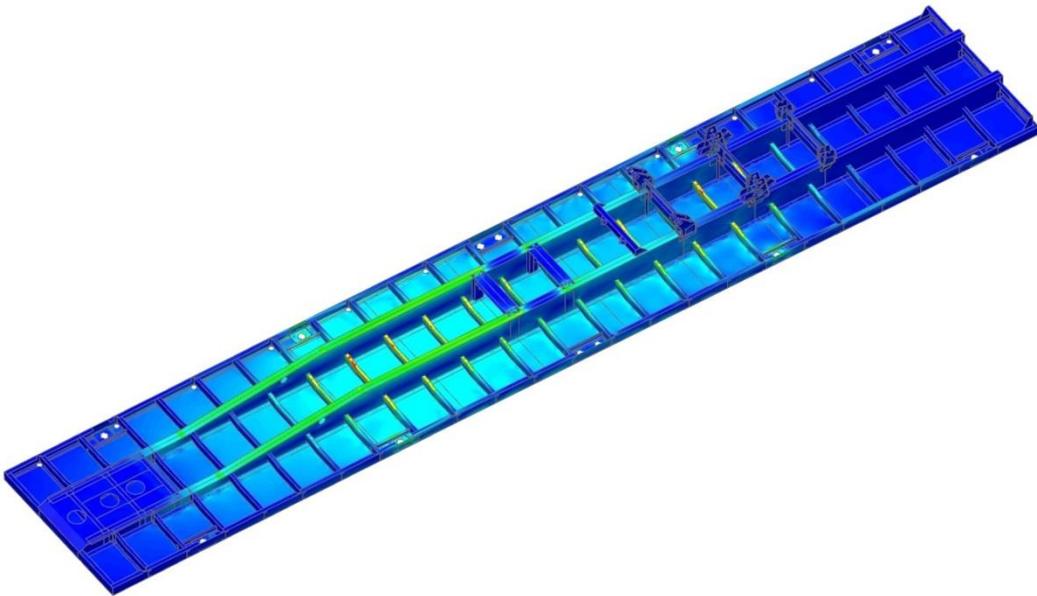


Optimización del semirremolque para Metalúrgica Bonano S.A.



Alumno:

Mathias Unger
(51172)

Tutores:

Ing. Alberto P. Sibileau
Dr. Ing. Sebastián D'hers

Tabla de contenidos

1	Objetivo	5
2	Descripción de la estructura	5
3	Hipótesis	6
3.1	Modelo y materiales	6
3.2	Casos de carga	6
3.3	Optimización	8
4	Modelo	9
4.1	Descripción del modelo	9
4.2	Validación del modelo y distribución de masas.....	12
4.3	Condiciones de borde.....	12
5	Resultados en estructura original	13
5.1	Fuerzas en ejes y plato	13
5.2	Campo de tensiones.....	13
5.2.1	Tensiones en teleras	14
5.2.2	Tensiones en bandón	15
5.2.3	Tensiones en vigas centrales.....	16
5.2.4	Tensiones en chapón.....	16
5.3	Deflexiones.....	17
5.4	Frecuencias Naturales.....	18
6	Optimización	20
6.1	Material MLC420	20
6.2	Método de optimización.....	20
6.3	Estructura optimizada.....	21
7	Resultados en estructura optimizada	22
7.1	Fuerzas en ejes y plato	22
7.2	Campo de tensiones.....	22
7.2.1	Tensiones en teleras	23
7.2.2	Tensiones en bandón	23
7.2.3	Tensiones vigas.....	24
7.2.4	Tensiones chapón	25
7.3	Deflexiones.....	26
7.4	Frecuencias Naturales.....	27
8	Análisis de resultados	28
8.1	Variación de tensiones.....	28
8.2	Deflexiones.....	29
8.3	Frecuencias Naturales.....	29
8.4	Reducción del peso.....	30
9	Conclusiones	31
10	Referencias	31
11	Anexo A: Legislación vial	32
12	Anexo B: Validación del modelo	35
12.1	Modelo.....	35
12.2	Descripción y condiciones del ensayo en planta	36
12.2.1	Ensayo de Distribución	37
12.2.2	Ensayo de torsión	38
12.3	Resultados.....	39
12.3.1	Modelo de elementos finitos	39
12.3.1.1	Ensayo de Distribución.....	39
12.3.1.2	Ensayo de Torsión.....	39
12.3.1.3	Cálculo de rigidez torsional	40
12.3.2	Ensayo en planta	41
12.3.2.1	Ensayo de Distribución.....	41
12.3.2.2	Ensayo de torsión	41
12.3.2.3	Cálculo de Rigidez torsional	42
12.4	Conclusiones de validación	44

Índice de figuras

Figura 1. Modelo CAD del semirremolque.....	5
Figura 2. Transferencia de carga de contenedor 20 pies.....	7
Figura 3. Transferencia de carga de contenedor 40 pies.....	7
Figura 4. Casos de análisis.....	8
Figura 5. Malla utilizada.....	9
Figura 6. Malla utilizada. Vista lateral.....	9
Figura 7. Malla utilizada. Detalle manos de los ejes.....	9
Figura 8. Soldaduras entre teleras, vigas y chapón.....	10
Figura 9. Modelado de la unión entre plato y estructura.....	10
Figura 10. Modelado de los ejes.....	11
Figura 11. Dimensiones asumidas en los ejes.....	11
Figura 12. Modelado del 3er eje.....	11
Figura 13. Distribución de masa.....	12
Figura 14. Condiciones de borde.....	12
Figura 15. Tensiones von Mises. Estructura original. [MPa].....	13
Figura 16. Tensiones von Mises. Teleras. [MPa].....	14
Figura 17. Tensiones von Mises. Bandón. [Mpa].....	15
Figura 18. Detalle máxima tensión von Mises. Caso 3.....	15
Figura 19. Tensiones von Mises. Vigas centrales. [Mpa].....	16
Figura 20. Tensiones Von Mises en chapón. [MPa].....	16
Figura 21. Deflexiones. Escalados con factor 30. [mm].....	17
Figura 22. Autoforma del modo 1.....	18
Figura 23. Autoforma del modo 2.....	18
Figura 24. Autoforma del modo 3.....	19
Figura 25. Tensión von Mises. Estructura optimizada. [Mpa].....	22
Figura 26. Tensión von Mises. Estructura optimizada. Teleras. [MPa].....	23
Figura 27. Tensión von Mises. Estructura optimizada. Bandón. [MPa].....	23
Figura 28. Detalle máxima tensión von Mises. Caso 3.....	24
Figura 29. Tensiones von Mises. Estructura optimizada. Vigas centrales. [MPa].....	24
Figura 30. Tensiones von Mises. Estructura optimizada. Vigas centrales (Caso 2). [Mpa].....	25
Figura 31. Tensiones von Mises. Estructura optimizada, Chapón. [MPa].....	25
Figura 32. Deflexiones en estructura optimizada. Escalados con factor 30. [mm].....	26
Figura 33. Distribución de materiales en ambas estructuras.....	30
Figura 34. Materiales en estructura optimizada.....	30
Figura 35. Distribución de cargas y reacciones (3 ejes).....	32
Figura 36. Distribución de cargas y reacciones (2 ejes).....	32
Figura 37. Distribución de cargas sin unidad tractora.....	33
Figura 38. Distribución de cargas con peso de la estructura.....	33
Figura 39. Distribución de cargas sin unidad tractora (3 ejes).....	34
Figura 40. Distribución de cargas con peso de la estructura (3 ejes).....	34
Figura 41. Modelo de los anclajes. Vista en planta.....	35
Figura 42. Condición inicial y numeración de apoyos.....	35
Figura 43. Elementos adicionales.....	36
Figura 44. Estructura deformada. Vista frontal.....	39
Figura 45. Carga vs. Desplazamientos.....	42
Figura 46. Momento vs. Ángulo.....	43

Índice de imágenes

Imagen 1. Ensayo en plata de BONANO, Mar del Plata.....	37
Imagen 2. Apoyo sobre caballetes.....	37
Imagen 3. Gancho, balanza y mecanismo de agarre unidos al semirremolque.....	38
Imagen 4. Ensayo de torsión.....	42

Índice de tablas

Tabla 1. Propiedades mecánicas de la chapa comercial.....	6
Tabla 2. Propiedades mecánicas del acero F36.....	6
Tabla 3. Pesos brutos máximos de contenedores estandarizados	6
Tabla 4. Resumen de masas.....	12
Tabla 5. Reacciones en toneladas.....	13
Tabla 6. Tensiones máximas Von Mises	14
Tabla 7. Flecha máxima en vigas centrales. Estructura original.	17
Tabla 8. Deflexiones máximas en bandón. Estructura original.....	17
Tabla 9. Modos de vibración.	18
Tabla 10. Propiedades mecánicas del acero MLC 420	20
Tabla 11. Cambios adoptados en espesores y material	21
Tabla 12. Reacciones en estructura optimizada en toneladas	22
Tabla 13. Tensiones máximas en estructura optimizada	22
Tabla 14. Flecha máxima en vigas centrales. Estructura optimizada.....	26
Tabla 15. Deflexiones máximas en bandón. Estructura optimizada.	26
Tabla 16. Modos de vibración. Estructura optimizada.....	27
Tabla 17. Resumen de tensiones máximas y variaciones porcentuales.....	28
Tabla 18. Comparación de deflexiones en vigas centrales	29
Tabla 19. Comparación de deflexiones en bandón.....	29
Tabla 20. Comparación de frecuencias naturales	29
Tabla 21. Comparación de pesos y materiales.....	30
Tabla 22. Condiciones de borde.....	36
Tabla 23. Masa de elementos adicionales.....	36
Tabla 24. Distancia X entre el punto de aplicación de carga y al punto de medición.	38
Tabla 25. Reacciones Y en apoyos para estructura simplemente apoyada.....	39
Tabla 26. Carga y desplazamiento (Y) en anclaje 1.	39
Tabla 27. Reacciones para estructura simplemente apoyada.....	41
Tabla 28. Carga vs. Distancia para ensayo de torsión.	41
Tabla 29. Comparación de rigidez torsional.	43

1 Objetivo

El objetivo del siguiente trabajo es optimizar la estructura del semirremolque BONANO DA-0032 e implementar el uso de acero de alta resistencia. Se pretende reducir el peso de la estructura para aumentar la carga útil o disminuir el gasto de combustible. Mediante un modelo de elementos finitos [1] y un análisis estático se verifica el correcto funcionamiento de la estructura optimizada.

2 Descripción de la estructura

La estructura del semirremolque DA-0032, de aquí en adelante estructura original, está compuesto por dos vigas centrales de perfil doble T, teleras de perfil C, bandón perimetral, piso de chapa semillada, estructura de anclaje, manos de los ejes y vigas de soporte. Además cuenta con otros elementos que no cumplen funciones estructurales como patas de apoyo, paragolpes trasero, caños, etc. Las partes están unidas mediante cordones de soldaduras no continuos. En la Figura 1 se muestra el modelo CAD provisto por la empresa y la identificación de las partes.

