de desplazamiento resultante de unión 1, con rigidizadores

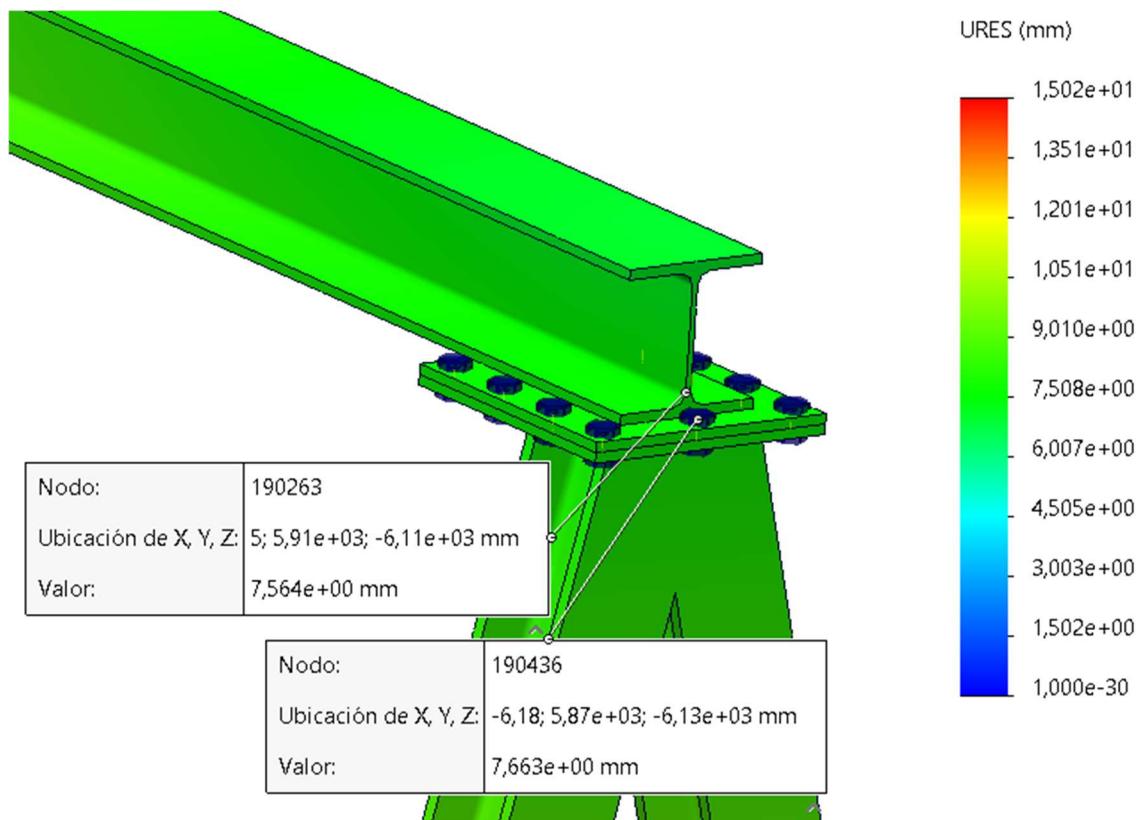


Ilustración 91. Análisis de desplazamiento resultante de unión 2, sin rigidizadores

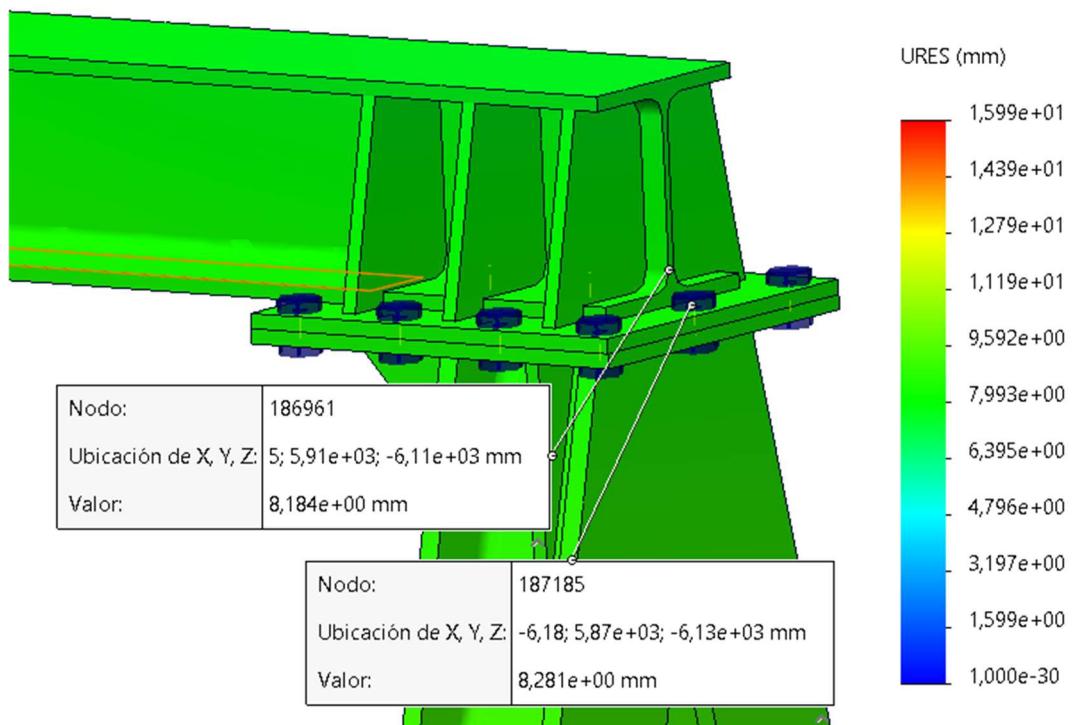


Ilustración 92. Análisis de desplazamiento resultante de unión 2, con rigidizadores

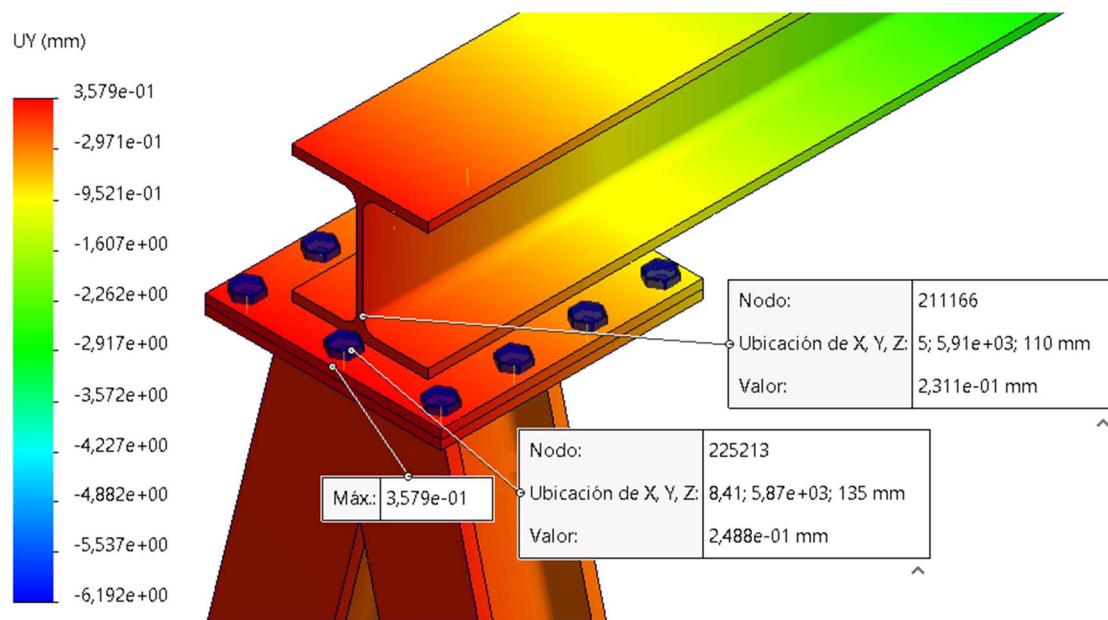


Ilustración 93. Análisis de desplazamiento vertical de unión 1, sin rigidizadores

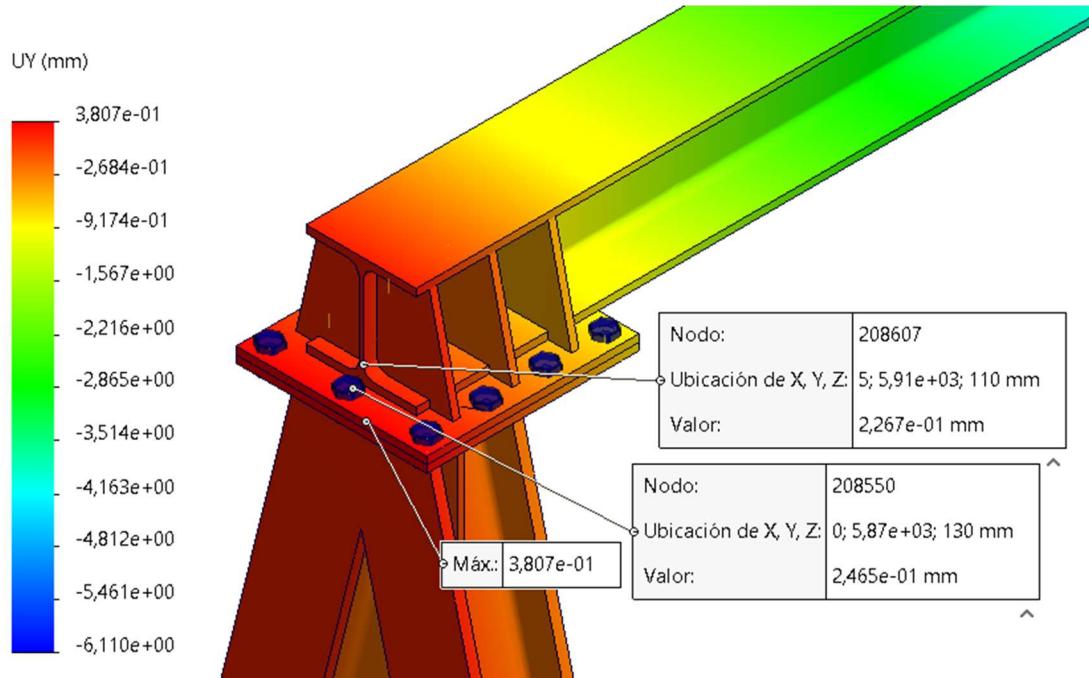


Ilustración 94. Análisis de desplazamiento vertical de unión 1, con rigidizadores

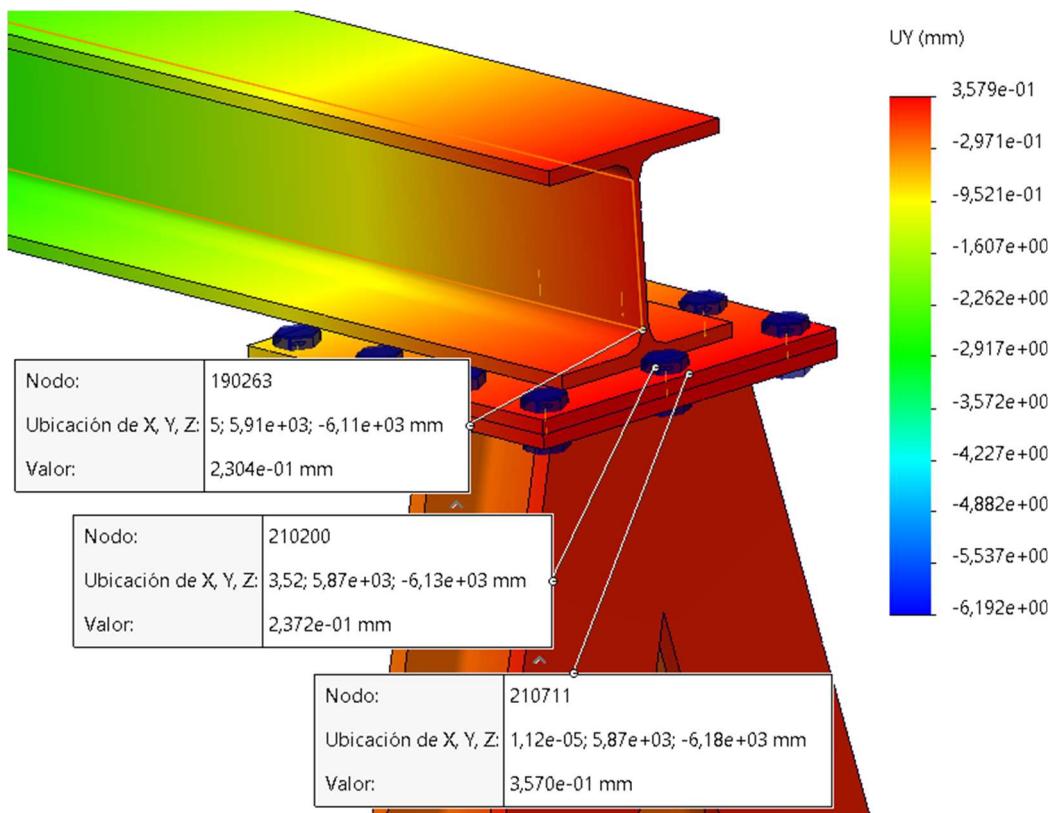


Ilustración 95. Análisis de desplazamiento vertical de unión 2, sin rigidizadores

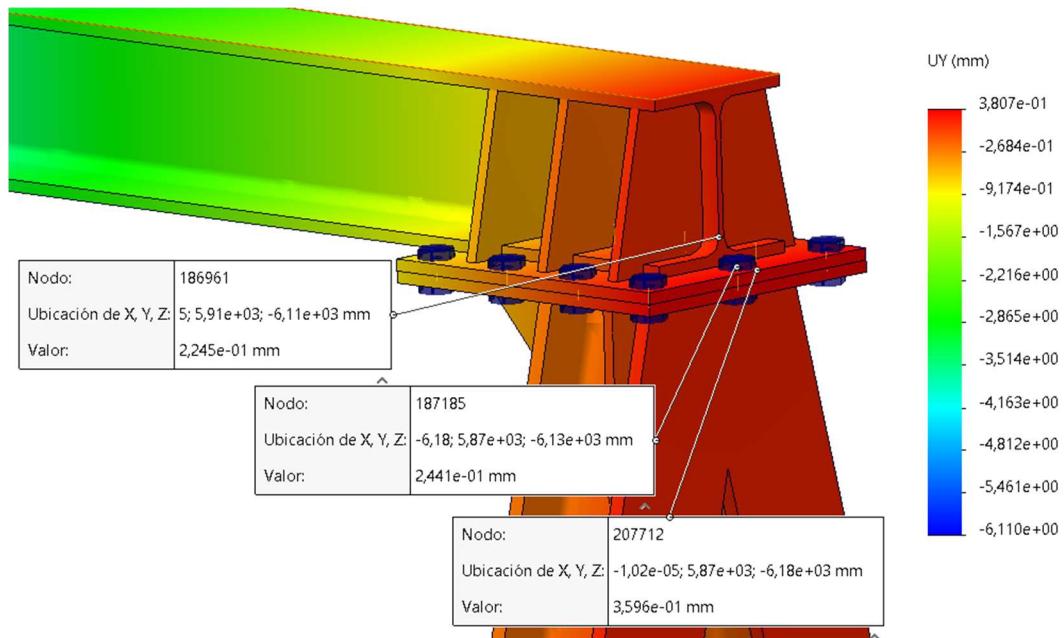


Ilustración 96. Análisis de desplazamiento vertical de unión 2, con rigidizadores

En cuanto a desplazamientos, los valores obtenidos son muy cercanos.