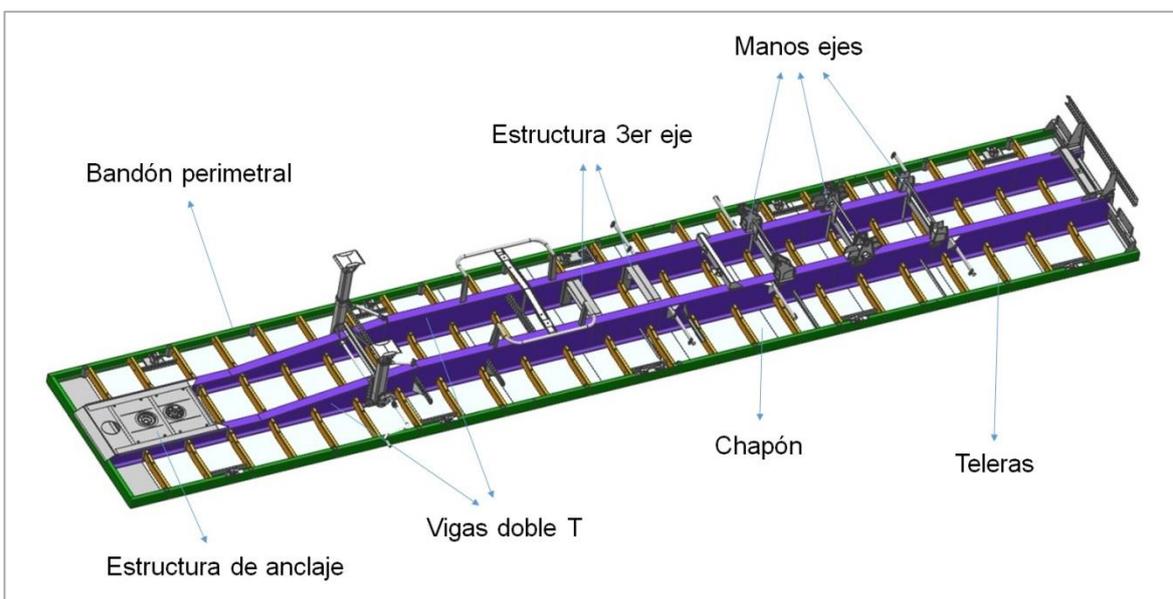


Figura 1. Modelo CAD del semirremolque

El ala superior de las vigas centrales se denominará de aquí en adelante Ala-chapón por estar en contacto con la chapa del piso. El ala inferior se denominara Ala-ejes.

3 Hipótesis

3.1 Modelo y materiales

Los modelos de elementos finitos presentados a continuación se realizan bajo la hipótesis de pequeños desplazamientos y material elástico-lineal e isotrópico [1].

Las propiedades mecánicas consideradas para la estructura a optimizar de chapa de calidad comercial se muestran en la **Tabla 1**.

Material	Chapa comercial
Tensión de fluencia [MPa]	200
E [GPa]	200
G [GPa]	80
v (Poisson ratio)	0,3
ρ [kg/m ³]	7829

Tabla 1. Propiedades mecánicas de la chapa comercial

Las alas de las vigas doble T están construidas con planchuela de acero F36. Las propiedades mecánicas se muestran en la **Tabla 2**.

Material	Acero F36
Tensión de fluencia [MPa]	360
E [GPa]	200
G [GPa]	80
v (Poisson ratio)	0,3
ρ [kg/m ³]	7829

Tabla 2. Propiedades mecánicas del acero F36

3.2 Casos de carga

Se aplica un análisis estático bajo cargas de contenedores estandarizados según normas IRAM [8]. En la Tabla 3 se muestran los pesos brutos máximos de los contenedores.

Contenedor 20 pies	Contenedor 40 pies
30.480 kg	32.500 kg

Tabla 3. Pesos brutos máximos de contenedores estandarizados

La transferencia de carga del contenedor al semirremolque se realiza en los 4 esquineros, la zona del bandón y 10 áreas de transferencia sobre las vigas centrales especificadas por norma IRAM [9]. En la **Figura 2** y **Figura 3** se muestran las zonas de transferencia de carga consideradas para los contenedores de 20 y 40 pies respectivamente. La carga se distribuye geoméricamente (proporcional al área de las zonas seleccionadas).

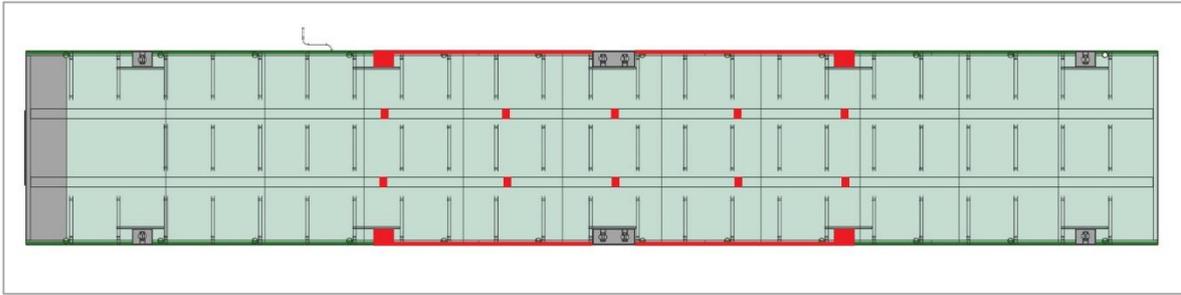


Figura 2. Transferencia de carga de contenedor 20 pies

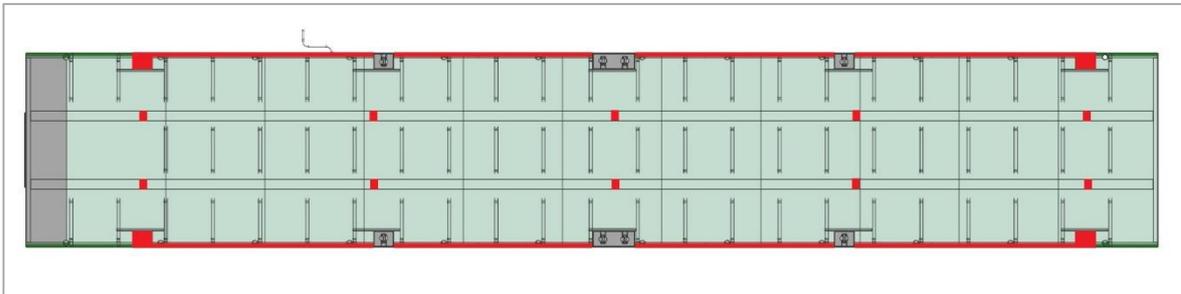


Figura 3. Transferencia de carga de contenedor 40 pies

El semirremolque puede apoyarse únicamente en los dos ejes traseros o añadir un 3er eje de apoyo en los casos de mayor carga. Siempre debe respetar la legislación vial que impone un máximo de 45 toneladas (**Anexo A: Legislación vial**). El transportista puede ajustar tanto la suspensión neumática del 3er eje como la posición de toma del semirremolque al plato para equilibrar el reparto de las reacciones.

Se estudiaron los siguientes casos de carga:

1) Contenedor 20 pies (22.5T) con 2 ejes

Esta es la configuración para transportar cargas menores a 22,5 toneladas. El vehículo utiliza únicamente el tándem de dos ejes traseros.

2) Contenedor 40 pies (32.5T) con 3 ejes

En este caso el semirremolque utiliza los 3 ejes y puede transportar la carga máxima (Contenedor de 32.5 toneladas). La reacción del 3er eje se modeló con una fuerza del 5% mayor a la norma proporcional (Ver Anexo A).

$$\text{Fuerza aplicada en 3er eje} = 1,05 * 9,48 \text{ tn} = 9,954 \text{ tn (dirección - Z)}$$

3) Contenedor 20 pies (30.48T) y 3er eje levantado con 2 ejes

En este caso el semirremolque transporta el contenedor chico con carga máxima (30.48 tn) y el 3er eje retraído que pesa 1.2 toneladas aproximadamente. El izaje del eje direccional es necesario al retroceder o doblar en curvas muy cerradas. A pesar de presentarse en ocasiones transitorias, este es el caso más crítico de sollicitación.

$$\text{Fuerza aplicada en 3er eje} = 1200 \text{ kg (dirección + Z)}$$

En todos los casos, se considera también para el análisis el peso propio del modelo del semirremolque. En la **Figura 4** se esquematizan los 3 casos de análisis.

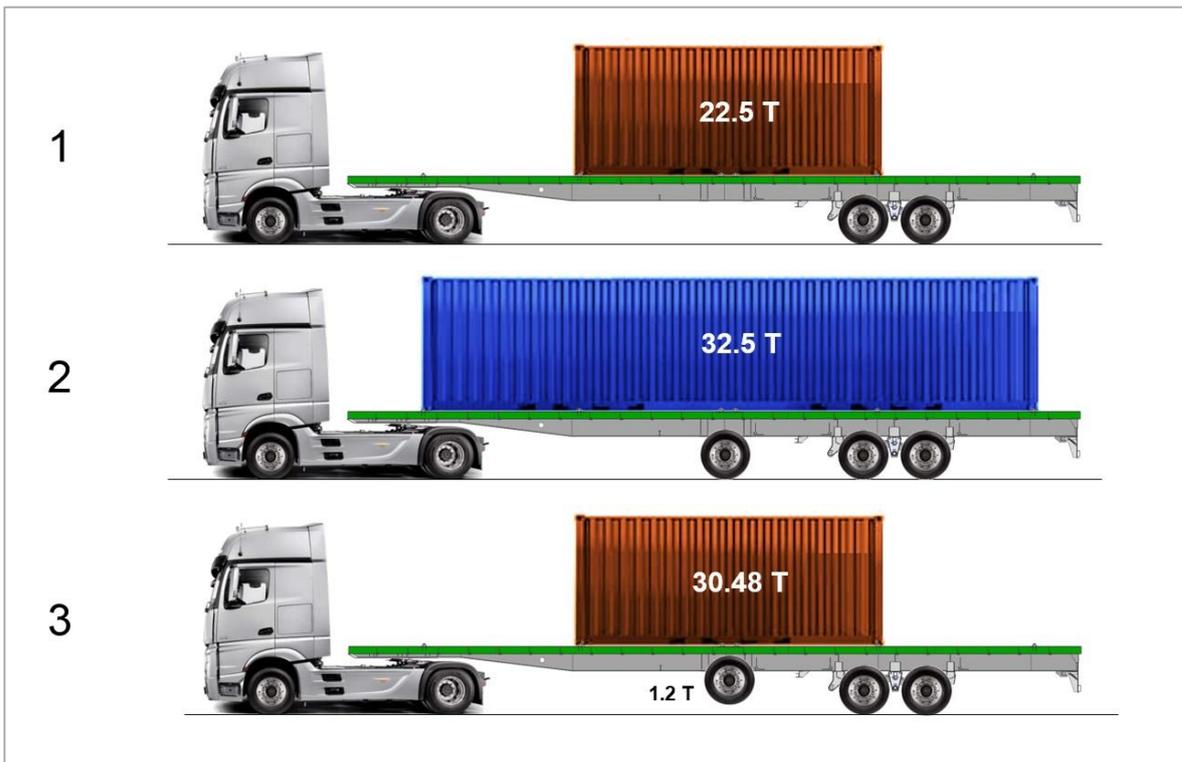


Figura 4. Casos de análisis

3.3 Optimización

Debido a que las cargas actuantes y las condiciones de apoyo de la suspensión durante el uso del Semirremolque son altamente variables, se define como meta de diseño obtener un Semirremolque que pueda mejorar la performance del diseño actual frente a los casos de carga propuestos.

Se parte de la presunción que el semirremolque original funciona correctamente, se analizan las tensiones que experimenta y se plantea una mejora comparativa respecto de esta configuración (Back to back). Se apunta a obtener un diseño optimizado que bajo los mismos casos de carga presente una distribución más uniforme de tensiones, y en las zonas donde se implementa acero de alta resistencia, mejorar los factores de seguridad a fluencia.

No se proponen modificaciones en las zonas de fijación de la suspensión dado que las consideraciones de dinámica automotriz para evaluar los casos de carga en dicho lugar se encuentran fuera del alcance de este trabajo.

4 Modelo

4.1 Descripción del modelo

Se modela la estructura mediante elementos finitos. El modelo se muestra en la Figura 5, **Figura 6** y **Figura 7**. Se utilizan elementos cáscara CQUADR [2] para el modelado de la estructura. Se utiliza un sistema de coordenadas estándar SAE [13].

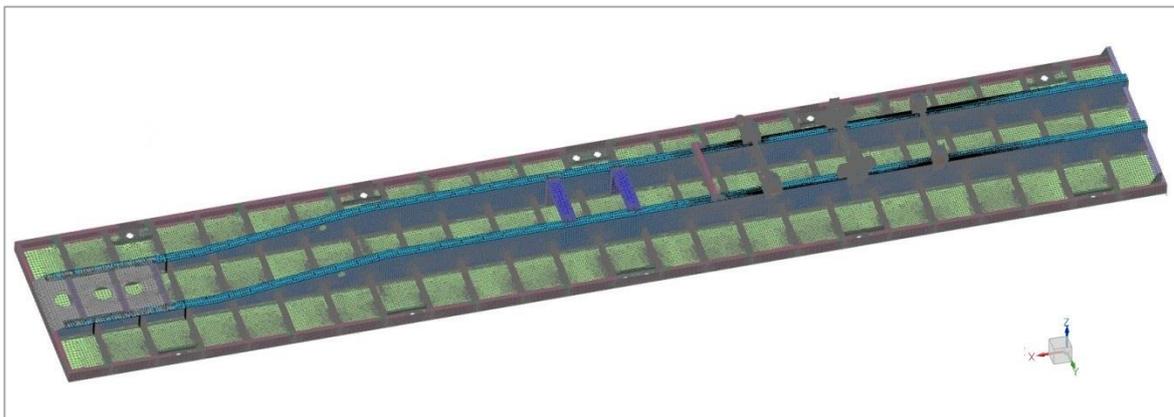


Figura 5. Malla utilizada

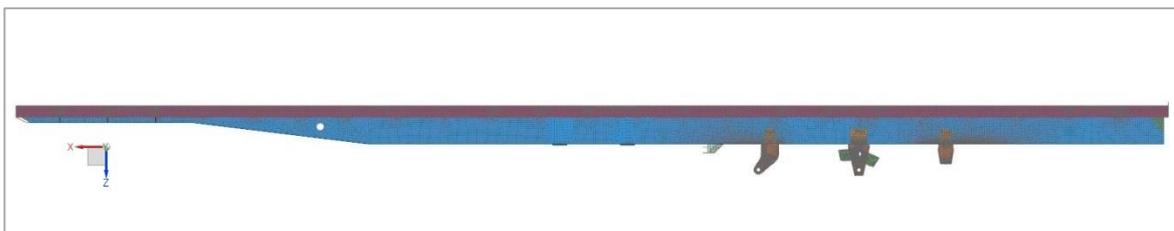


Figura 6. Malla utilizada. Vista lateral.

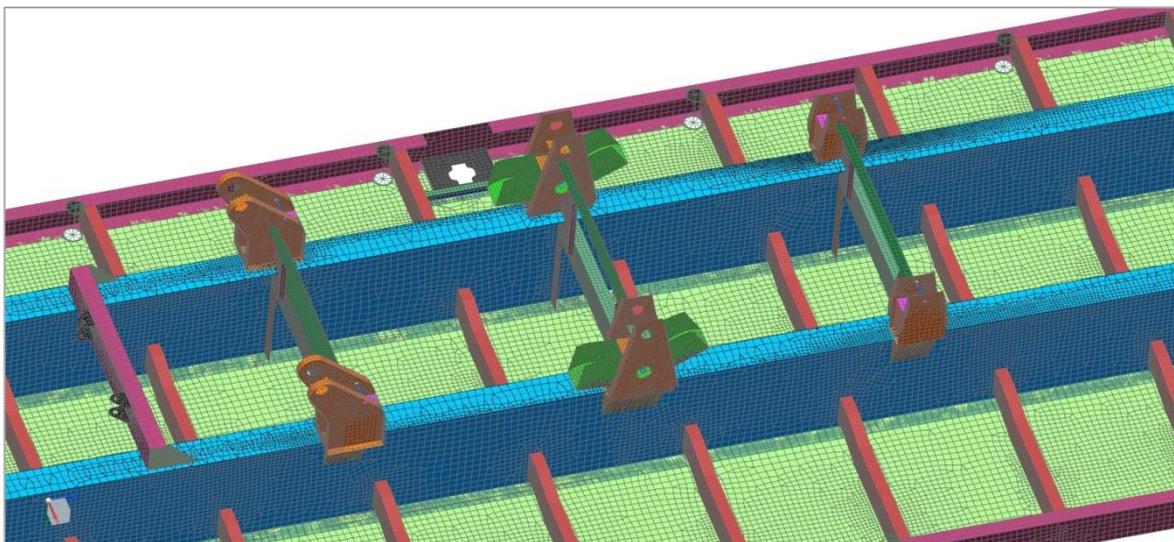


Figura 7. Malla utilizada. Detalle manos de los ejes.

Para modelar las soldaduras, las mallas de las distintas partes comparten nodos entre sí. En la Figura 8 se muestran algunas zonas que comparten nodos y representan las soldaduras entre teleros, vigas y chapón.

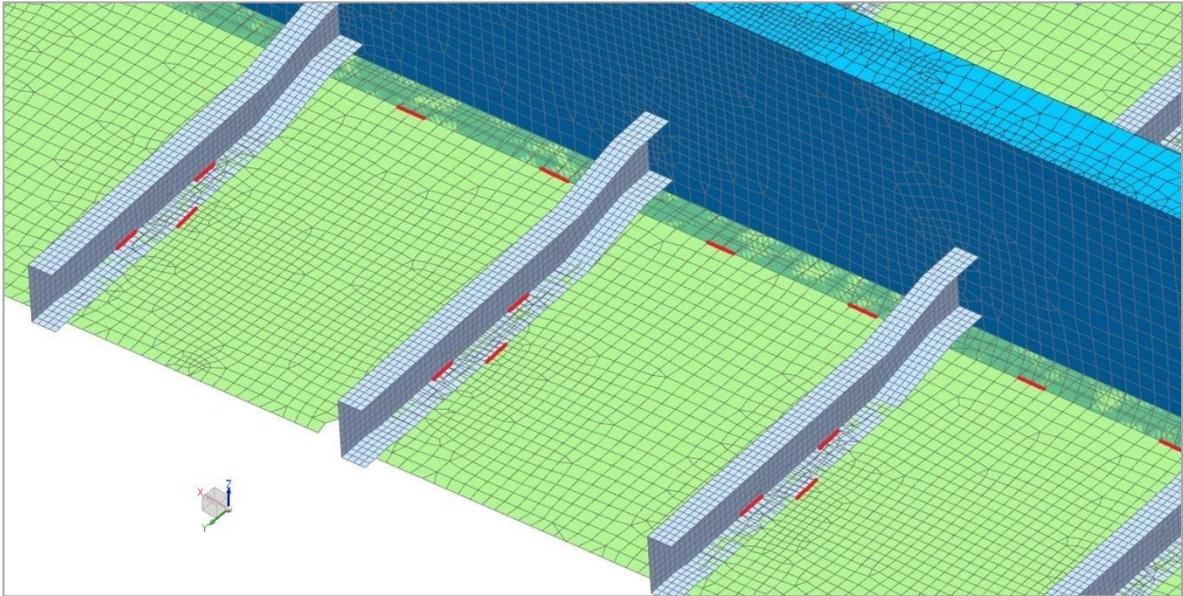


Figura 8. Soldaduras entre teleras, vigas y chapón.

La unión entre el plato y la estructura se modeló con uniones rígidas entre el punto de pivote del mismo y la chapa de apoyo. A través de esta unión se permite que el punto de pivote gire libremente en dirección Y, mientras que la carga se distribuye en una superficie determinada sobre la estructura de anclaje. Las dimensiones de esta zona de contacto y la ubicación del punto de pivote fueron estimadas a partir de las dimensiones del plato [3]. El modelo de unión plato-estructura se muestra en la **Figura 9**.

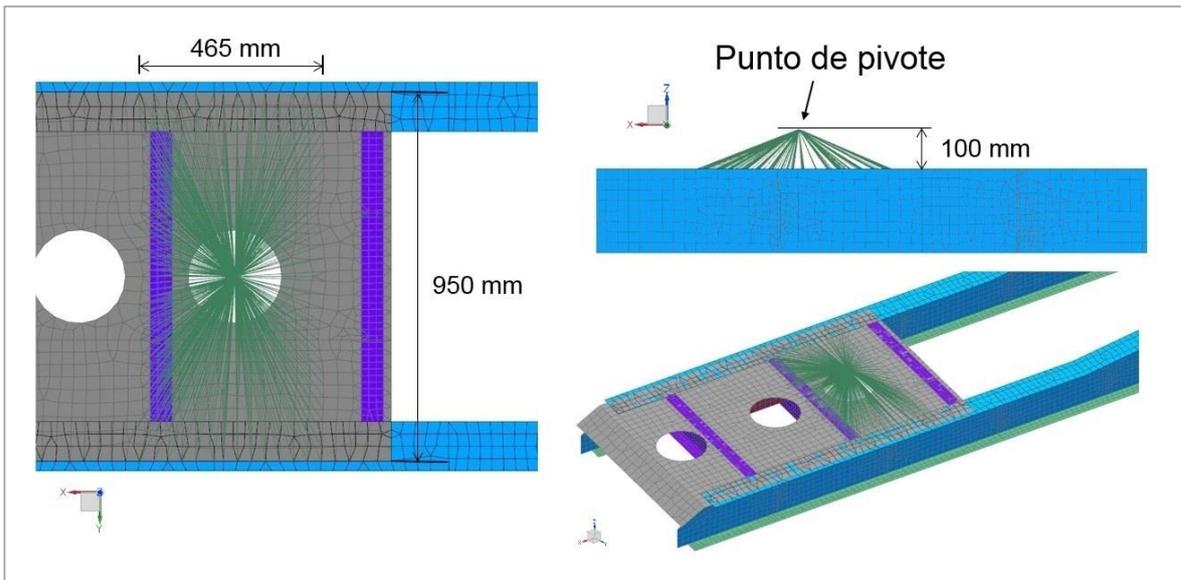


Figura 9. Modelado de la unión entre plato y estructura

Para el modelado de los ejes se utilizaron uniones rígidas entre dos puntos que determinan la ubicación del eje y las áreas de deslizamientos donde apoyan los elásticos, tal como se muestra en la **Figura 10**. Se agregaron resortes con constante elástica igual a 136 kg/mm^1 para modelar la rigidez de los elásticos. La ubicación del eje se estimó a partir de las dimensiones de los elásticos provistos por la empresa [4], tal como se muestra en la Figura 11.