A.5.4.2. CARGA EN POSICIÓN L/3

Se hacen las mismas comprobaciones para esta posición, en las ilustraciones siguientes.

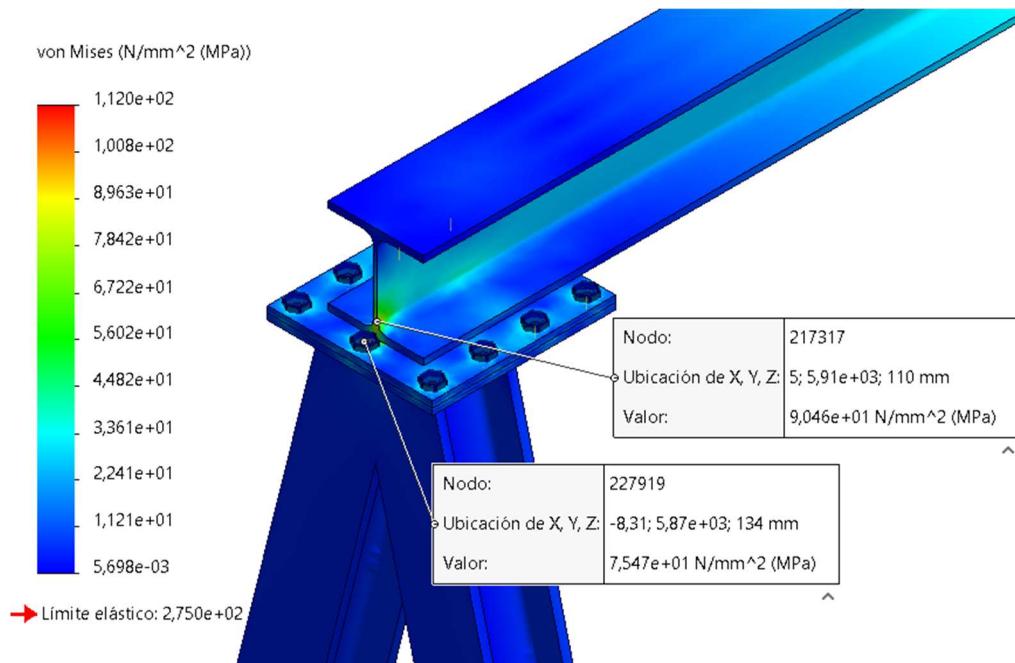


Ilustración 97. Análisis de tensiones en unión 1, sin rigidizadores

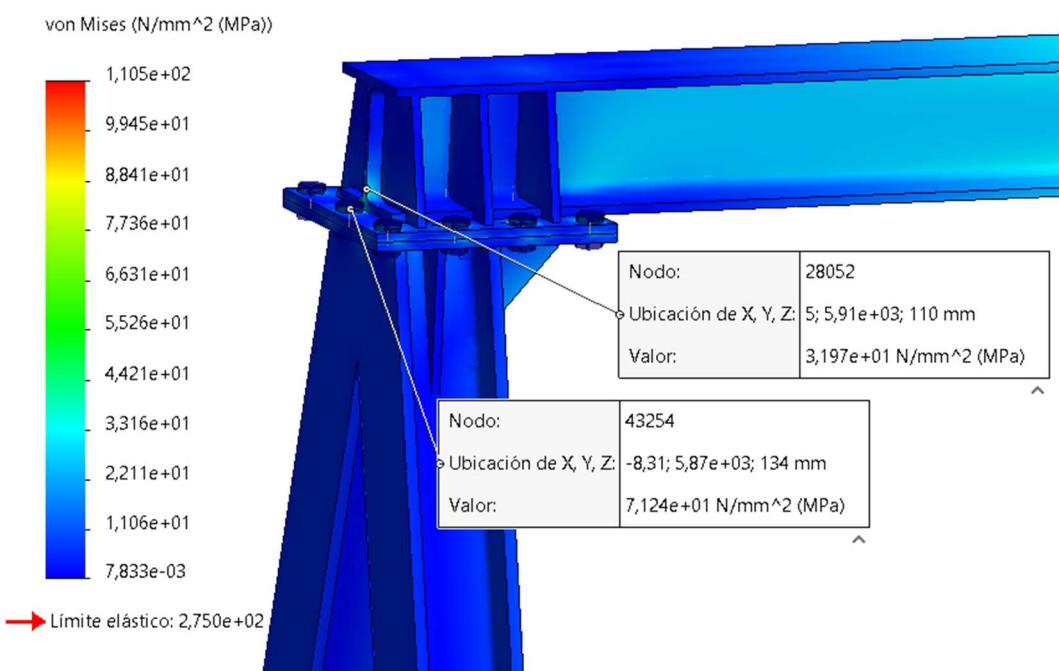


Ilustración 98. Análisis de tensiones en unión 1, con rigidizadores

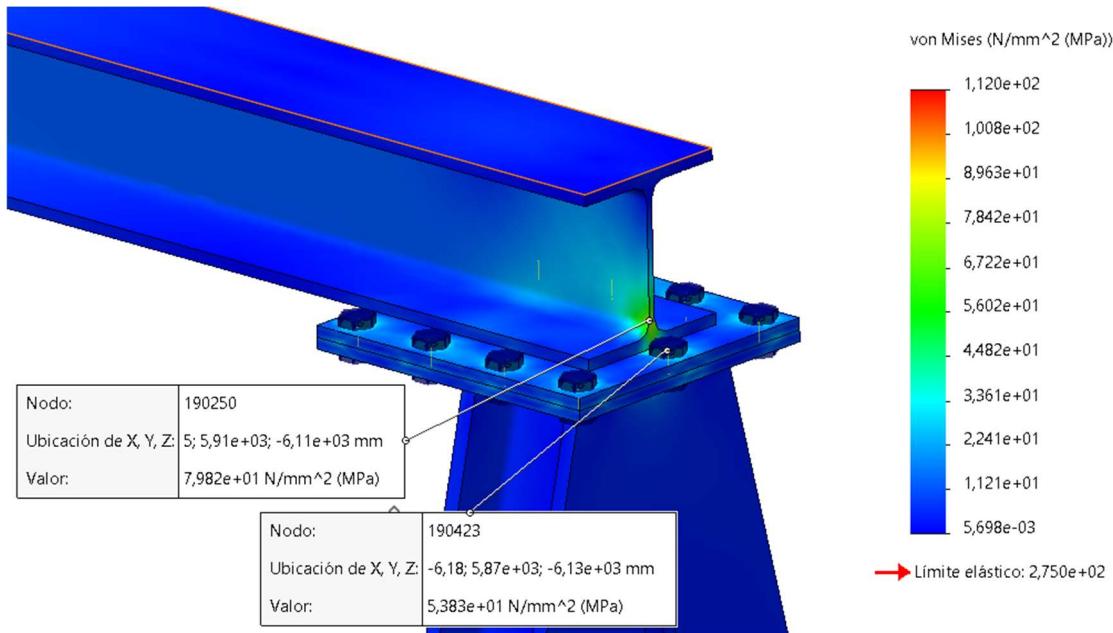


Ilustración 99. Análisis de tensiones en unión 2, sin rigidizadores

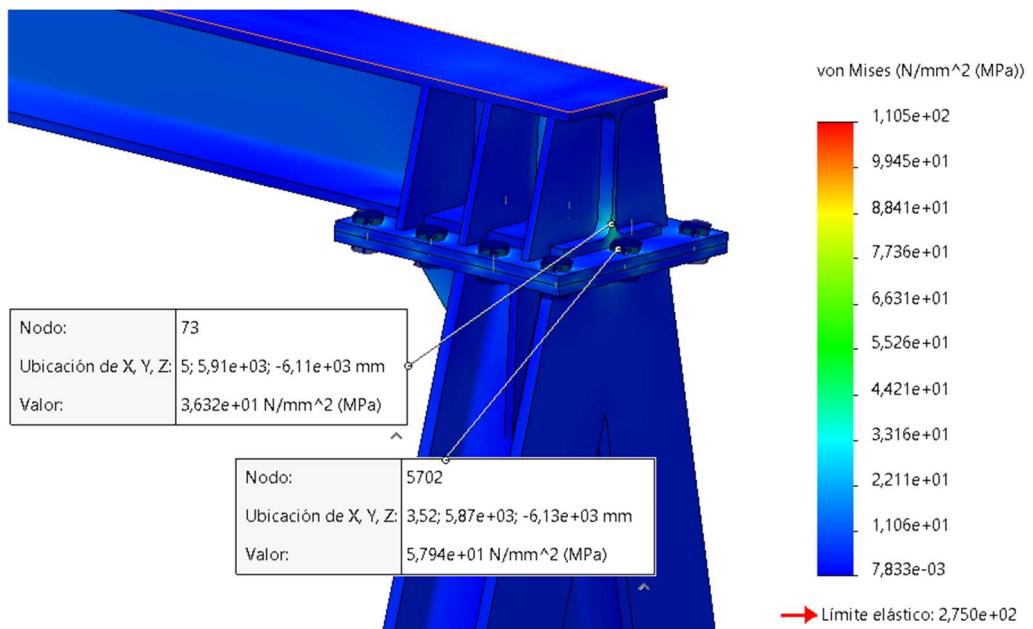


Ilustración 100. Análisis de tensiones en unión 2, con rigidizadores

De nuevo, en tensiones es donde se observa el efecto de los rigidizadores, disminuyen notablemente.

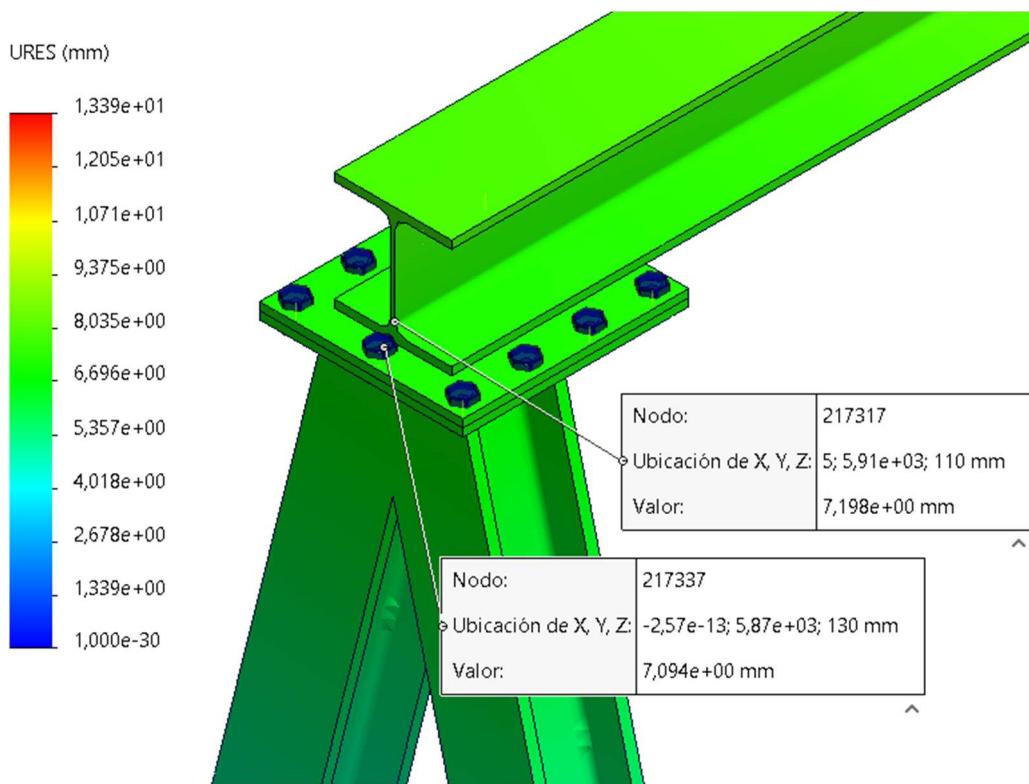


Ilustración 101. Análisis de desplazamiento resultante en unión 1, sin rigidizadores

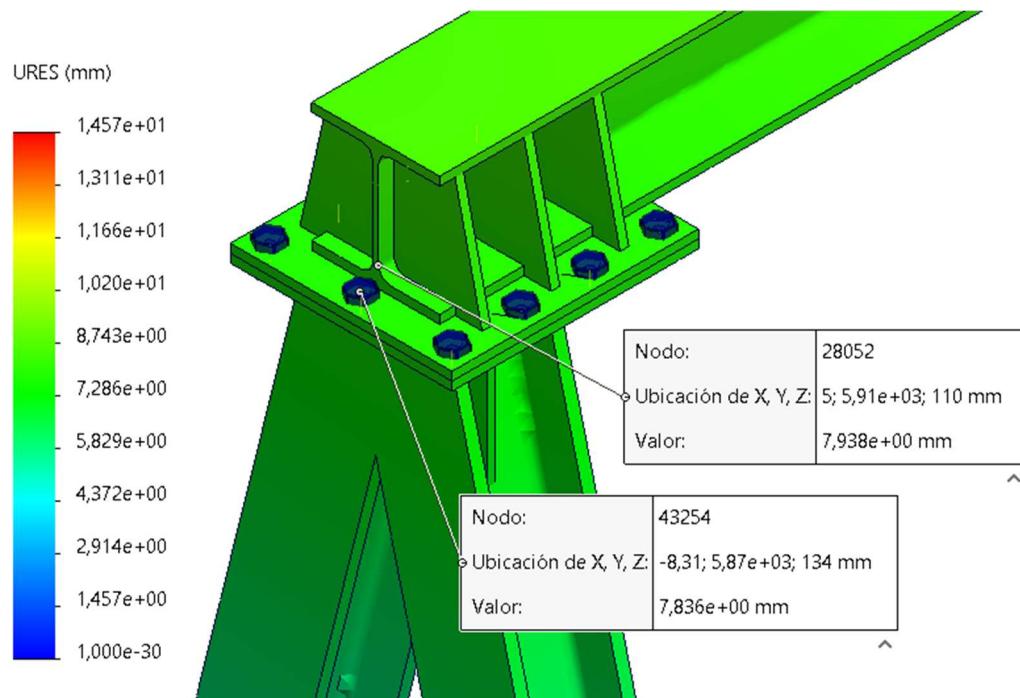


Ilustración 102. Análisis de desplazamiento resultante en unión 1, con rigidizadores