¹ Este valor corresponde al límite inferior indicado en el catálogo ($146,4 - 7\% \text{ kg/mm}$) [4]

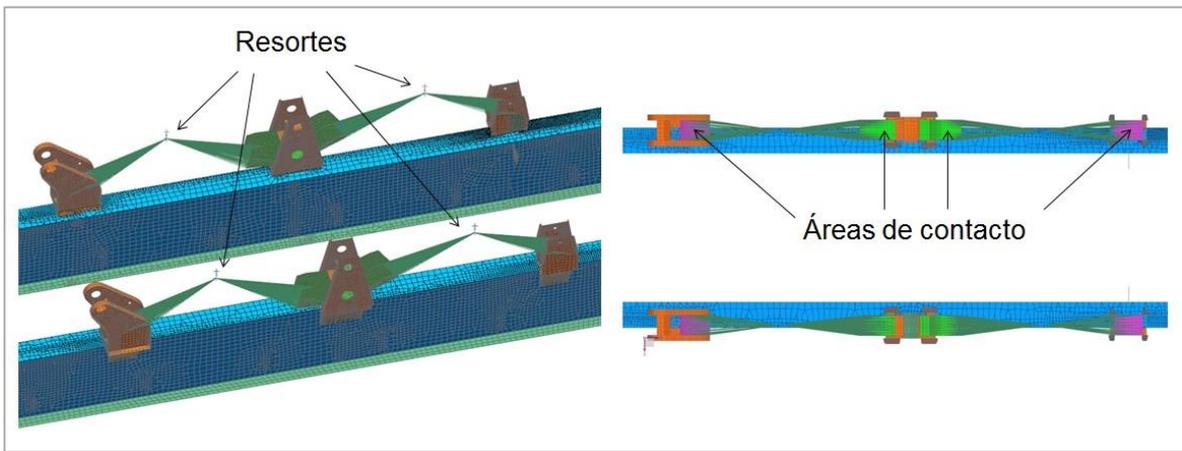


Figura 10. Modelado de los ejes

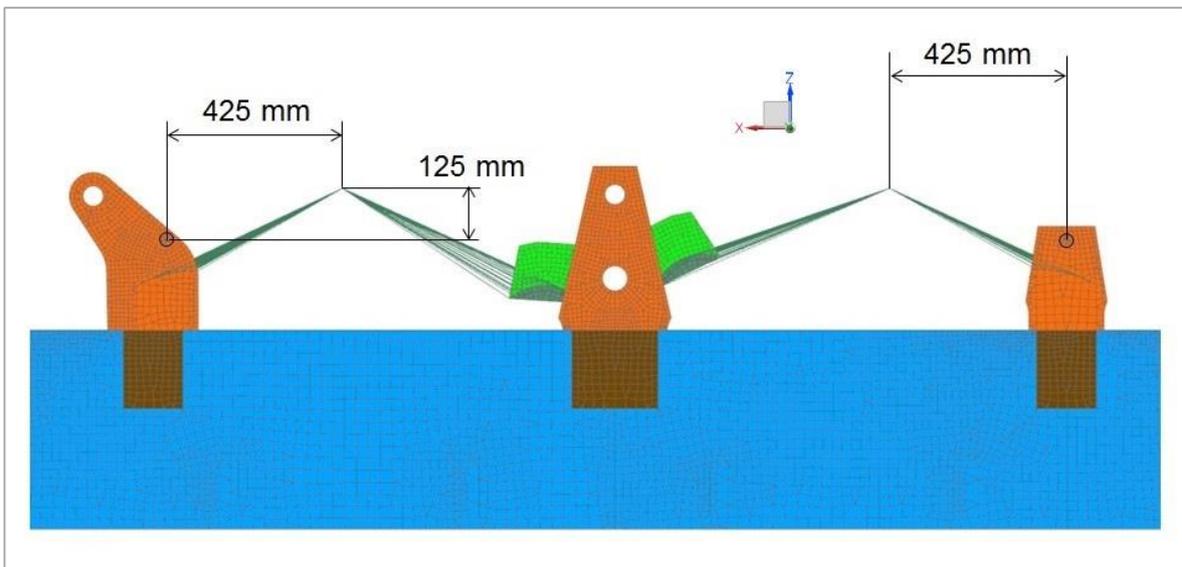


Figura 11. Dimensiones asumidas en los ejes

El tercer eje se modeló con uniones rígidas desde las vigas y los soportes hacia dos puntos que determinan la posición del eje según fotos provistas por la empresa. Sobre estos puntos se aplican directamente las condiciones de borde propuestas (ver sección 3.2 y 4.3). El modelo se muestra en la **Figura 12**.

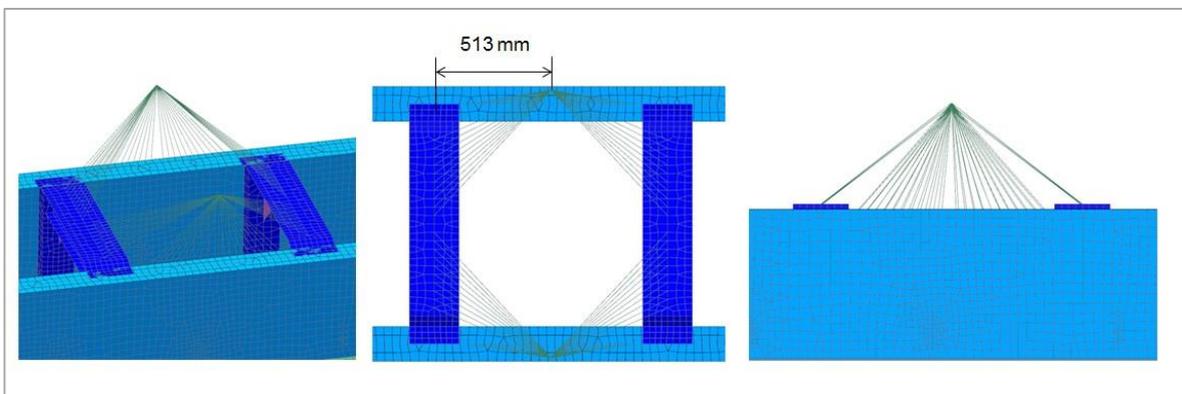


Figura 12. Modelado del 3er eje

4.2 Validación del modelo y distribución de masas

El modelo fue validado mediante un ensayo en planta donde se determinó la rigidez torsional del semirremolque (**Anexo B: Validación del modelo**). En cuanto a la distribución de masas en la estructura original, se realizó una medición del CAD que se muestra en la **Tabla 4** y **Figura 13**.

Elementos	Masa [kg]
Telera	436,6
Bandón	283,8
Alas Vigas	898,1
Almas Vigas	595,7
Chapón	846,7
Otros	534,5
Total	3595,5

Tabla 4. Resumen de masas

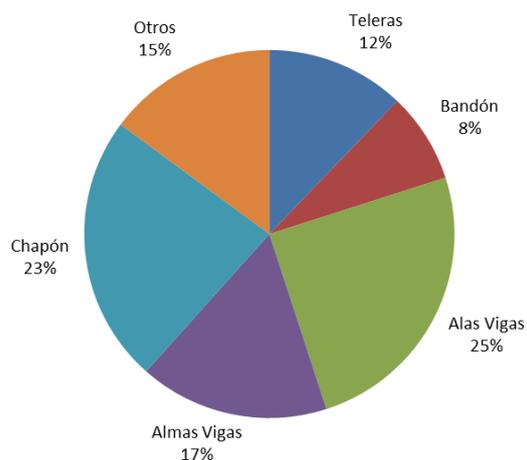


Figura 13. Distribución de masa

4.3 Condiciones de borde

La estructura de anclaje al plato se restringe completamente, dejando libre únicamente la rotación en Y. En los ejes se aplica un apoyo simple, restringiendo el desplazamiento en Z. Las condiciones de borde se resumen en la **Figura 14**.

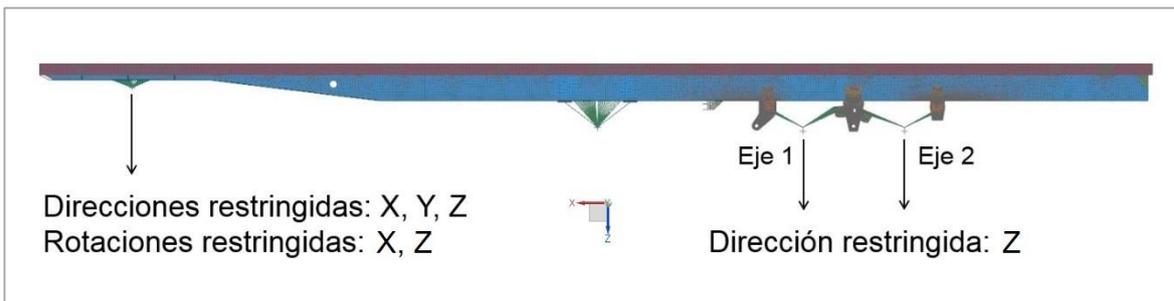


Figura 14. Condiciones de borde

En el caso 2, se impone una condición de fuerza en el tercer eje, la cual se asigna considerando la especificación de la norma vial para dicho apoyo.

Para el análisis de deflexiones en la estructura, se quitaron los resortes que modelan la suspensión y se aplicó directamente un apoyo simple en los ejes involucrados de cada caso. De esta manera, los desplazamientos obtenidos del análisis se pueden considerar directamente relacionados a la rigidez de la estructura únicamente.

5 Resultados en estructura original

5.1 Fuerzas en ejes y plato

En la **Tabla 5** se muestran las reacciones resultantes en los ejes y el enganche del plato para los 3 casos de análisis.