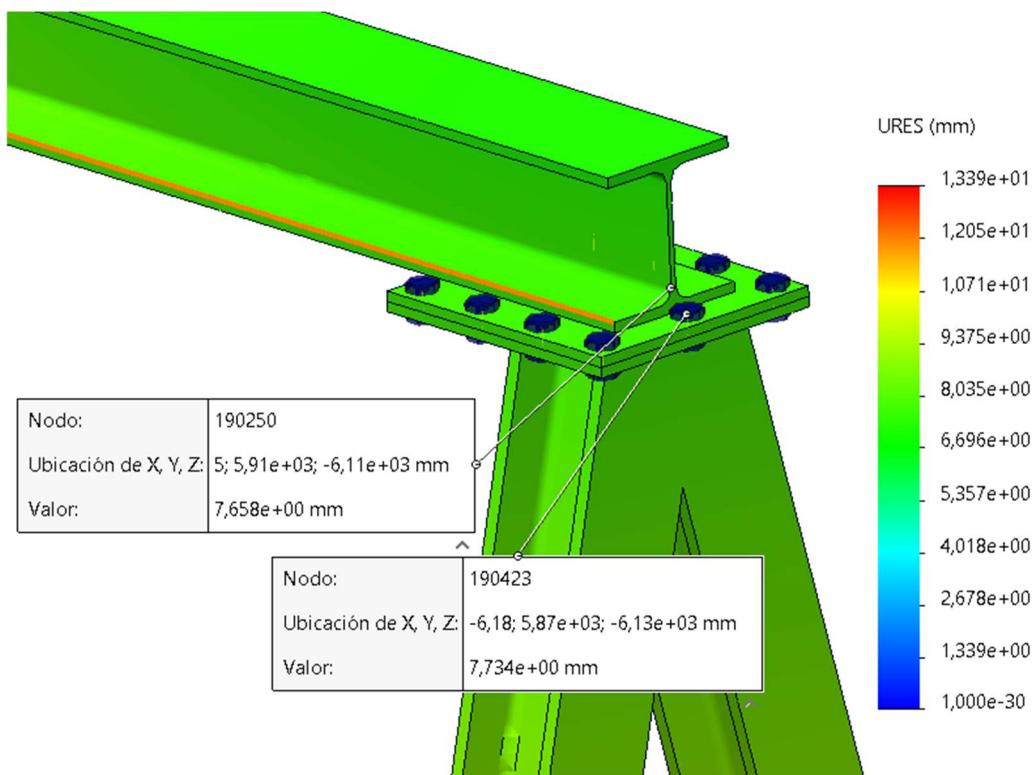


Ilustración 103. Análisis de desplazamiento resultante en unión 2, sin rigidizadores

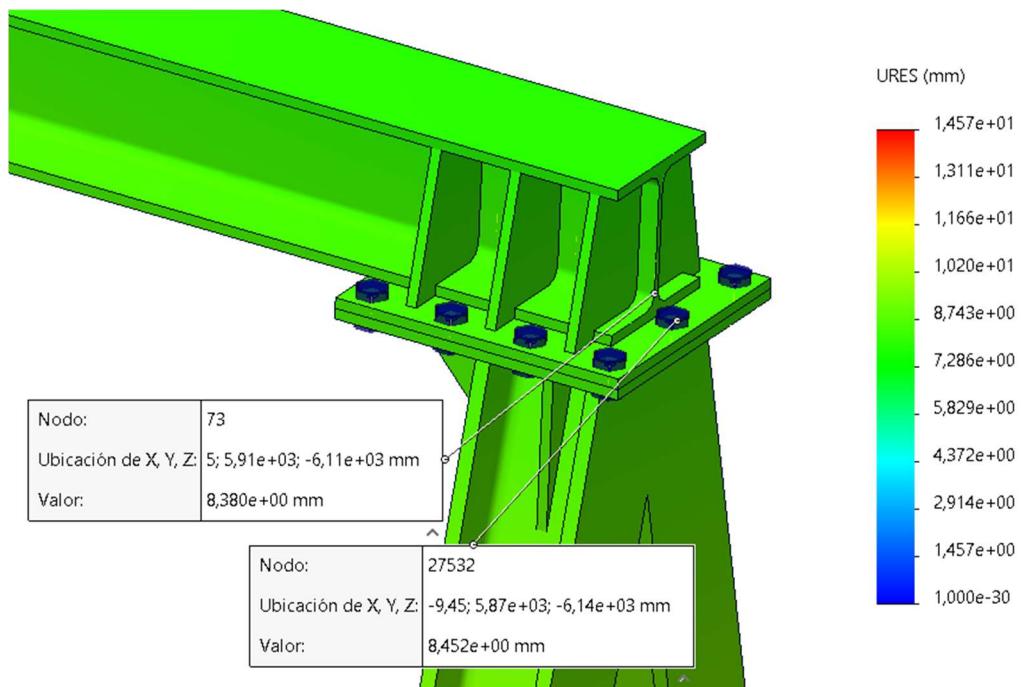


Ilustración 104. Análisis de desplazamiento resultante en unión 2, con rigidizadores

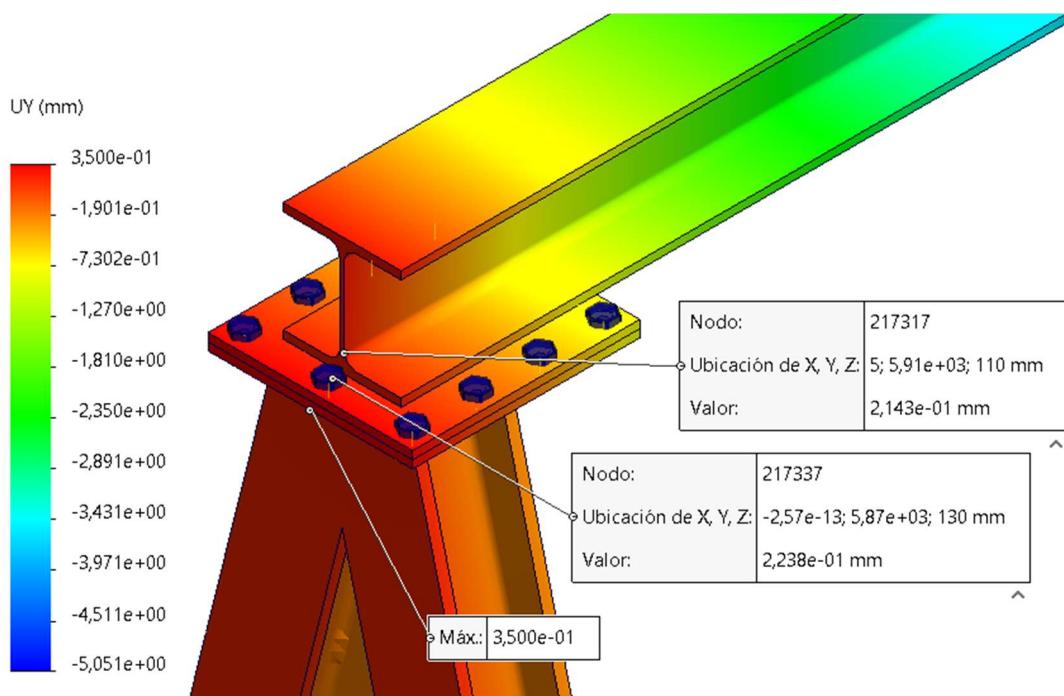


Ilustración 105. Análisis de desplazamiento vertical en unión 1, sin rigidizadores

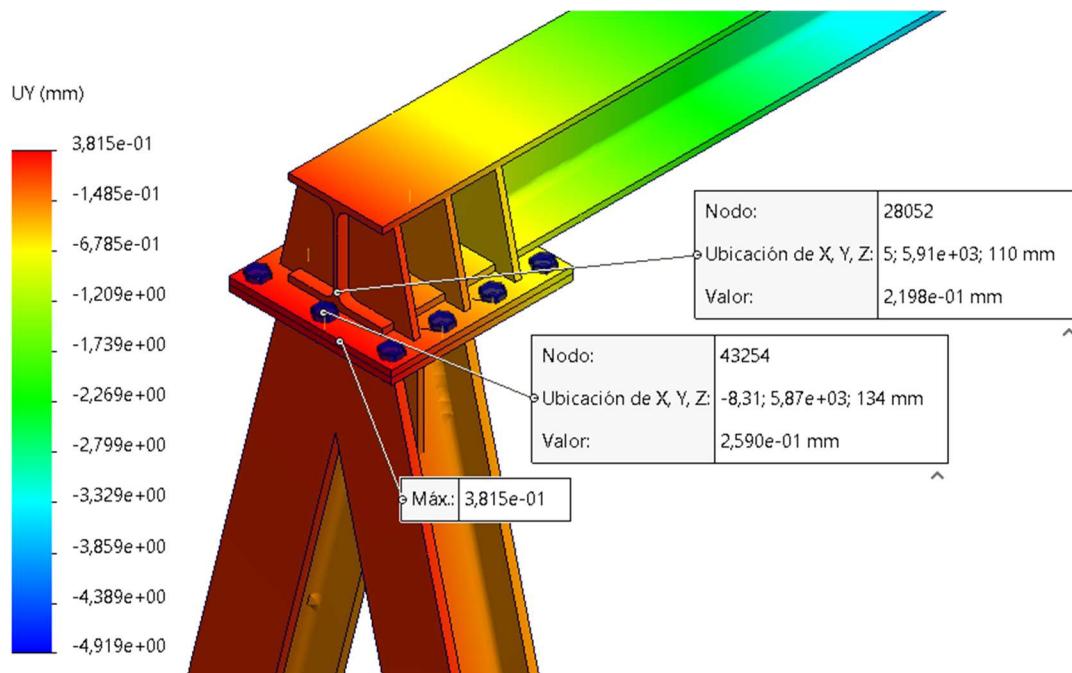


Ilustración 106. Análisis de desplazamiento vertical en unión 1, con rigidizadores

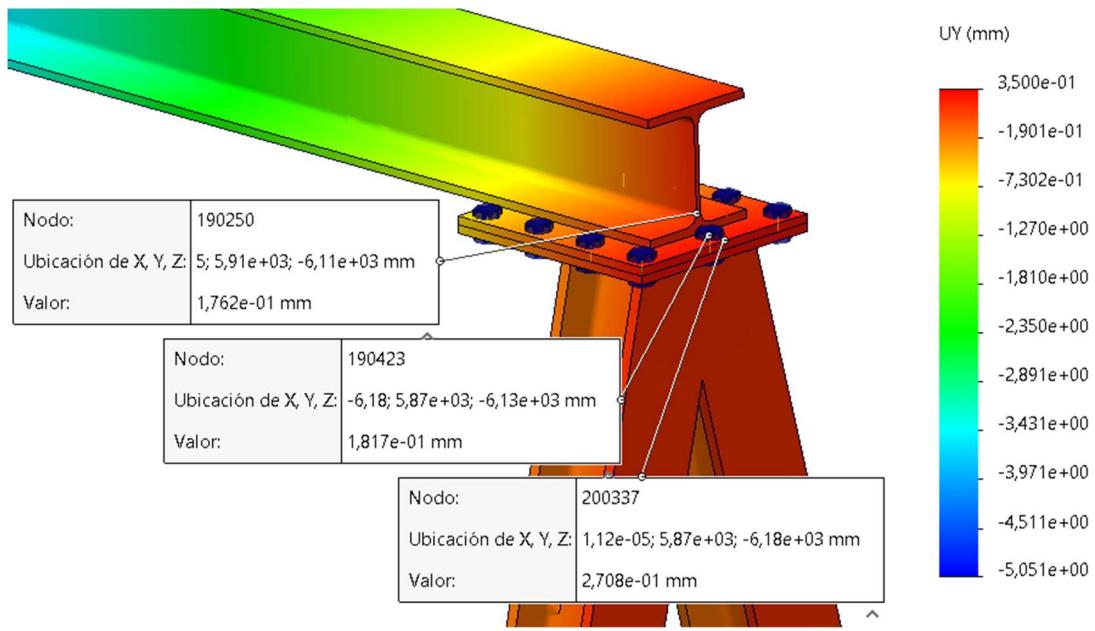


Ilustración 107. Análisis de desplazamiento vertical en unión 2, sin rigidizadores

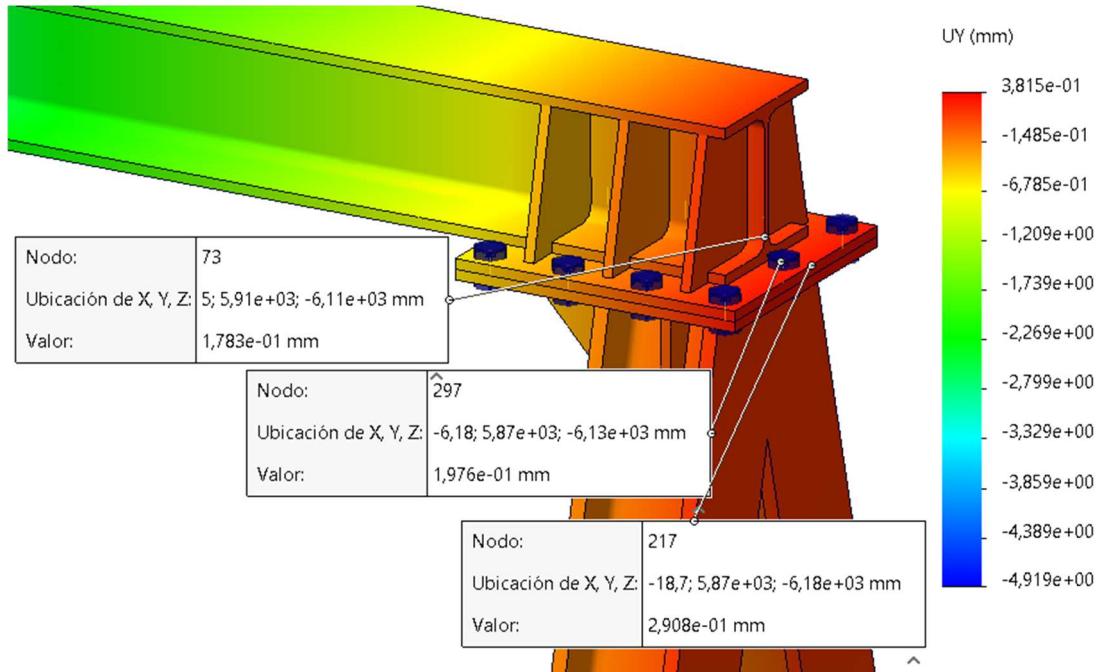


Ilustración 108. Análisis de desplazamiento vertical en unión 2, con rigidizadores

También hay cambios en desplazamientos, pero los valores son similares.

A.5.5. ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN LAS UNIONES

Por último, mediante el modelo de “barras” se extraen los diagramas de esfuerzos de las vigas laterales y viga carril, para poder analizar los esfuerzos sufridos en las uniones.

A.5.5.1. CARGA CENTRADA

En las ilustraciones 109 a 114, se muestran los diagramas de esfuerzos extraídos del modelo de uniones soldadas, con la carga centrada.