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Eje 1	9,03	7,93	12,26
Eje 2	8,57	9,56	11,54
Tándem trasero (Eje 1 + Eje 2)	17,59	17,49	23,80
Eje 3	-	9,95 ²	-
Plato	8,50	8,65	11,50

Tabla 5. Reacciones en toneladas (dirección -Z)

Se observa que el reparto de fuerzas en el tándem trasero no es óptimo ya que no son iguales en ambos ejes. Esto puede explicarse debido a que el modelo de la suspensión no considera el mecanismo de balancín realmente presente. Sin embargo, este desbalance de fuerzas no tiene un impacto significativo en el campo de tensiones.

En el caso 1 el tándem trasero se encuentra un 10.5 % sobrecargado respecto al valor proporcional que correspondería por norma (15,92 T, ver Anexo A). En el caso 2 el tándem trasero se encuentra un 7,7% sobrecargado respecto al valor proporcional que correspondería por norma (16,24 T, ver Anexo A).

5.2 Campo de tensiones

En la **Figura 15** se muestra la distribución de tensiones para los 3 casos de carga. Los valores reportados corresponden a tensiones de von Mises máximas de los elementos cáscara y promediadas en los nodos.

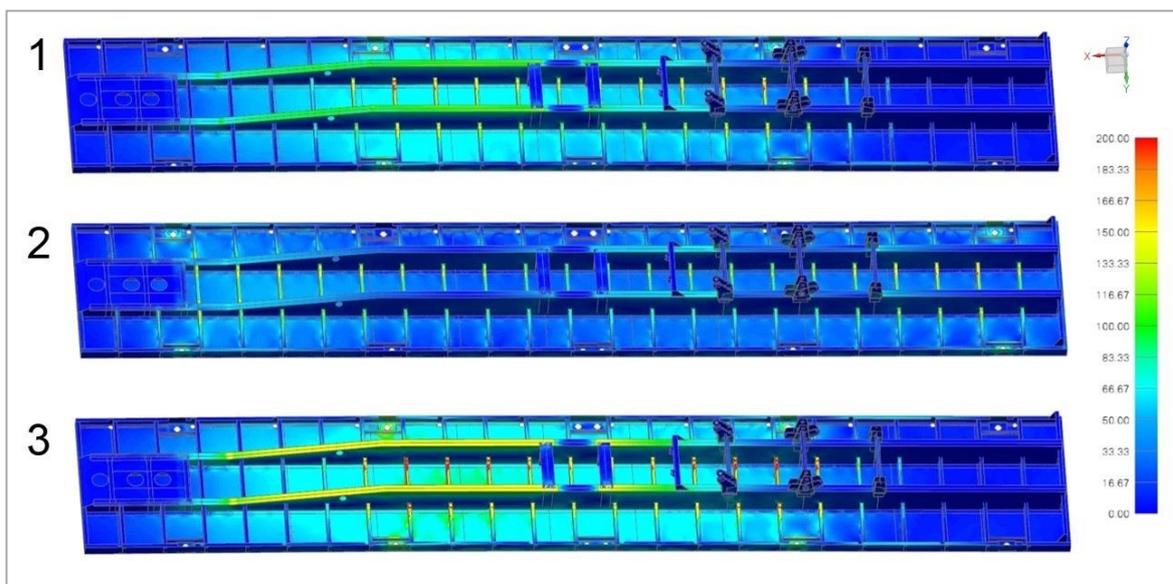


Figura 15. Tensiones von Mises. Estructura original. [MPa]

En la **Tabla 6** se resumen las tensiones máximas y los factores de seguridad (FS) de las distintas partes.

² Esta fuerza es estrictamente la impuesta en el tercer eje, tal como se describe en la sección **3.2**.

	σ_{fl} [MPa]	Caso 1		Caso 2		Caso 3	
		σ_{max} [Mpa]	FS	σ_{max} [Mpa]	FS	σ_{max} [Mpa]	FS
Teleras	200	263	0,8	236	0,8	356	0,6
Bandón	200	180	1,1	178	1,1	245	0,8
Alas-ejes	360	131	2,7	114	3,2	187	1,9
Alas-chapón	360	59	6,1	33	10,9	82	4,4
Almas	200	131	1,5	131	1,5	187	1,1
Chapón	200	123	1,6	93	2,2	168	1,2

Tabla 6. Tensiones máximas Von Mises

A continuación se muestran en detalle el estado tensional de las distintas partes. La ubicación del máximo se muestra con un círculo negro.

5.2.1 Tensiones en teleras

La **Figura 16** muestra el campo de tensiones en las teleras.

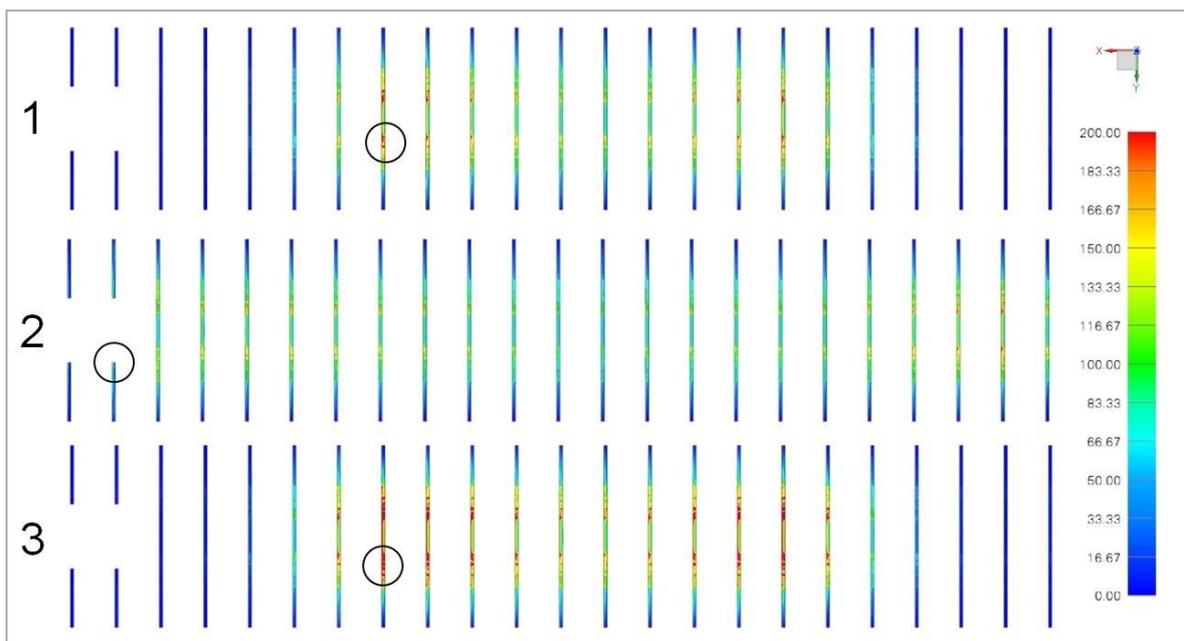


Figura 16. Tensiones von Mises. Teleras. [MPa]

Se observa que hay zonas que exceden la tensión de fluencia de la chapa comercial, para las cuales los FS calculados resultan menores a uno (ver **Tabla 6**). Este fenómeno puede explicarse debido a las hipótesis asumidas respecto de la distribución de la carga impuesta (ver sección **3.2**). Para el modelo, la distribución resulta proporcional al área de transferencia únicamente. Sin embargo, en la transferencia de carga real interviene un fenómeno de contacto dependiente de la rigidez de cada una de las partes, lo cual no se tiene en cuenta en el presente análisis.

Si la distribución de carga real se comportara de manera idéntica al modelo planteado, se esperarían fenómenos de plastificación local y deformaciones permanentes en las zonas observadas.

5.2.2 Tensiones en bandón

La **Figura 17** muestra el detalle de las tensiones en el bandón perimetral.

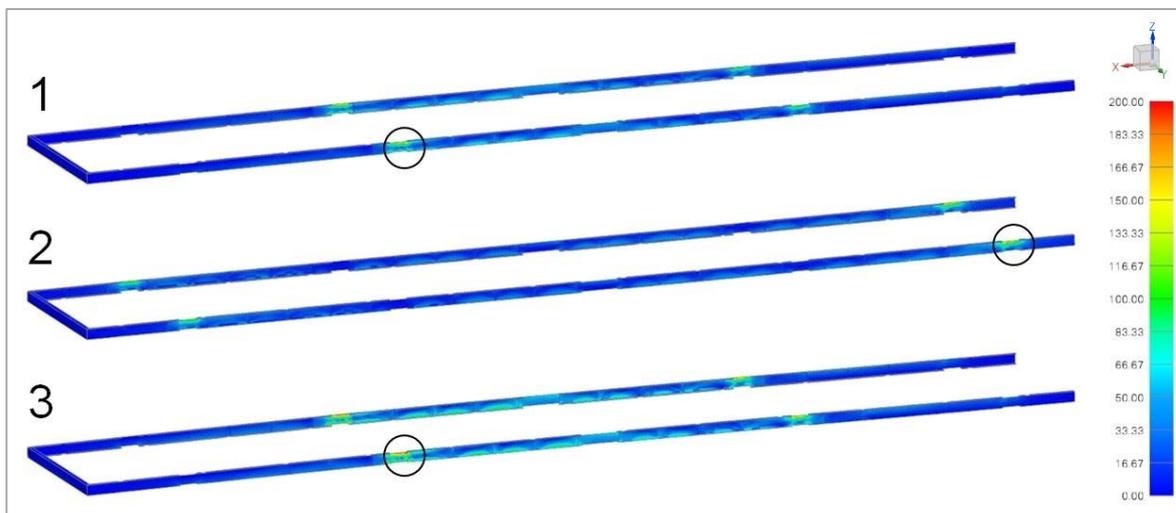


Figura 17. Tensiones von Mises. Bandón. [Mpa]

En la **Figura 18** se observa el detalle del máximo en el caso 3.

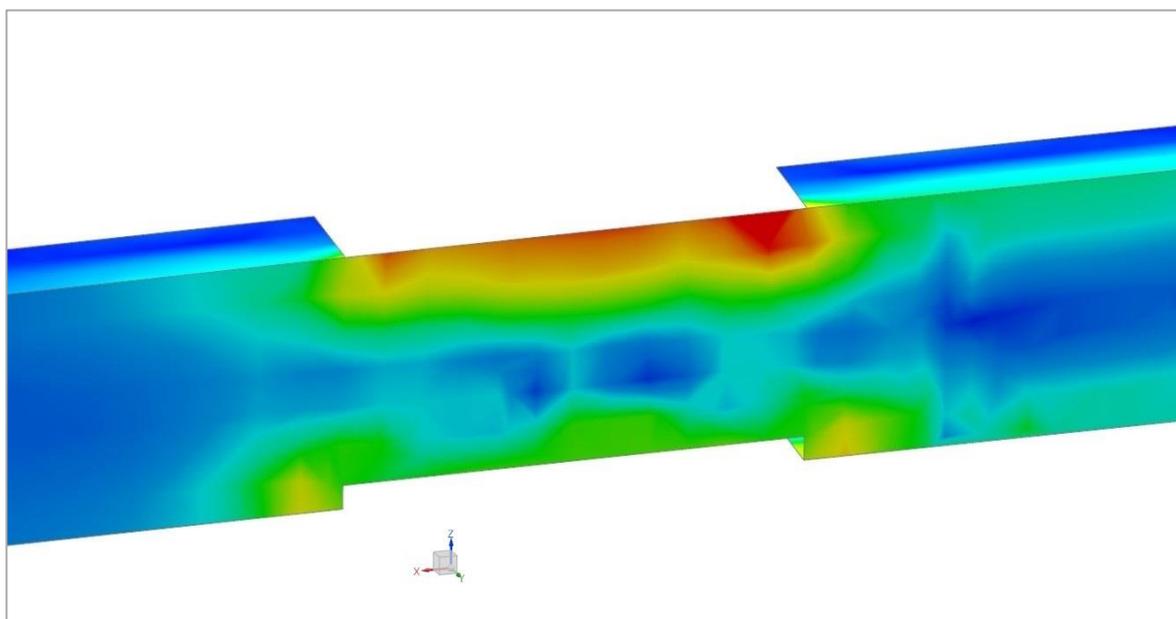


Figura 18. Detalle máxima tensión von Mises. Caso 3.