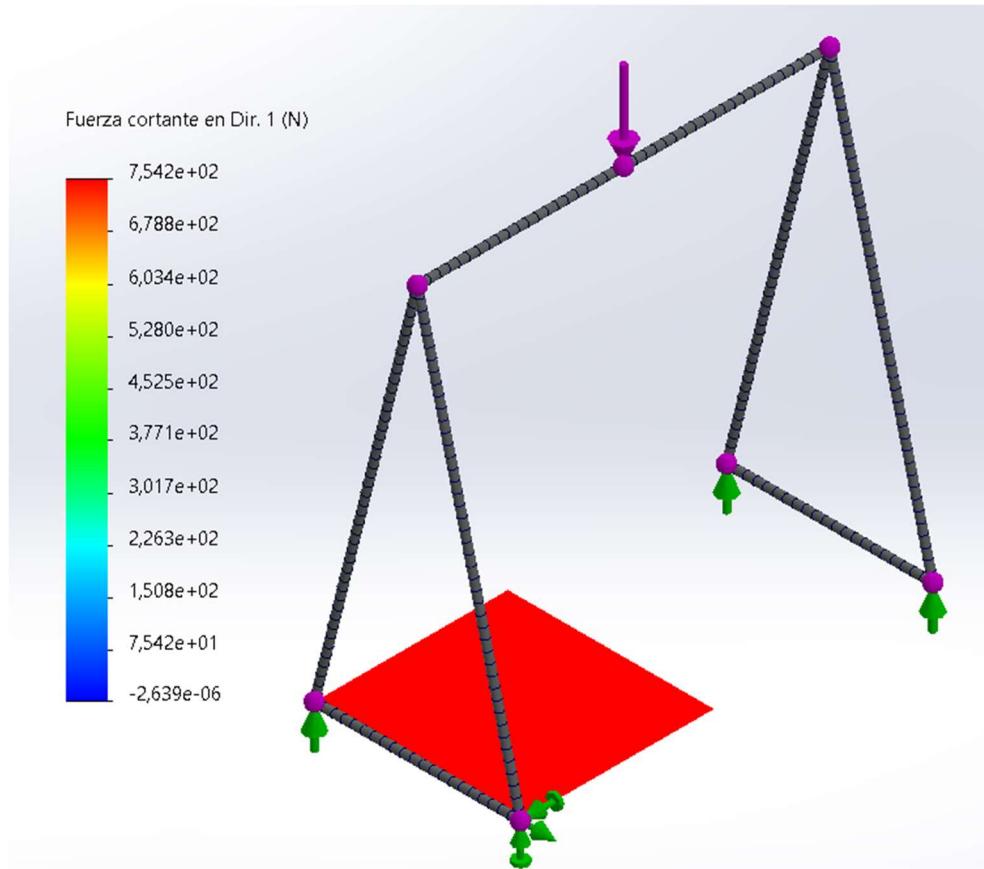


Ilustración 109. Esfuerzo cortante en vigas de apoyo

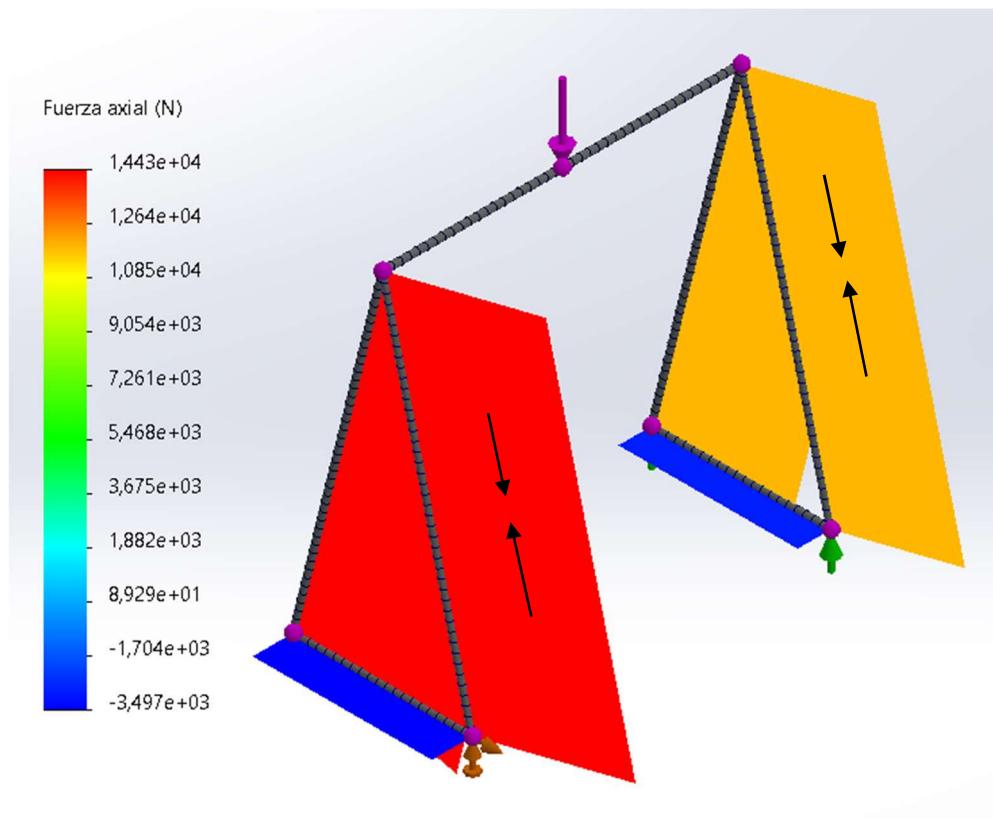


Ilustración 110. Fuerza axial en la estructura

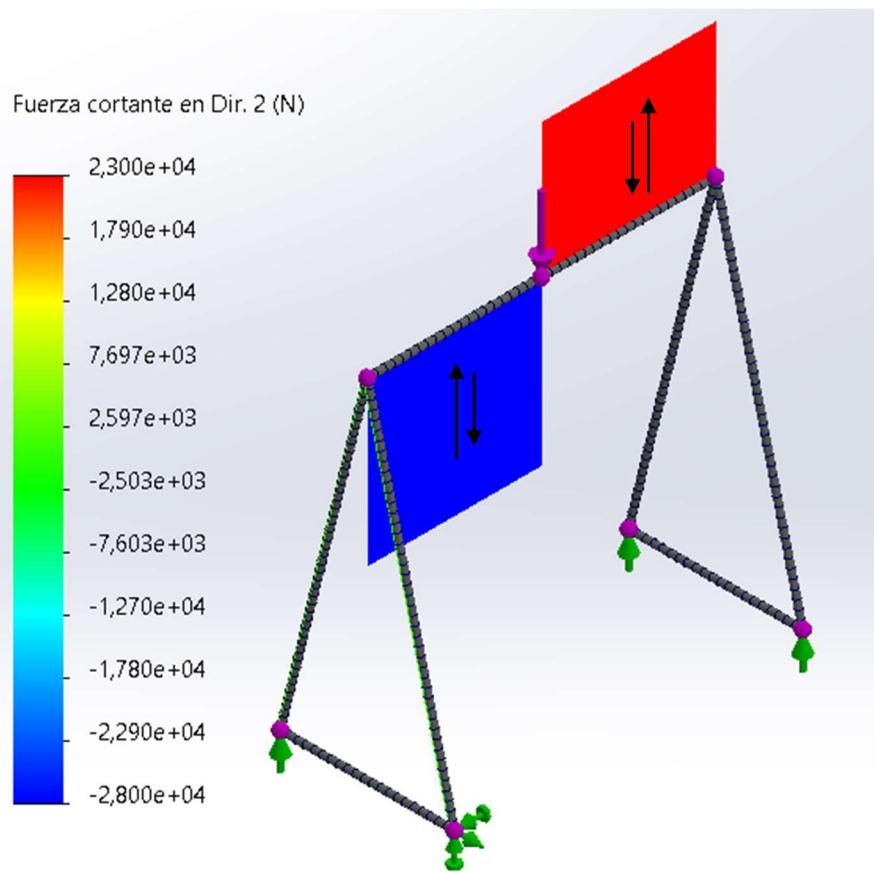


Ilustración 111. Fuerza cortante en viga principal

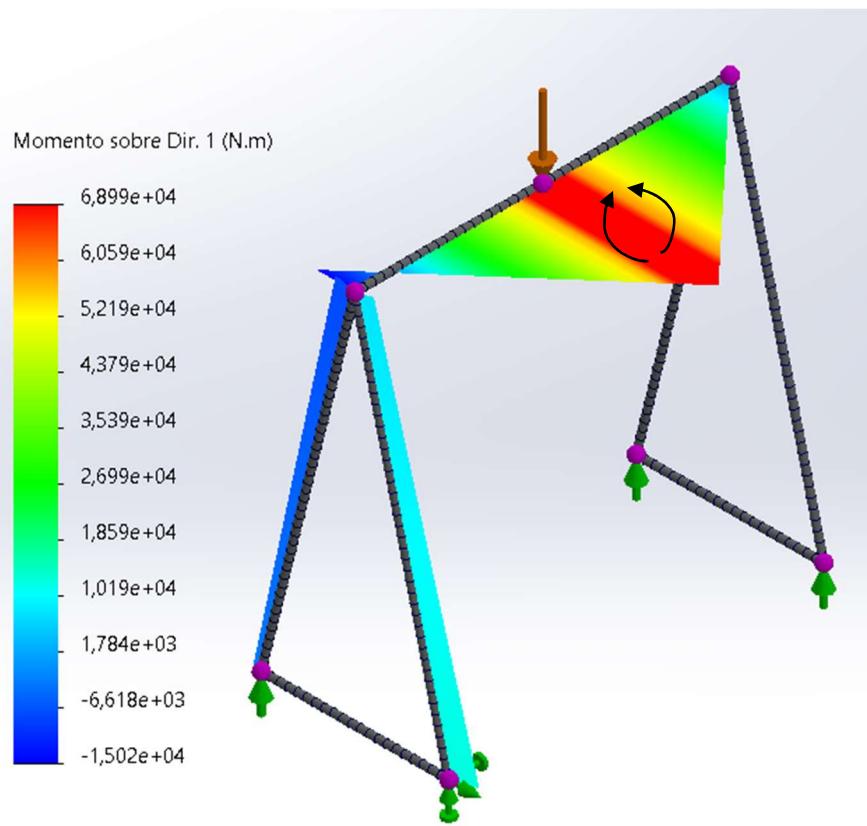


Ilustración 112. Momento flector en la estructura

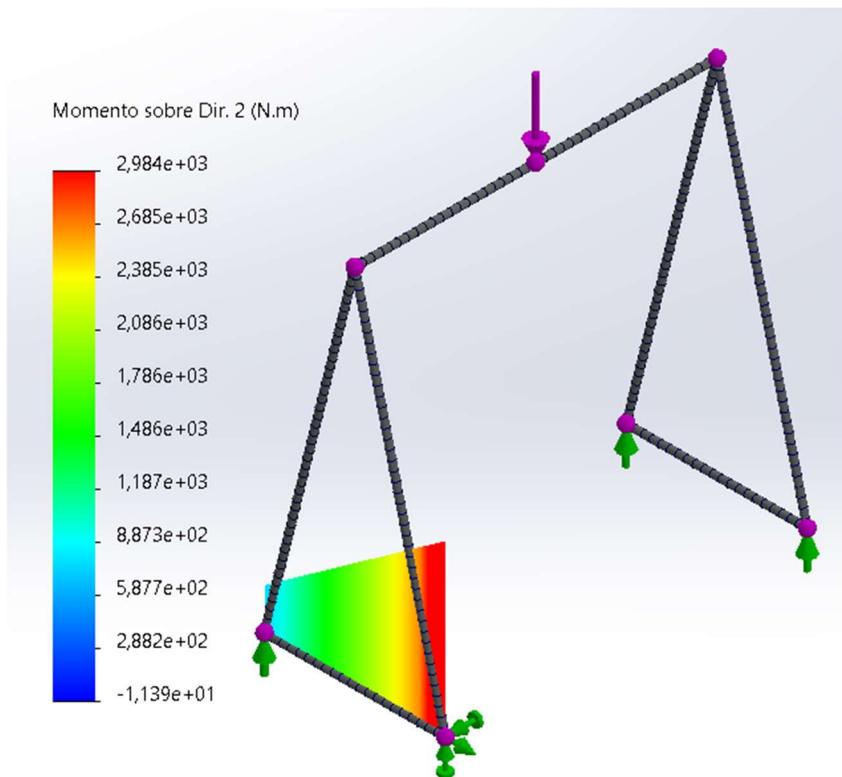


Ilustración 113. Momento flector en vigas de apoyo

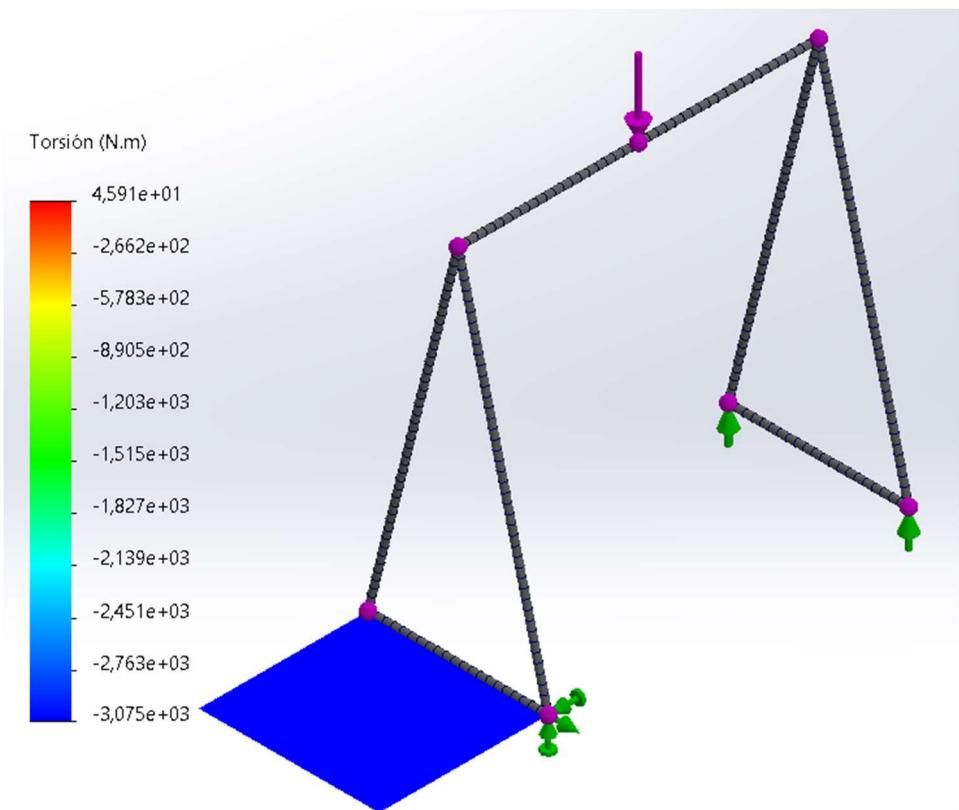


Ilustración 114. Esfuerzos de torsión en la estructura

La unión atornillada ha de soportar los esfuerzos que llegan al nudo, y para ello, en las ilustraciones 115 y 116 se recogen los esfuerzos en el nudo provenientes de la viga carril o principal (que son iguales pero de sentido contrario a los provenientes de las vigas laterales).

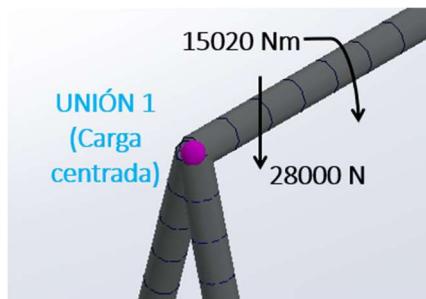


Ilustración 115. Esfuerzos en la unión 1

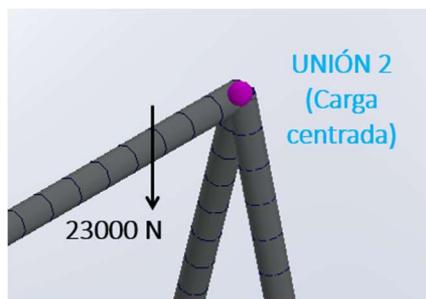


Ilustración 116. Esfuerzos en la unión 2

En la ilustración 117 se muestran las dimensiones de las placas atornilladas, la numeración de los tornillos y las distancias de la línea de pivotamiento a los centros de las roscas de los tornillos.