5.2.3 Tensiones en vigas centrales

La **Figura 19** muestra el campo de tensiones en las vigas centrales.

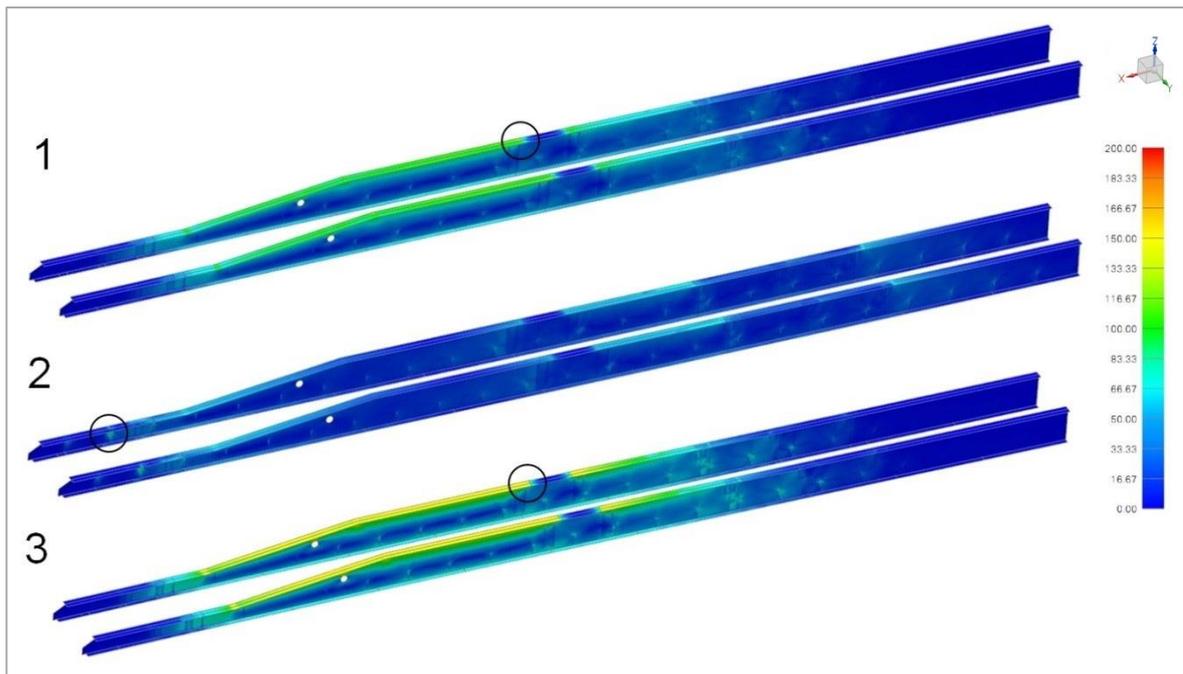


Figura 19. Tensiones von Mises. Vigas centrales. [Mpa]

Se observa que el ala-chapón presenta tensiones muy bajas. En los casos 1 y 3 el máximo se encuentra en la cercanía de la estructura del 3er eje. En el caso 2 se observa un máximo localizado en la unión de la telera con el alma, en la zona del plato.

5.2.4 Tensiones en chapón

La **Figura 20** muestra el detalle de las tensiones en el chapón.

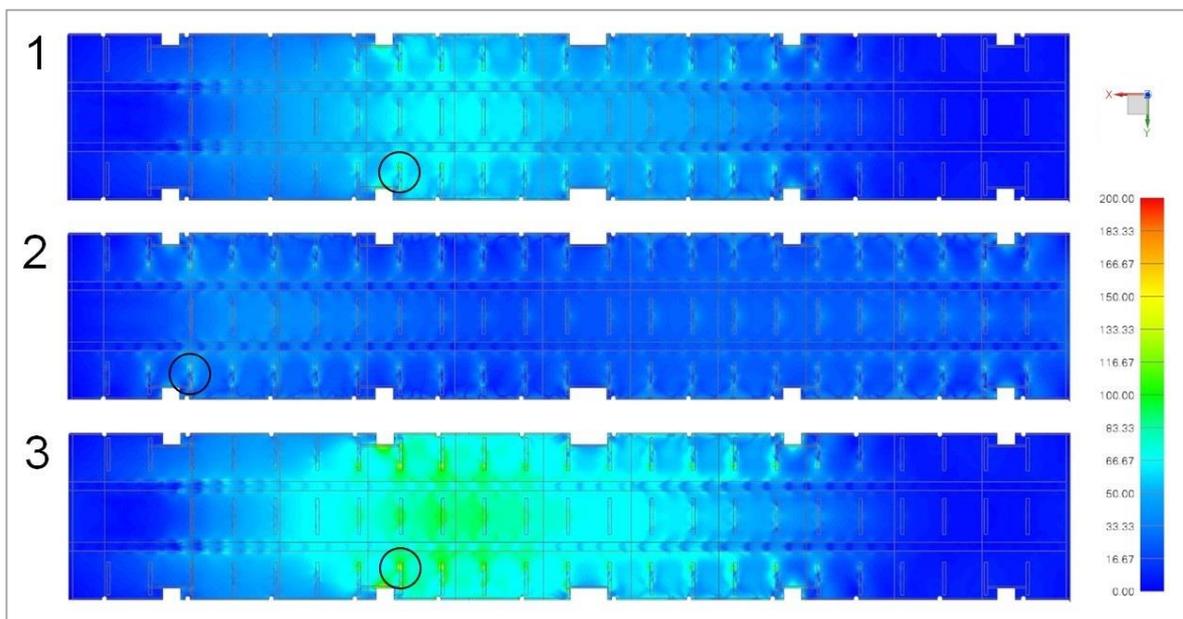


Figura 20. Tensiones Von Mises en chapón. [Mpa]

En todos los casos los máximos se presentan en las soldaduras entre teleras y chapón.

5.3 Deflexiones

En la **Tabla 7** se resumen las deflexiones máximas en Z de las vigas centrales para los 3 casos de análisis. Además se compara la flecha máxima con un límite máximo estándar recomendado en estructuras civiles.

$$\text{Flecha máxima recomendada [mm]} = L/1000$$

Donde L es la distancia entre apoyos en metros, en este caso la distancia entre el enganche del plato y el primer apoyo trasero del semirremolque.

Caso	Deflexión máxima [mm]	Distancia entre apoyos L [m]	Diferencia con valor recomendado [%]
1	6,05	8,670	- 30,2
2	2,76	6,015	- 54,1
3	8,32	8,670	- 4,0

Tabla 7. Flecha máxima en vigas centrales. Estructura original.

Se observa que en todos los casos la deflexión máxima se encuentra por debajo del valor recomendado.

En la **Tabla 8** se muestran las deflexiones máximas de la estructura completa. Estas ocurren en la zona del bandón como se observa en la **Figura 21**.

Caso	Deflexión máxima [mm]
1	10,61
2	6,23
3	14,49

Tabla 8. Deflexiones máximas en bandón. Estructura original

Resulta evidente la relación entre la flecha máxima del bandón y los casos de carga (ver Sección 3.2), debido no sólo a la distribución de la carga propuesta sino también a la distancia entre el plato y el primer apoyo trasero del semirremolque. Sin embargo estas deflexiones no son esperables en la realidad ya que estos niveles de desplazamientos y la alta rigidez de los contenedores, causarían la transferencia por contacto en las vigas centrales.

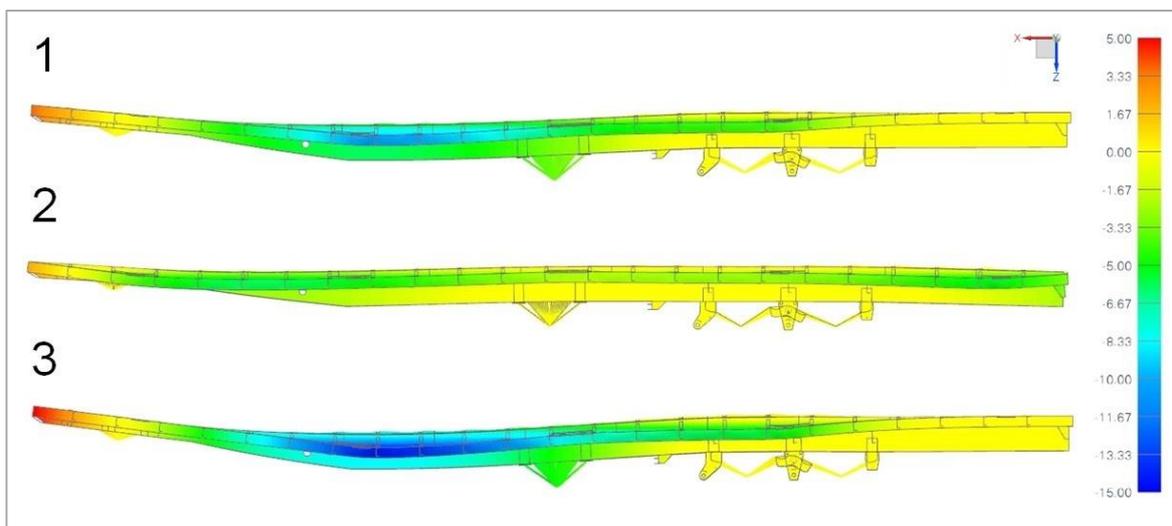


Figura 21. Deflexiones. Escalados con factor 30. [mm]

5.4 Frecuencias Naturales

En la **Tabla 9** se muestran las frecuencias naturales de los primeros 6 modos elásticos de vibración. Las frecuencias corresponden a una configuración libre (sin apoyos).

Modo	Frecuencia [Hz]
1	3.01
2	12.15
3	13.41
4	26.24
5	28.97
6	29.85

Tabla 9. Modos de vibración.

En la **Figura 22**, **Figura 23** y **Figura 24** se muestran las autoformas de los primeros 3 modos (los desplazamientos de las figuras fueron escalados con factor 15000). Se observa que los primeros dos modos son de torsión y el tercero de flexión.

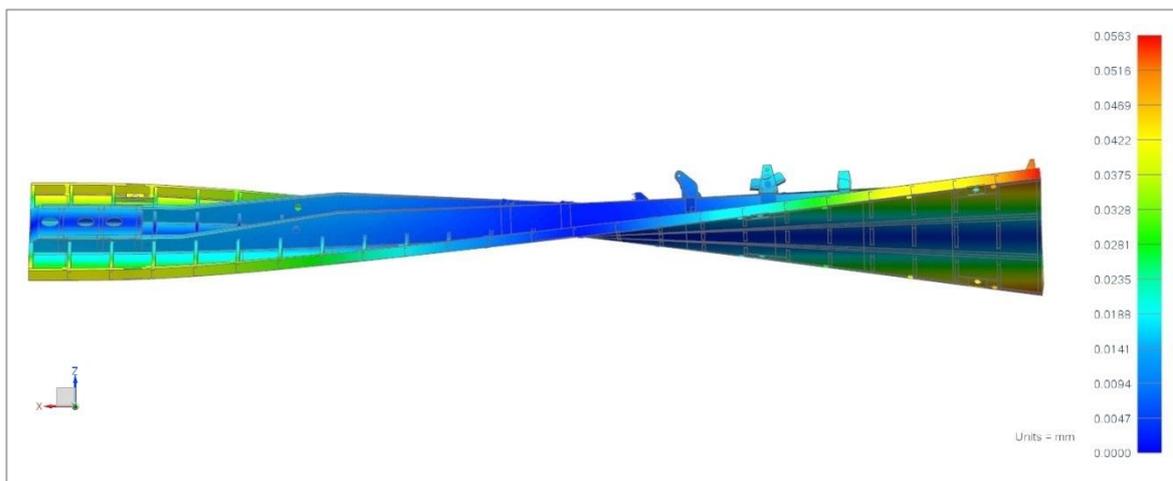


Figura 22. Autoforma del modo 1

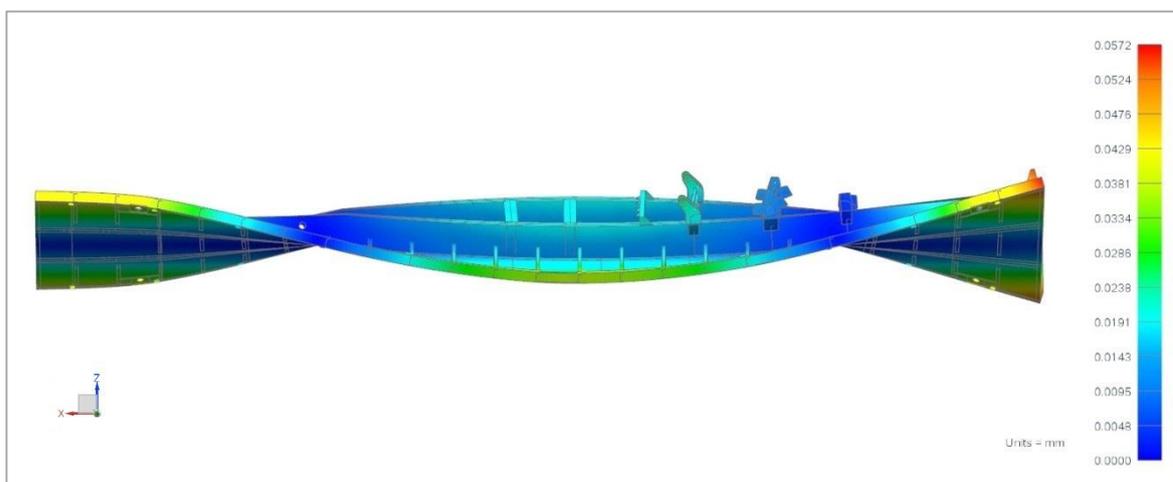


Figura 23. Autoforma del modo 2

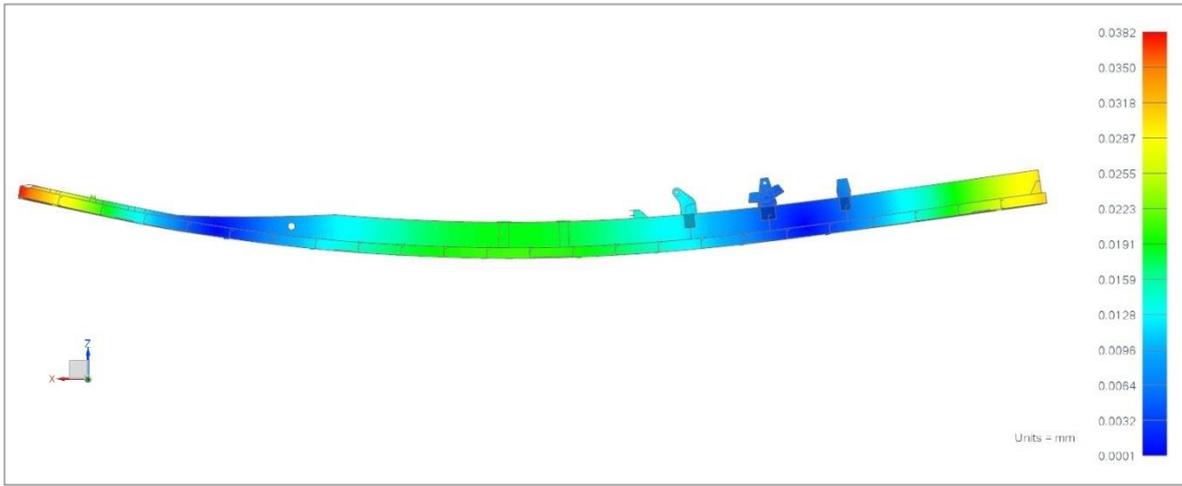


Figura 24. Autoforma del modo 3

6 Optimización

6.1 Material MLC420

Para reducir el peso de la estructura se decide implementar un acero de alta resistencia. Un material adecuado para este tipo de estructuras es el acero MLC420 cuyas propiedades mecánicas se muestran en la **Tabla 10** [6].

Material	Acero MLC420
Tensión de fluencia [MPa]	420 – 540
Tensión de rotura [MPa]	480 – 630
E [GPa]	200
G [GPa]	80
v (Poisson ratio)	0.3
ρ [kg/m ³]	7829

Tabla 10. Propiedades mecánicas del acero MLC 420

Para el análisis de tensiones se utiliza la tensión mínima especificada para fluencia (420 MPa).

6.2 Método de optimización

Como punto de partida de la optimización, se estima una reducción de espesor teórica para una pieza cuya tensión de fluencia es comparativamente el doble. Para una chapa de espesor t , ancho b sometida a un momento flector M_f :

$$\sigma_{max} = \frac{M_f \cdot y_{max}}{I} = \frac{M_f \cdot \frac{t}{2}}{\frac{bt^3}{12}} = \frac{6 \cdot M_f}{b \cdot t^2} \rightarrow t = \sqrt{\frac{6 \cdot M_f}{b \cdot \sigma_{max}}}$$

Si se duplica la tensión máxima admisible el nuevo espesor resulta:

$$t' = \sqrt{\frac{6 \cdot M_f}{b \cdot 2 \cdot \sigma_{max}}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{6 \cdot M_f}{b \cdot \sigma_{max}}} = 0.707 t$$

Se observa que el espesor puede disminuir aproximadamente un 30%.

Con este límite teórico y los resultados obtenidos en la estructura original se implementaron los cambios de espesor y material detallados en la sección 6.3.

Se utiliza un enfoque de optimización relativa teniendo en cuenta la distribución de tensiones obtenida para la estructura original (ver Sección 3.3). Tal como se explicó en la sección 5.2.1, los factores de seguridad limitantes se encuentran en la zona de teleros debido a las consideraciones asumidas para la distribución de carga. Reemplazando el material de dicha zona por MLC420, se obtiene allí luego de la optimización factores de seguridad mínimos mayores a 1,2 para los casos de carga 1 y 2.

Para el caso 3, considerando que el mismo supone una sobrecarga que solicitará a la estructura sólo durante un período corto de tiempo y bajo efectos dinámicos leves, se obtienen factores de seguridad en la zona de teleros mayores a 0,9.

En todos los casos donde se reemplaza el material por MLC420 se mejoran los factores de seguridad. En las zonas con mayor potencial de optimización y altos factores de seguridad, se permite comparativamente con la estructura original un mayor aumento en las tensiones y una baja en los factores de seguridad.

6.3 Estructura optimizada

A continuación se presentan los cambios realizados en las distintas partes. Para las chapas MLC420 se utilizaron espesores estándar provistos por la empresa TERNIUM [6]. Para las planchuelas de acero F36 se utilizaron espesores estándar provistos por la empresa ACINDAR [5]. A pedido del cliente, no se realizaron cambios en el diseño. En cuanto a la manufactura, se espera que con la prensa existente en planta sea posible conformar la nueva chapa de alta resistencia.

Teleras

Se implementa la chapa MLC420 con un espesor de 3.5 mm que equivale a una reducción del 26.5%.

Bandón

Se implementa la chapa MLC420 con un espesor de 3 mm que equivale a una reducción del 37%.

Alas-chapón

Debido a los niveles de tensión bajos observados en las alas superiores, se reduce el espesor de la planchuela a 9.5 mm (reducción del 40%).

Alas ejes

Se mantiene la planchuela original de espesor 15.875 mm. No se considera una reducción del espesor debido a que los efectos dinámicos que resultan del anclaje de los ejes en dicha planchuela se encuentran fuera del alcance del presente análisis.

Almas

Se implementa la chapa MLC420 con un espesor de 4.5 mm que equivale a una reducción del 29%. El espesor adoptado se mantiene apto para la soldadura con las alas.

Chapón

Se decide mantener el chapón actual. El proveedor de acero MLC420 aún no tiene disponibles chapas semilladas (antideslizante) de alta resistencia. Por otro lado, la implementación de MLC420 con una disminución potencial de espesor requeriría evaluar correctamente el impacto de la baja de rigidez en la zona, principalmente durante el proceso de carga al cual es normalmente sometido el semirremolque.

Todos los cambios realizados se resumen en la **Tabla 11**.

	Estructura actual		Estructura Optimizada		Reducción
	Material	Espesor [mm]	Material	Espesor [mm]	
Teleras	Chapa comercial	4,7625	MLC420	3,5	26,5 %
Bandón	Chapa comercial	4,7625	MLC420	3	37,0 %
Alas chapón	F36	15,875	F36	9,5	40,2 %
Alas ejes	F36	15,875	F36	15,875	0 %
Almas	Chapa comercial	6,35	MLC420	4,5	29,1 %
Chapón	Chapa comercial	3,175	Chapa comercial	3,175	0 %

Tabla 11. Cambios adoptados en espesores y material

El peso total de la estructura optimizada es 3020 kg vs 3595,5 kg de la original.

7 Resultados en estructura optimizada

7.1 Fuerzas en ejes y plato

En la **Tabla 12** se resumen las reacciones resultantes en la estructura optimizada.