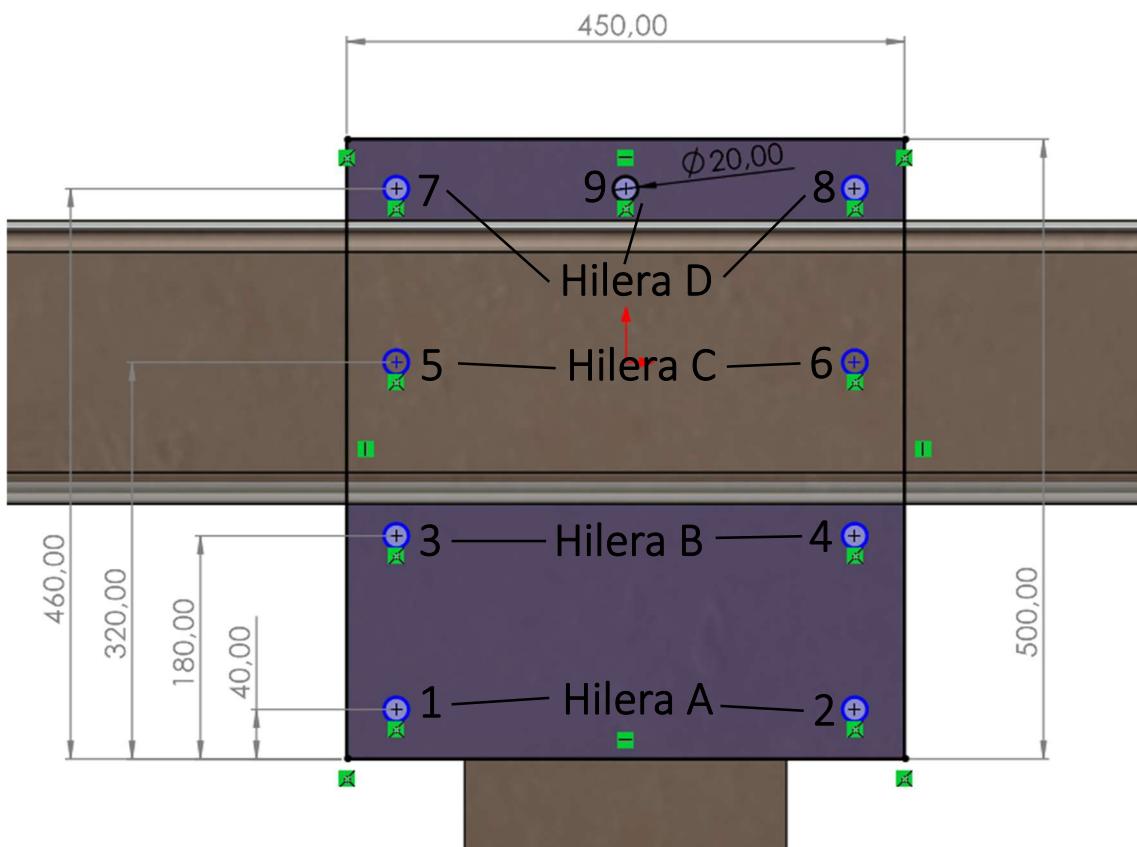


Ilustración 117. Placa atornillada (espesor 17,5 mm)

Recopilando los datos de los tornillos (ilustración 118), se calcula la constante de reparto:

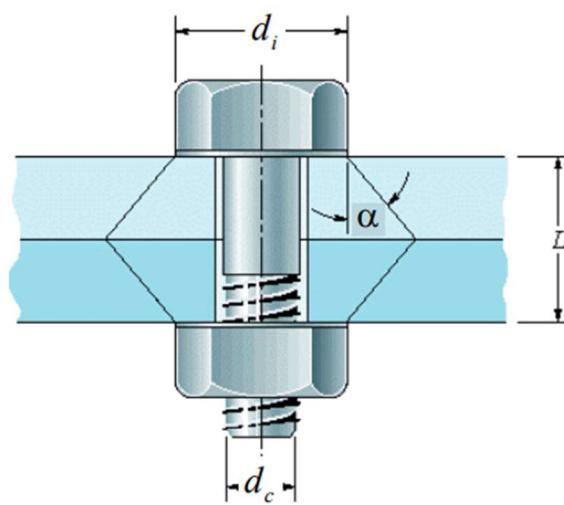


Ilustración 118. Elementos unidos

$$C = \frac{k_{Tornillo}}{k_{Tornillo} + k_{Unión}} = \frac{k_T}{k_T + k_U}$$

$$k_T = \frac{A \cdot E}{L} = \frac{(\pi \cdot 0,01^2) \cdot 2,1 \cdot 10^{11} N/m^2}{0,035 m} = 1,885 \cdot 10^9 N/m$$

$$k_U = \frac{\pi \cdot E \cdot dc \cdot \tan \alpha}{\ln \left(\frac{(2 \cdot L \cdot \tan \alpha + d - dc) \cdot (d + dc)}{(2 \cdot L \cdot \tan \alpha + d + dc) \cdot (d - dc)} \right)}$$

$$= \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,02 \cdot \tan (30)}{\ln \left(\frac{(2 \cdot 0,035 \cdot \tan (30) + 0,045 - 0,02) \cdot (0,045 + 0,02)}{(2 \cdot 0,035 \cdot \tan (30) + 0,045 + 0,02) \cdot (0,045 - 0,02)} \right)} = 1,59 \cdot 10^{10} N/m$$

$$C = \frac{1,885 \cdot 10^9}{1,885 \cdot 10^9 + 1,59 \cdot 10^{10}} = 0,106$$

Se calculan las cargas en cada uno de los tornillos de la siguiente forma:

-Unión 1

$$\begin{aligned} Mz &= 15020 Nm = 1,502 \cdot 10^7 Nmm \\ &= 2 \cdot F_{MA} \cdot 40 mm + 2 \cdot F_{MB} \cdot 180 mm + 2 \cdot F_{MC} \cdot 320 mm + 3 \cdot F_{MD} \cdot 460 mm \\ \frac{F_{MA}}{40} &= \frac{F_{MB}}{180} = \frac{F_{MC}}{320} = \frac{F_{MD}}{460} \\ F_{NA} = F_{NB} = F_{NC} = F_{ND} &= \frac{F_N}{n \text{ tornillos}} = \frac{-28000 N}{9} \end{aligned}$$

Solucionando el primer sistema de 4 incógnitas, queda:

$$F_{MA} = 662 N \quad F_{MB} = 2979 N \quad F_{MC} = 5296 N \quad F_{MD} = 7613 N$$

$$F_{NA} = F_{NB} = F_{NC} = F_{ND} = -3111,11 N$$

Por lo que:

$$F_{AXIL\ 1} = F_{AXIL\ 2} = 662 N - 3111,11 N = -2449,11 N$$

$$F_{AXIL\ 3} = F_{AXIL\ 4} = 2979 N - 3111,11 N = -132,11 N$$

$$F_{AXIL\ 5} = F_{AXIL\ 6} = 5296 N - 3111,11 N = 2184,9 N$$

$$F_{AXIL\ 7} = F_{AXIL\ 8} = F_{AXIL\ 9} = 7613 N - 3111,11 N = 4501,9 N$$

$$F_{TRACCION} = Precarga + C \cdot F_{AXIL}$$

$$F_{TRACCION\ 1} = F_{TRACCION\ 2} = 95472\ N - 0,106 \cdot 2449,11 = 95212,4\ N$$

$$F_{TRACCION\ 3} = F_{TRACCION\ 4} = 95472\ N - 0,106 \cdot 132,11 = 95458\ N$$

$$F_{TRACCION\ 5} = F_{TRACCION\ 6} = 95472\ N + 0,106 \cdot 2184,9 = 95703,6\ N$$

$$F_{TRACCION\ 7} = F_{TRACCION\ 8} = F_{TRACCION\ 9} = 95472\ N + 0,106 \cdot 4501,9 = 95949,2\ N$$

-Unión 2

$$F_{NA} = F_{NB} = F_{NC} = F_{ND} = \frac{N}{n\ tornillos} = \frac{-23000\ N}{9} = -2555,56\ N$$

$$F_{TRACCION\ 1,2,3,4,5,6,7,8,9} = 95472\ N - 0,106 \cdot 2555,56 = 95201,1\ N$$

Volviendo al modelo de uniones atornilladas, se sacan resultados relativos a las cargas en los tornillos, comparándolos sin y con rigidizadores (ilustraciones 119 a 122).

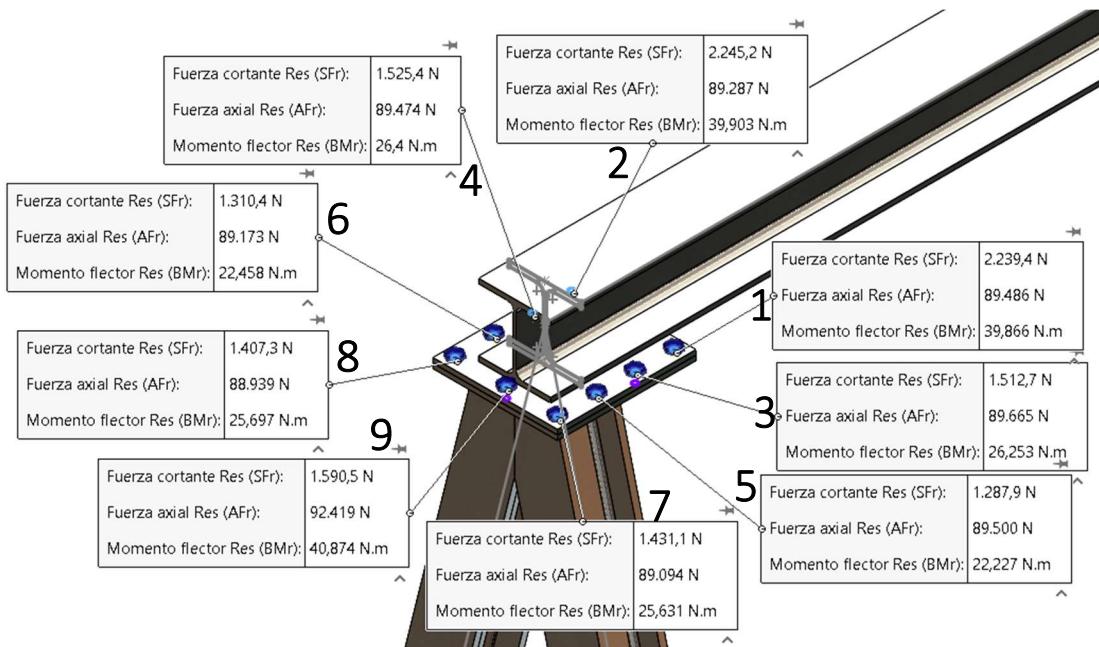


Ilustración 119. Cargas en tornillos de la unión 1, sin rigidizadores

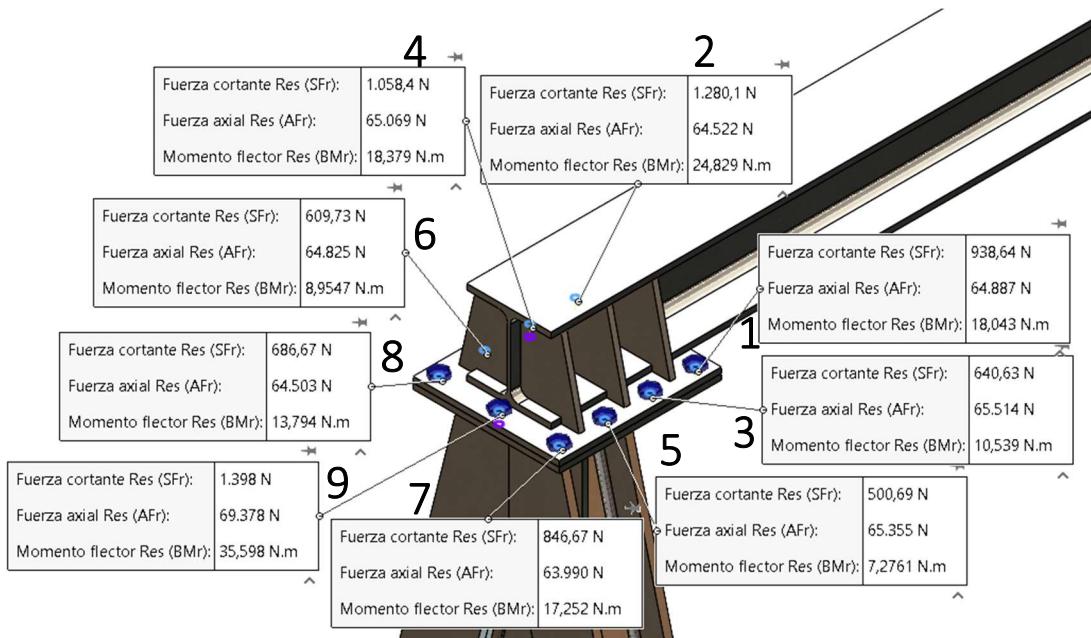


Ilustración 120. Cargas en tornillos de la unión 1, con rigidizadores

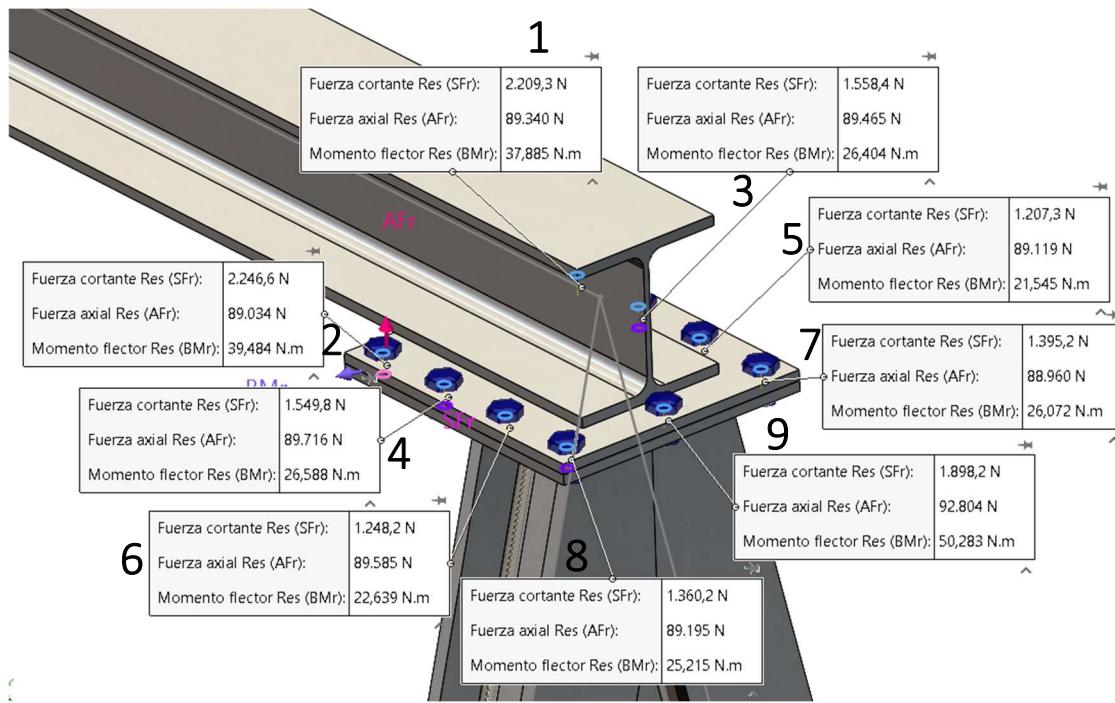


Ilustración 121. Carga en tornillos de la unión 2, sin rigidizadores

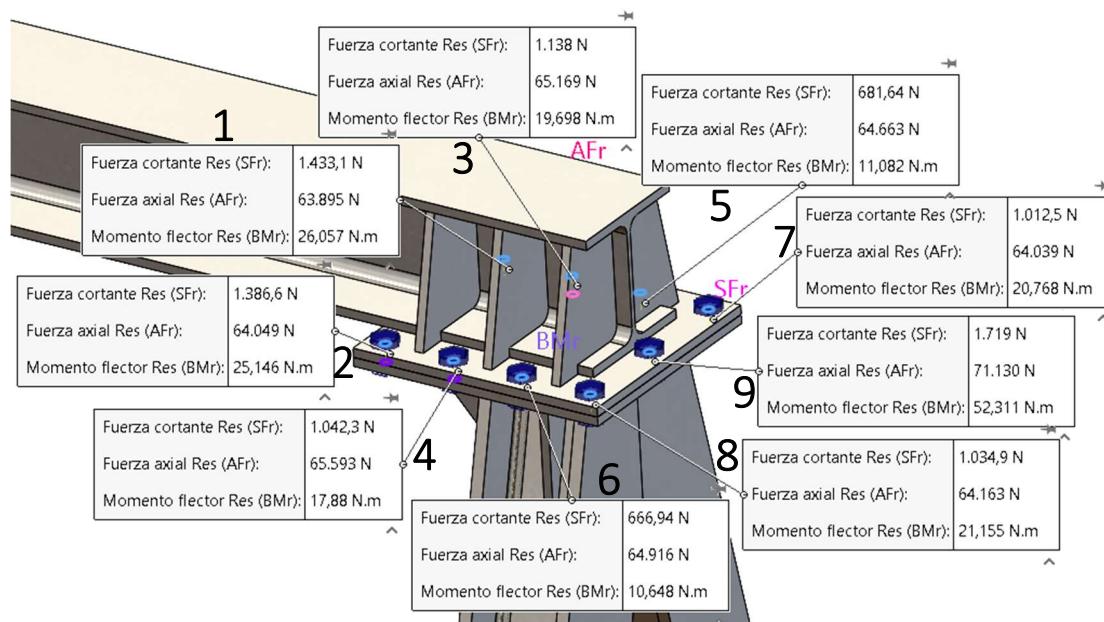


Ilustración 122. Cargas en tornillos de la unión 2, con rigidizadores

A.5.5.2. CARGA EN POSICIÓN L/3

Realizando el mismo proceso para la posición L/3, en las ilustraciones siguientes (123 a 128):

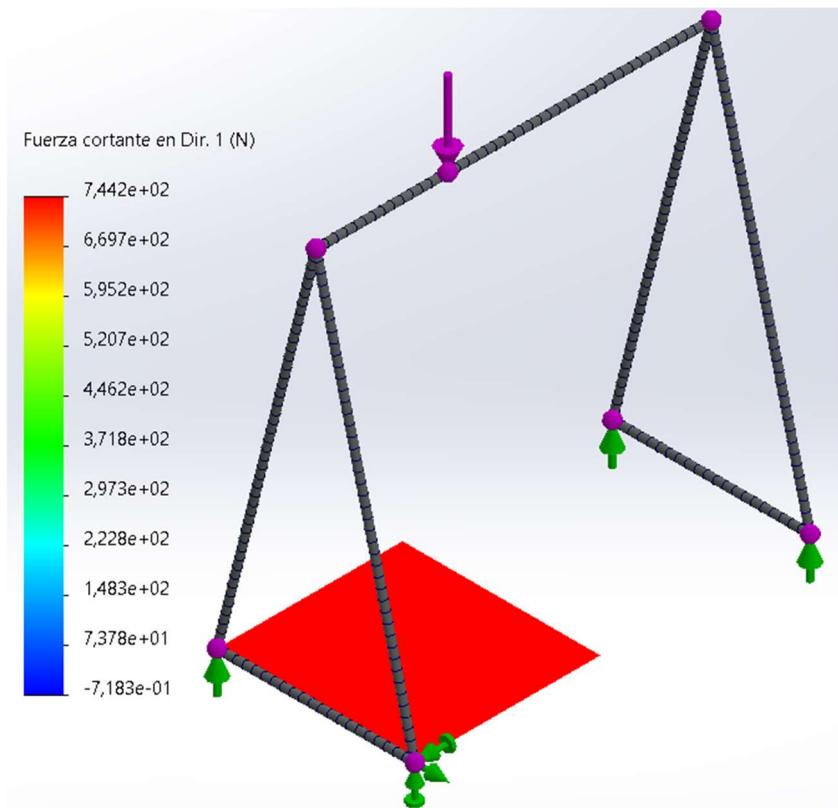


Ilustración 123. Fuerzas cortantes en vigas de apoyo

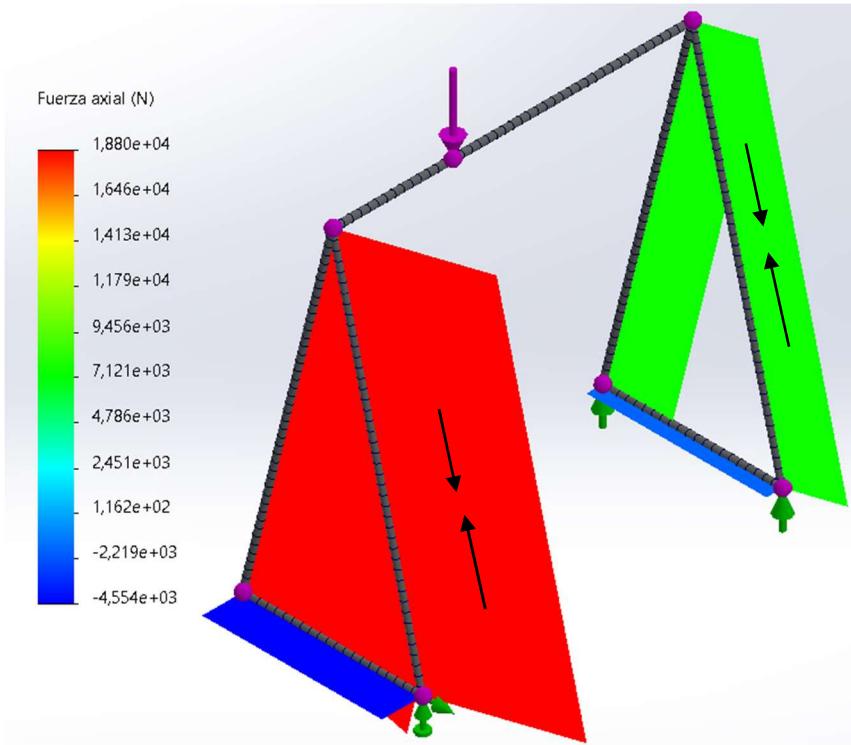


Ilustración 124. Fuerza axial en la estructura

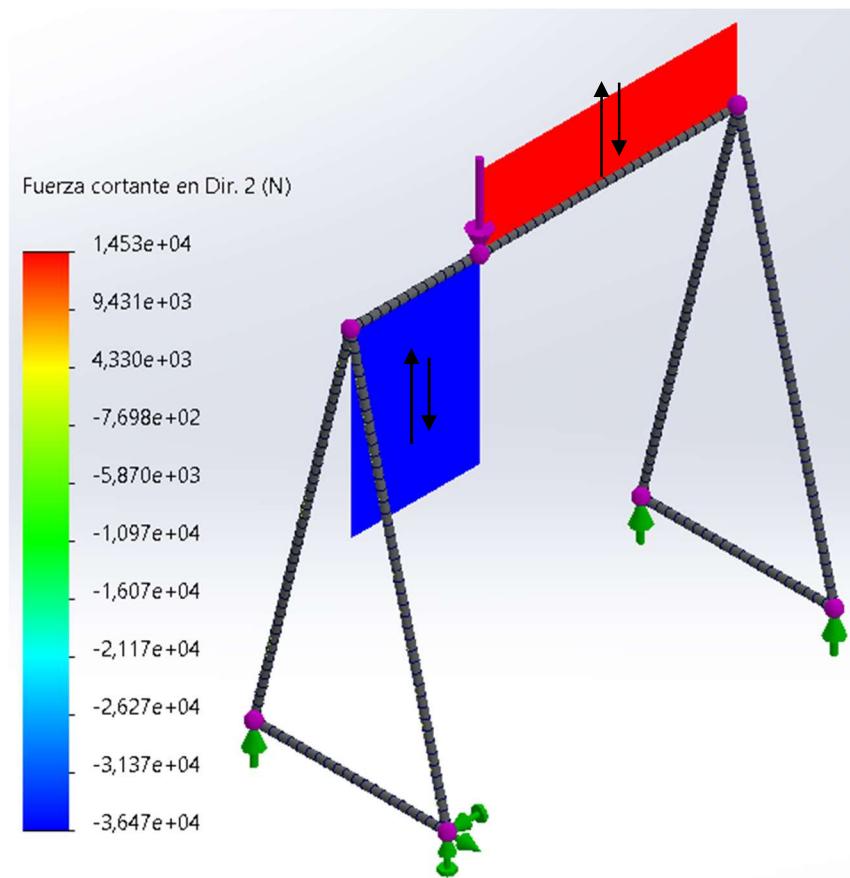


Ilustración 125. Fuerza cortante en viga principal

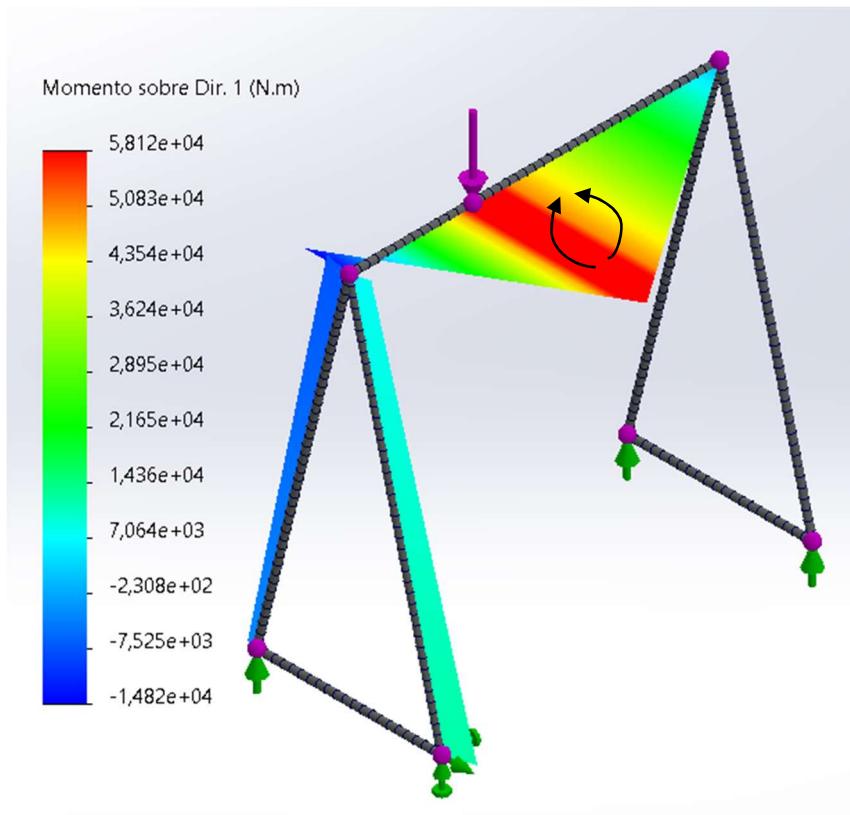


Ilustración 126. Momento flector en la estructura

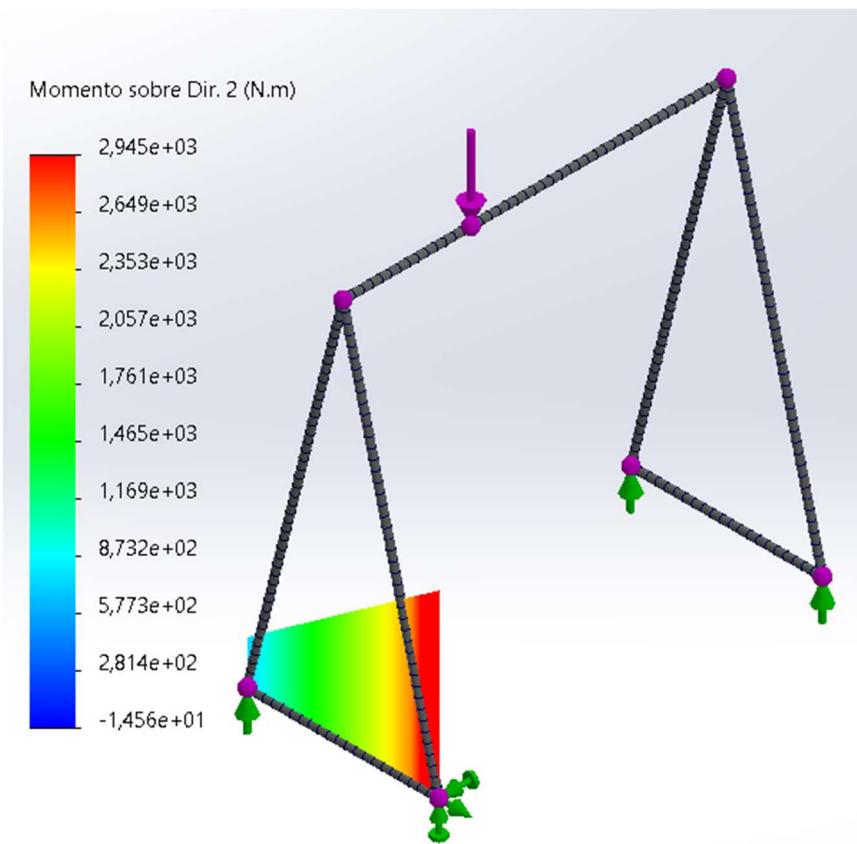


Ilustración 127. Momento flector en vigas de apoyo

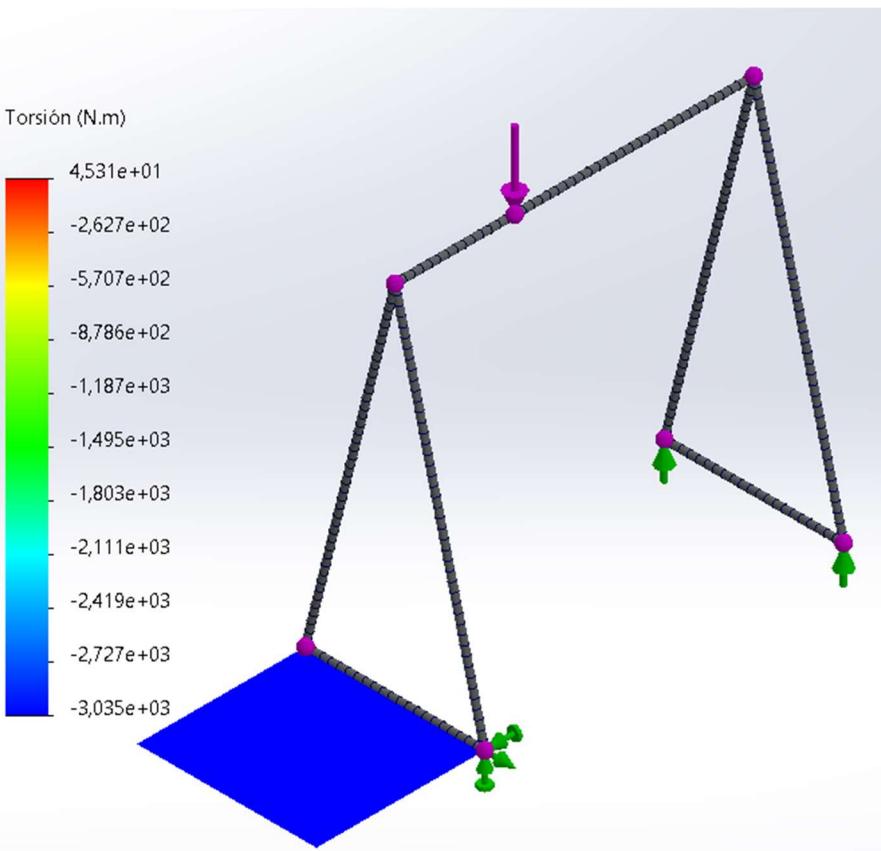


Ilustración 128. Esfuerzos de torsión en la estructura

De nuevo, los esfuerzos en las uniones son, según las ilustraciones 129 y 130, los siguientes:



Ilustración 129. Esfuerzos en la unión 1

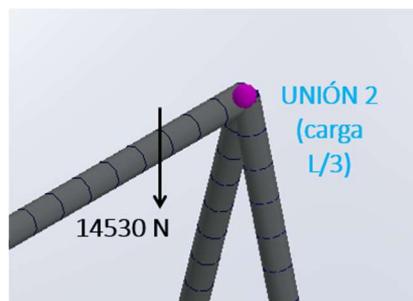


Ilustración 130. Esfuerzos en la unión 2

Se vuelve al mismo procedimiento anterior, las dimensiones de las placas atornilladas se ven en la ilustración 131.

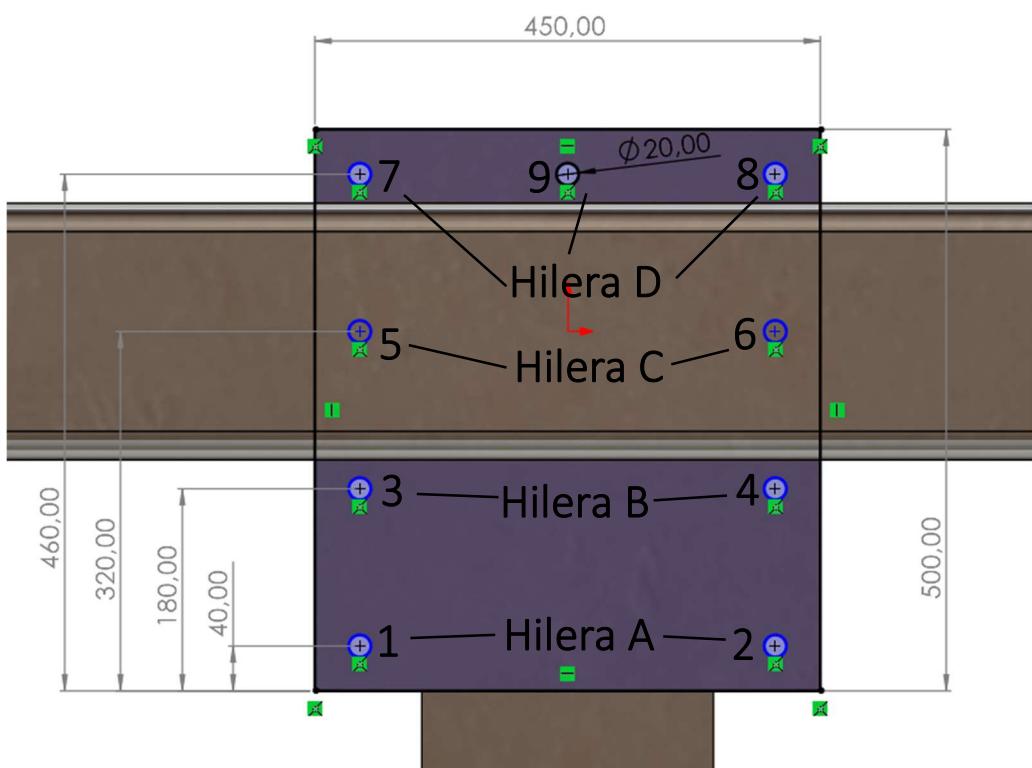


Ilustración 131. Placa atornillada (espesor 17,5 mm)

-Unión 1

$$\begin{aligned}
 M_z &= 14820 \text{ Nm} = 1,482 \cdot 10^7 \text{ Nmm} \\
 &= 2 \cdot F_{MA} \cdot 40 \text{ mm} + 2 \cdot F_{MB} \cdot 180 \text{ mm} + 2 \cdot F_{MC} \cdot 320 \text{ mm} + 3 \cdot F_{MD} \cdot 460 \text{ mm} \\
 \frac{F_{MA}}{40} &= \frac{F_{MB}}{180} = \frac{F_{MC}}{320} = \frac{F_{MD}}{460} \\
 F_{NA} = F_{NB} = F_{NC} = F_{ND} &= \frac{F_N}{n \text{ tornillos}} = \frac{-36470 \text{ N}}{9}
 \end{aligned}$$

Solucionando el primer sistema de 4 incógnitas, queda:

$$\begin{aligned}
 F_{MA} &= 653,2 \text{ N} & F_{MB} &= 2939 \text{ N} & F_{MC} &= 5225 \text{ N} & F_{MD} &= 7511 \text{ N} \\
 F_{NA} = F_{NB} = F_{NC} = F_{ND} &= -4052,22 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Por lo que:

$$\begin{aligned}
 F_{AXIL\ 1} = F_{AXIL\ 2} &= 653,2 \text{ N} - 4052,22 \text{ N} = -3399 \text{ N} \\
 F_{AXIL\ 3} = F_{AXIL\ 4} &= 2939 \text{ N} - 4052,22 \text{ N} = -1113,22 \text{ N} \\
 F_{AXIL\ 5} = F_{AXIL\ 6} &= 5225 \text{ N} - 4052,22 \text{ N} = 1172,78 \text{ N} \\
 F_{AXIL\ 7} = F_{AXIL\ 8} = F_{AXIL\ 9} &= 7511 \text{ N} - 4052,22 \text{ N} = 3458,78 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{TRACCION} &= Precarga + C \cdot F_{AXIL} \\
 F_{TRACCION\ 1} = F_{TRACCION\ 2} &= 95472 \text{ N} - 0,106 \cdot 3399 = 95111,7 \text{ N} \\
 F_{TRACCION\ 3} = F_{TRACCION\ 4} &= 95472 \text{ N} - 0,106 \cdot 1113,22 = 95354 \text{ N} \\
 F_{TRACCION\ 5} = F_{TRACCION\ 6} &= 95472 \text{ N} + 0,106 \cdot 1172,78 = 95596,3 \text{ N} \\
 F_{TRACCION\ 7} = F_{TRACCION\ 8} = F_{TRACCION\ 9} &= 95472 \text{ N} + 0,106 \cdot 3458,78 = 95838,6 \text{ N}
 \end{aligned}$$

-Unión 2

$$\begin{aligned}
 F_{NA} = F_{NB} = F_{NC} = F_{ND} &= \frac{N}{n \text{ tornillos}} = \frac{-14530 \text{ N}}{9} = -1614,44 \text{ N} \\
 F_{TRACCION\ 1,2,3,4,5,6,7,8,9} &= 95472 \text{ N} - 0,106 \cdot 1614,44 = 95300,87 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Los resultados de las cargas en los tornillos, como en el caso anterior, se muestran en las ilustraciones 132 a 135.

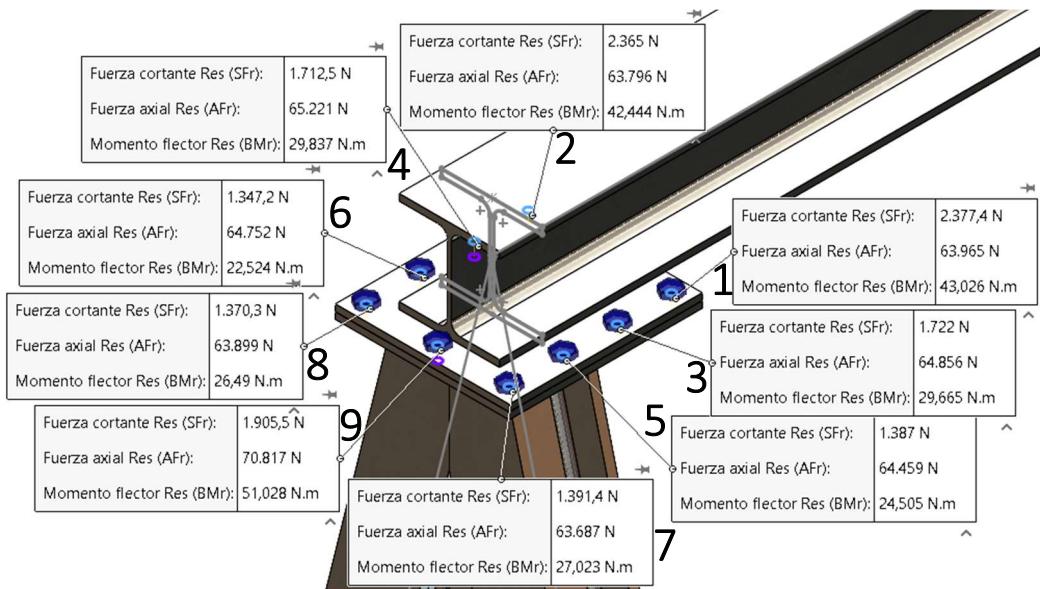


Ilustración 132. Cargas en tornillos de la unión 1, sin rigidizadores

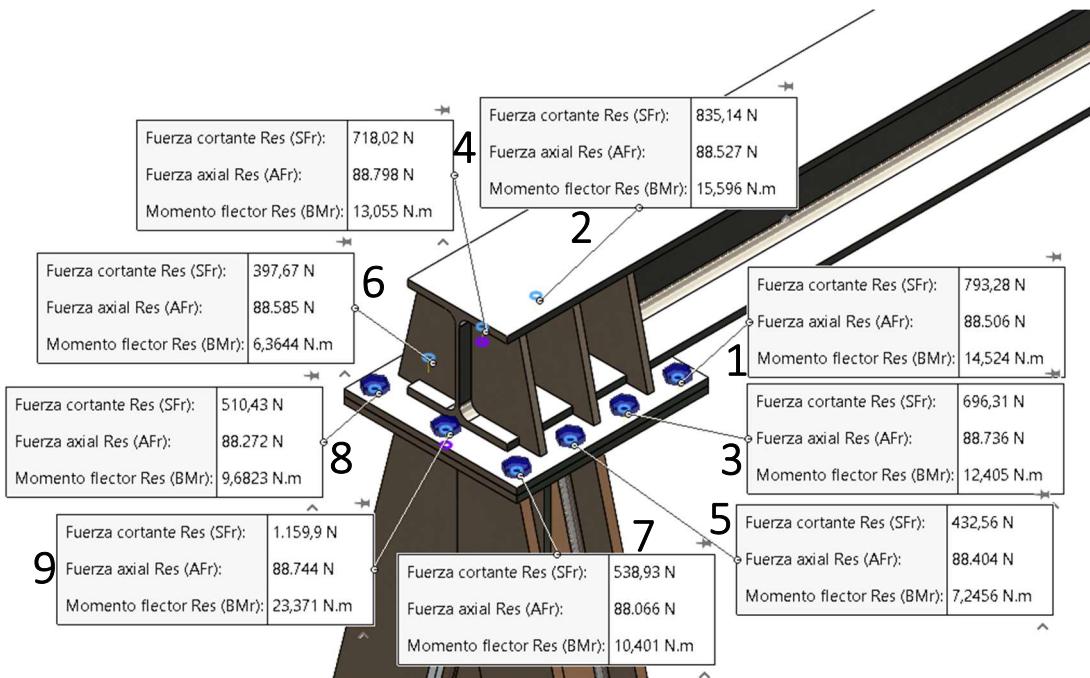


Ilustración 133. Cargas en tornillos de la unión 1, con rigidizadores

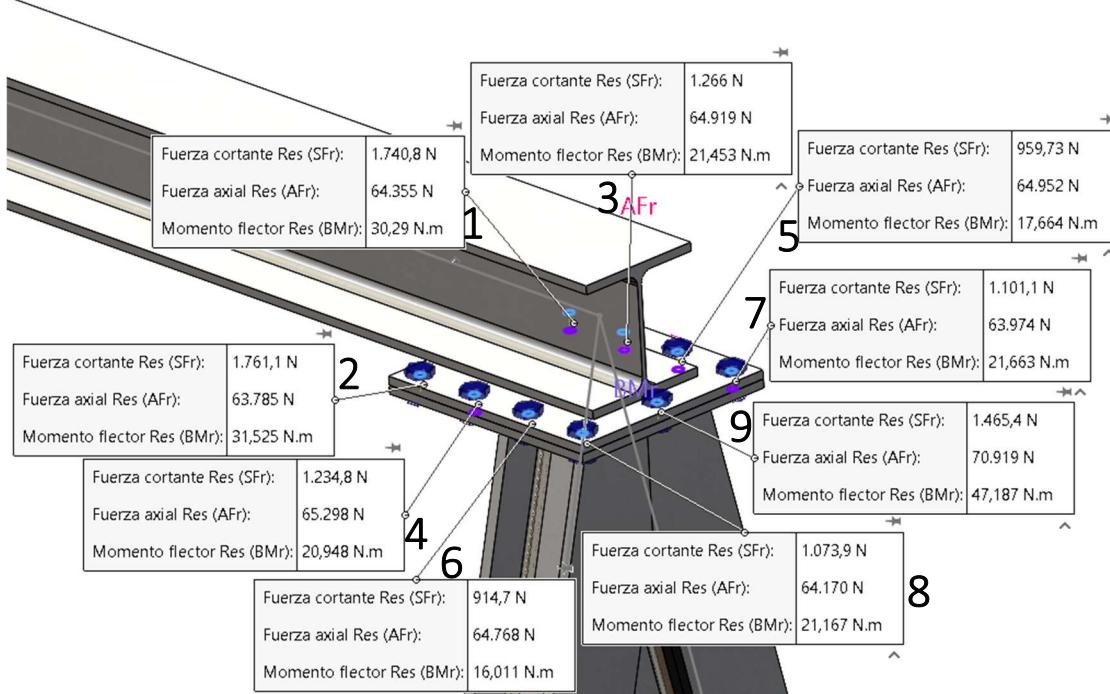


Ilustración 134. Cargas en tornillos de la unión 2, sin rigidizadores

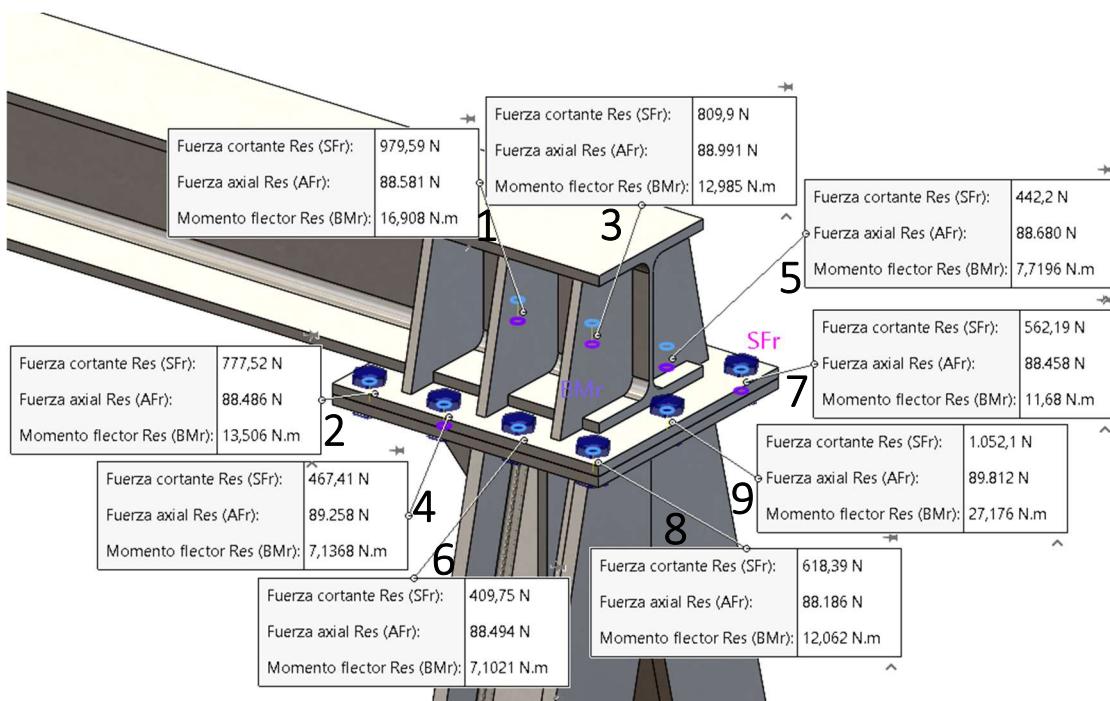


Ilustración 135. Cargas en tornillos de la unión 2, con rigidizadores

A.5.6. TABLAS RESUMEN DE LAS UNIONES

CARGA CENTRADA					
UNIÓN 1					
TORNILLO	CÁLCULO ANALÍTICO		SIN RIGIDIZADORES		CON RIGIDIZADORES
1	F_{AXIL}	2449,1 N	$F_{CORTANTE}$	2239,4 N	$F_{CORTANTE}$ 938,64 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95212,4 N	F_{AXIAL}	89486 N	F_{AXIAL} 64887 N
			$M_{FLECTOR}$	39,87 Nm	$M_{FLECTOR}$ 18 Nm
2	F_{AXIL}	2449,1 N	$F_{CORTANTE}$	2245,2 N	$F_{CORTANTE}$ 1280,1 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95212,4 N	F_{AXIAL}	89287 N	F_{AXIAL} 64522 N
			$M_{FLECTOR}$	39,9 Nm	$M_{FLECTOR}$ 24,83 Nm
3	F_{AXIL}	132,11 N	$F_{CORTANTE}$	1512,7 N	$F_{CORTANTE}$ 640,63 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95458 N	F_{AXIAL}	89665 N	F_{AXIAL} 65514 N
			$M_{FLECTOR}$	26,25 Nm	$M_{FLECTOR}$ 10,54 Nm
4	F_{AXIL}	132,11 N	$F_{CORTANTE}$	1525,4 N	$F_{CORTANTE}$ 1058,4 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95458 N	F_{AXIAL}	89474 N	F_{AXIAL} 65069 N
			$M_{FLECTOR}$	26,4 Nm	$M_{FLECTOR}$ 18,38 Nm
5	F_{AXIL}	2184,9 N	$F_{CORTANTE}$	1287,9 N	$F_{CORTANTE}$ 500,7 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95703,6 N	F_{AXIAL}	89500 N	F_{AXIAL} 65355 N
			$M_{FLECTOR}$	22,23 Nm	$M_{FLECTOR}$ 7,28 Nm
6	F_{AXIL}	2184,9 N	$F_{CORTANTE}$	1310,4 N	$F_{CORTANTE}$ 609,73 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95703,6 N	F_{AXIAL}	89173 N	F_{AXIAL} 64825 N
			$M_{FLECTOR}$	22,46 Nm	$M_{FLECTOR}$ 8,95 Nm
7	F_{AXIL}	4501,9 N	$F_{CORTANTE}$	1431,1 N	$F_{CORTANTE}$ 846,67 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95949,2 N	F_{AXIAL}	89094 N	F_{AXIAL} 63990 N
			$M_{FLECTOR}$	25,63 Nm	$M_{FLECTOR}$ 17,25 Nm
8	F_{AXIL}	4501,9 N	$F_{CORTANTE}$	1407,3 N	$F_{CORTANTE}$ 686,67 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95949,2 N	F_{AXIAL}	88939 N	F_{AXIAL} 64503 N
			$M_{FLECTOR}$	25,7 Nm	$M_{FLECTOR}$ 13,79 Nm
9	F_{AXIL}	4501,9 N	$F_{CORTANTE}$	1590,5 N	$F_{CORTANTE}$ 1398 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95949,2 N	F_{AXIAL}	92419 N	F_{AXIAL} 69378 N
			$M_{FLECTOR}$	40,87 Nm	$M_{FLECTOR}$ 35,6 Nm

CARGA CENTRADA						
UNIÓN2						
TORNILLO	CÁLCULO ANALÍTICO		SIN RIGIDIZADORES		CON RIGIDIZADORES	
1	F_{AXIL}	2555,56N	$F_{CORTANTE}$	2209,3 N	$F_{CORTANTE}$	1433,1 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95201,1 N	F_{AXIAL}	89340 N	F_{AXIAL}	63895 N
			$M_{FLECTOR}$	37,89 Nm	$M_{FLECTOR}$	26,06 Nm
2	F_{AXIL}	2555,56N	$F_{CORTANTE}$	2246,6 N	$F_{CORTANTE}$	1386,6 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95201,1 N	F_{AXIAL}	89034 N	F_{AXIAL}	64049 N
			$M_{FLECTOR}$	39,48 Nm	$M_{FLECTOR}$	25,15 Nm
3	F_{AXIL}	2555,56N	$F_{CORTANTE}$	1558,4 N	$F_{CORTANTE}$	1138 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95201,1 N	F_{AXIAL}	89465 N	F_{AXIAL}	65169 N
			$M_{FLECTOR}$	26,4 Nm	$M_{FLECTOR}$	19,7 Nm
4	F_{AXIL}	2555,56N	$F_{CORTANTE}$	1549,8 N	$F_{CORTANTE}$	1042,3 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95201,1 N	F_{AXIAL}	89716 N	F_{AXIAL}	65593 N
			$M_{FLECTOR}$	26,59 Nm	$M_{FLECTOR}$	17,88 Nm
5	F_{AXIL}	2555,56N	$F_{CORTANTE}$	1207,3 N	$F_{CORTANTE}$	681,64 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95201,1 N	F_{AXIAL}	89119 N	F_{AXIAL}	64663 N
			$M_{FLECTOR}$	21,55 Nm	$M_{FLECTOR}$	11,08 Nm
6	F_{AXIL}	2555,56N	$F_{CORTANTE}$	1248,2 N	$F_{CORTANTE}$	666,94 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95201,1 N	F_{AXIAL}	89585 N	F_{AXIAL}	64916 N
			$M_{FLECTOR}$	22,64 Nm	$M_{FLECTOR}$	10,65 Nm
7	F_{AXIL}	2555,56N	$F_{CORTANTE}$	1395,2 N	$F_{CORTANTE}$	1012,5 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95201,1 N	F_{AXIAL}	88960 N	F_{AXIAL}	64039 N
			$M_{FLECTOR}$	26,07 Nm	$M_{FLECTOR}$	20,77 Nm
8	F_{AXIL}	2555,56N	$F_{CORTANTE}$	1360,2 N	$F_{CORTANTE}$	1034,9 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95201,1 N	F_{AXIAL}	89195 N	F_{AXIAL}	64163 N
			$M_{FLECTOR}$	25,22 Nm	$M_{FLECTOR}$	21,16 Nm
9	F_{AXIL}	2555,56N	$F_{CORTANTE}$	1898,2 N	$F_{CORTANTE}$	1719 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95201,1 N	F_{AXIAL}	92804 N	F_{AXIAL}	71130 N
			$M_{FLECTOR}$	50,28 Nm	$M_{FLECTOR}$	52,31 Nm

En los modelos de SolidWorks, las fuerzas axiales son menores a los valores de precarga, el comportamiento global de la estructura hace que la unión “se descargue”.

Los valores de fuerza cortante, axial y momento flector disminuyen con la inclusión de rigidizadores.

CARGA EN POSICIÓN L/3						
UNIÓN 1						
TORNILLO	CÁLCULO ANALÍTICO		SIN RIGIDIZADORES		CON RIGIDIZADORES	
1	F_{AXIL}	3399 N	$F_{CORTANTE}$	2377,4 N	$F_{CORTANTE}$	793,28 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95111,7 N	F_{AXIAL}	63965 N	F_{AXIAL}	88506 N
2	F_{AXIL}	3399 N	$F_{CORTANTE}$	2365 N	$F_{CORTANTE}$	835,14 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95111,7 N	F_{AXIAL}	63796 N	F_{AXIAL}	88527 N
			$M_{FLECTOR}$	42,44 Nm	$M_{FLECTOR}$	15,6 Nm
3	F_{AXIL}	1113,22 N	$F_{CORTANTE}$	1722 N	$F_{CORTANTE}$	696,31 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95354 N	F_{AXIAL}	64856 N	F_{AXIAL}	88736 N
			$M_{FLECTOR}$	29,67 Nm	$M_{FLECTOR}$	12,4 Nm
4	F_{AXIL}	1113,22 N	$F_{CORTANTE}$	1712,5 N	$F_{CORTANTE}$	718,02 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95354 N	F_{AXIAL}	65221 N	F_{AXIAL}	88798 N
			$M_{FLECTOR}$	29,84 Nm	$M_{FLECTOR}$	13,01 Nm
5	F_{AXIL}	1172,78 N	$F_{CORTANTE}$	1387 N	$F_{CORTANTE}$	432,56 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95596,3 N	F_{AXIAL}	64459 N	F_{AXIAL}	88404 N
			$M_{FLECTOR}$	24,5 Nm	$M_{FLECTOR}$	7,25 Nm
6	F_{AXIL}	1172,78 N	$F_{CORTANTE}$	1347,2 N	$F_{CORTANTE}$	397,67 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95596,3 N	F_{AXIAL}	64752 N	F_{AXIAL}	88585 N
			$M_{FLECTOR}$	22,52 Nm	$M_{FLECTOR}$	6,36 Nm
7	F_{AXIL}	3458,78 N	$F_{CORTANTE}$	1391,4 N	$F_{CORTANTE}$	538,93 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95838,6 N	F_{AXIAL}	63687 N	F_{AXIAL}	88066 N
			$M_{FLECTOR}$	27,02 Nm	$M_{FLECTOR}$	10,4 Nm
8	F_{AXIL}	3458,78 N	$F_{CORTANTE}$	1370,3 N	$F_{CORTANTE}$	510,43 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95838,6 N	F_{AXIAL}	63899 N	F_{AXIAL}	88272 N
			$M_{FLECTOR}$	26,49 Nm	$M_{FLECTOR}$	9,68 Nm
9	F_{AXIL}	3458,78 N	$F_{CORTANTE}$	1905,5 N	$F_{CORTANTE}$	1159,9 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95838,6 N	F_{AXIAL}	70817 N	F_{AXIAL}	88744 N
			$M_{FLECTOR}$	51,03 Nm	$M_{FLECTOR}$	23,37 Nm

CARGA EN POSICIÓN L/3					
UNIÓN2					
TORNILLO	CÁLCULO ANALÍTICO		SIN RIGIDIZADORES		CON RIGIDIZADORES
1	F_{AXIL}	1614,44 N	$F_{CORTANTE}$	1740,8 N	$F_{CORTANTE}$ 979,6 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95300,87 N	F_{AXIAL}	64355 N	F_{AXIAL} 88581 N
			$M_{FLECTOR}$	30,29 Nm	$M_{FLECTOR}$ 16,91 Nm
2	F_{AXIL}	1614,44 N	$F_{CORTANTE}$	1761,1 N	$F_{CORTANTE}$ 777,52 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95300,87 N	F_{AXIAL}	63785 N	F_{AXIAL} 88486 N
			$M_{FLECTOR}$	31,53 Nm	$M_{FLECTOR}$ 13,51 Nm
3	F_{AXIL}	1614,44 N	$F_{CORTANTE}$	1266 N	$F_{CORTANTE}$ 809,9 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95300,87 N	F_{AXIAL}	64919 N	F_{AXIAL} 88991 N
			$M_{FLECTOR}$	21,45 Nm	$M_{FLECTOR}$ 12,99 Nm
4	F_{AXIL}	1614,44 N	$F_{CORTANTE}$	1234,8 N	$F_{CORTANTE}$ 467,41 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95300,87 N	F_{AXIAL}	65298 N	F_{AXIAL} 89258 N
			$M_{FLECTOR}$	20,95 Nm	$M_{FLECTOR}$ 7,14 Nm
5	F_{AXIL}	1614,44 N	$F_{CORTANTE}$	959,73 N	$F_{CORTANTE}$ 442,2 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95300,87 N	F_{AXIAL}	64952 N	F_{AXIAL} 88680 N
			$M_{FLECTOR}$	17,66 Nm	$M_{FLECTOR}$ 7,72 Nm
6	F_{AXIL}	1614,44 N	$F_{CORTANTE}$	914,7 N	$F_{CORTANTE}$ 409,75 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95300,87 N	F_{AXIAL}	64768 N	F_{AXIAL} 88494 N
			$M_{FLECTOR}$	16,01 Nm	$M_{FLECTOR}$ 7,1 Nm
7	F_{AXIL}	1614,44 N	$F_{CORTANTE}$	1101,1 N	$F_{CORTANTE}$ 562,19 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95300,87 N	F_{AXIAL}	63974 N	F_{AXIAL} 88458 N
			$M_{FLECTOR}$	21,66 Nm	$M_{FLECTOR}$ 11,68 Nm
8	F_{AXIL}	1614,44 N	$F_{CORTANTE}$	1073,9 N	$F_{CORTANTE}$ 618,39 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95300,87 N	F_{AXIAL}	64170 N	F_{AXIAL} 88186 N
			$M_{FLECTOR}$	21,17 Nm	$M_{FLECTOR}$ 12,06 Nm
9	F_{AXIL}	1614,44 N	$F_{CORTANTE}$	1465,4 N	$F_{CORTANTE}$ 1052,1 N
	$F_{TRACCIÓN}$	95300,87 N	F_{AXIAL}	70919 N	F_{AXIAL} 89812 N
			$M_{FLECTOR}$	47,19 Nm	$M_{FLECTOR}$ 27,18 Nm

En esta posición de la carga, los rigidizadores hacen disminuir considerablemente las fuerzas cortantes y momentos flectores de los tornillos. Sin embargo, las fuerzas axiales aumentan con la inclusión de los rigidizadores, debido a la redistribución de las cargas.