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Eje 1	8,95	7,78	12,23
Eje 2	8,28	9,44	11,21
Tándem trasero (Eje 1 + Eje 2)	17,23	17,21	23,44
Eje 3	-	9,79 ³	-
Plato	8,29	8,52	11,28

Tabla 12. Reacciones en estructura optimizada en toneladas

Se observan fuerzas menores en comparación con la Tabla 5, debido a la reducción del peso propio.

7.2 Campo de tensiones

En la **Figura 25** se muestra la distribución de tensiones para los 3 casos de análisis.

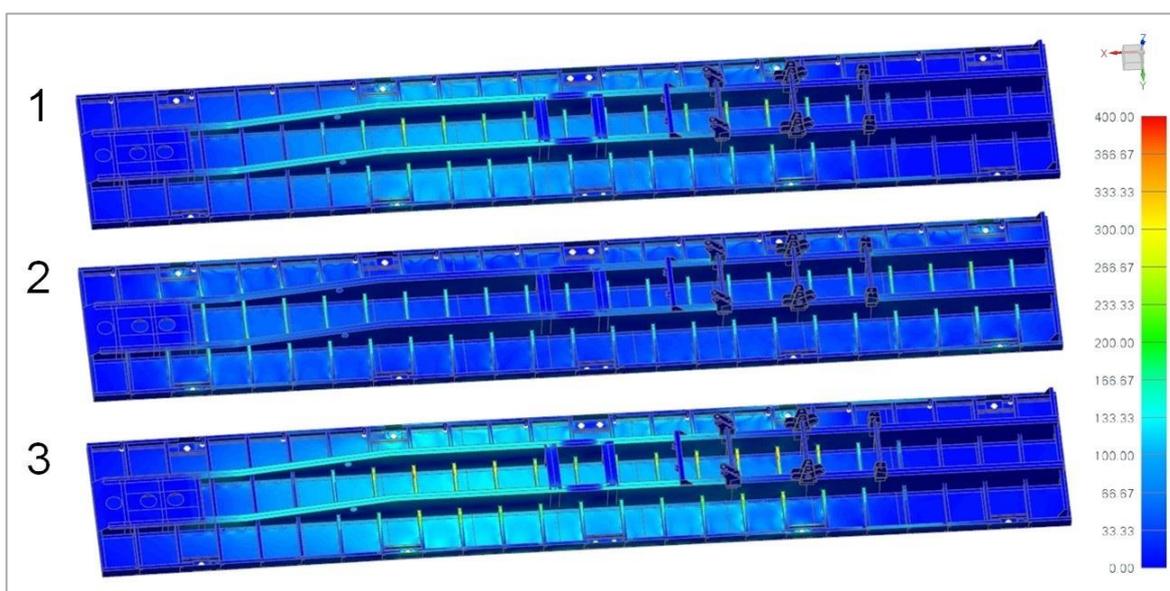


Figura 25. Tensión von Mises. Estructura optimizada. [Mpa]

En la **Tabla 13** se resumen las tensiones máximas en las distintas partes.

	Caso 1			Caso 2		Caso 3	
	σ_{fl} [MPa]	σ_{max} [Mpa]	FS	σ_{max} [Mpa]	FS	σ_{max} [Mpa]	FS
Teleras	420	358	1,2	307	1,4	484	0,9
Bandón	420	226	1,9	248	1,7	307	1,4
Alas-ejes	360	138	2,6	123	2,9	198	1,8
Alas-chapón	360	71	5,1	41	8,8	99	3,6
Almas	420	138	3,0	213	2,0	198	2,1
Chapón	200	153	1,3	122	1,6	208	1,0

Tabla 13. Tensiones máximas en estructura optimizada

³ Esta fuerza es estrictamente la impuesta en el tercer eje, tal como se describe en la sección **3.2**.

7.2.1 Tensiones en teleras

La **Figura 26** muestra el detalle de las tensiones en las teleras.

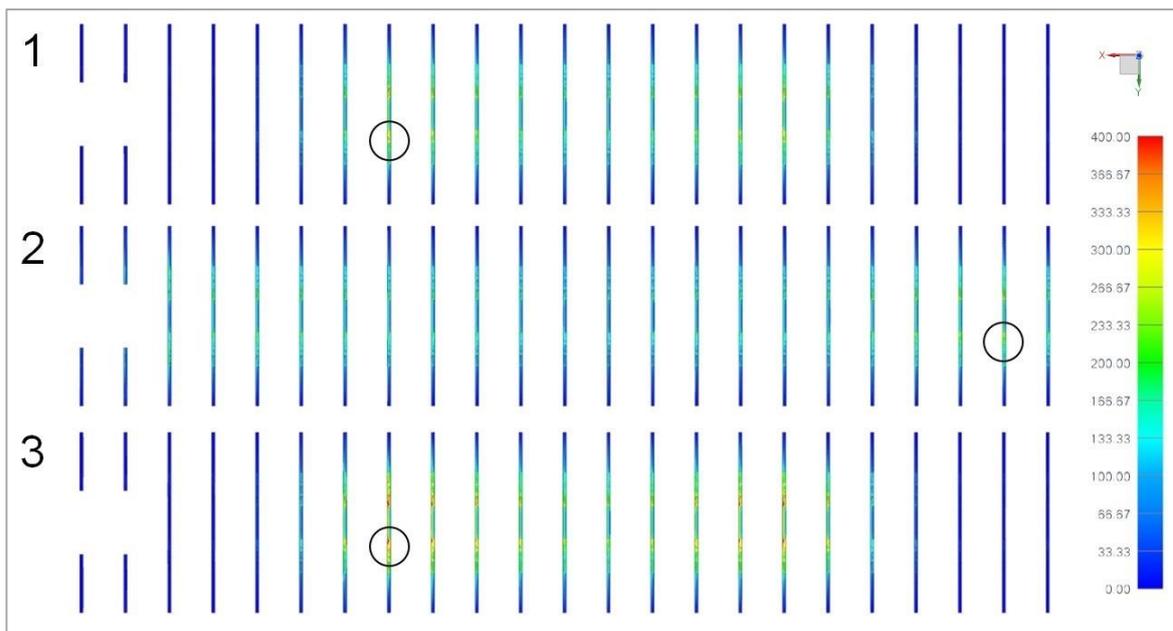


Figura 26. Tensión von Mises. Estructura optimizada. Teleras. [Mpa]

7.2.2 Tensiones en bandón

La **Figura 27** muestra el detalle de las tensiones en el bandón.

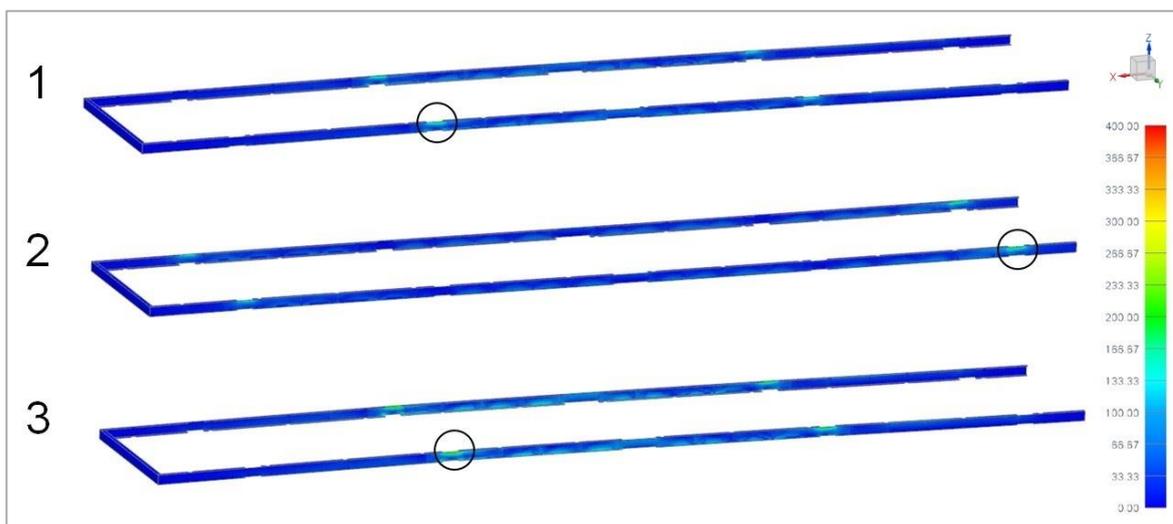


Figura 27. Tensión von Mises. Estructura optimizada. Bandón. [Mpa]

En la **Figura 28** se observa el detalle del máximo en el caso 3.

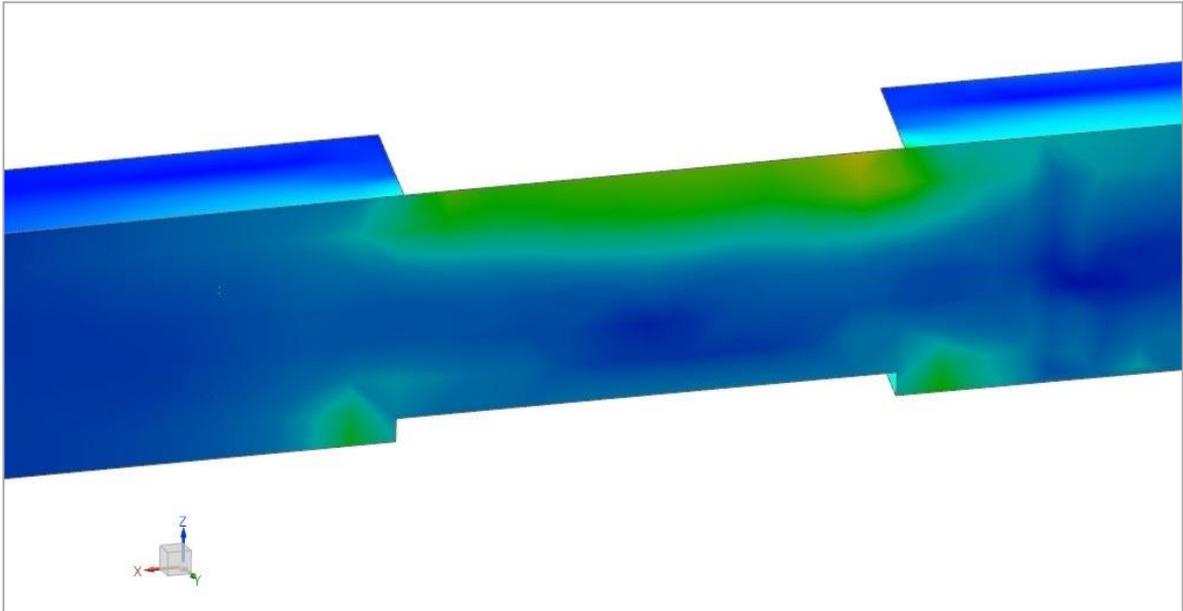


Figura 28. Detalle máxima tensión von Mises. Caso 3.

7.2.3 Tensiones vigas

La **Figura 29** muestra el campo de tensiones en las vigas centrales.

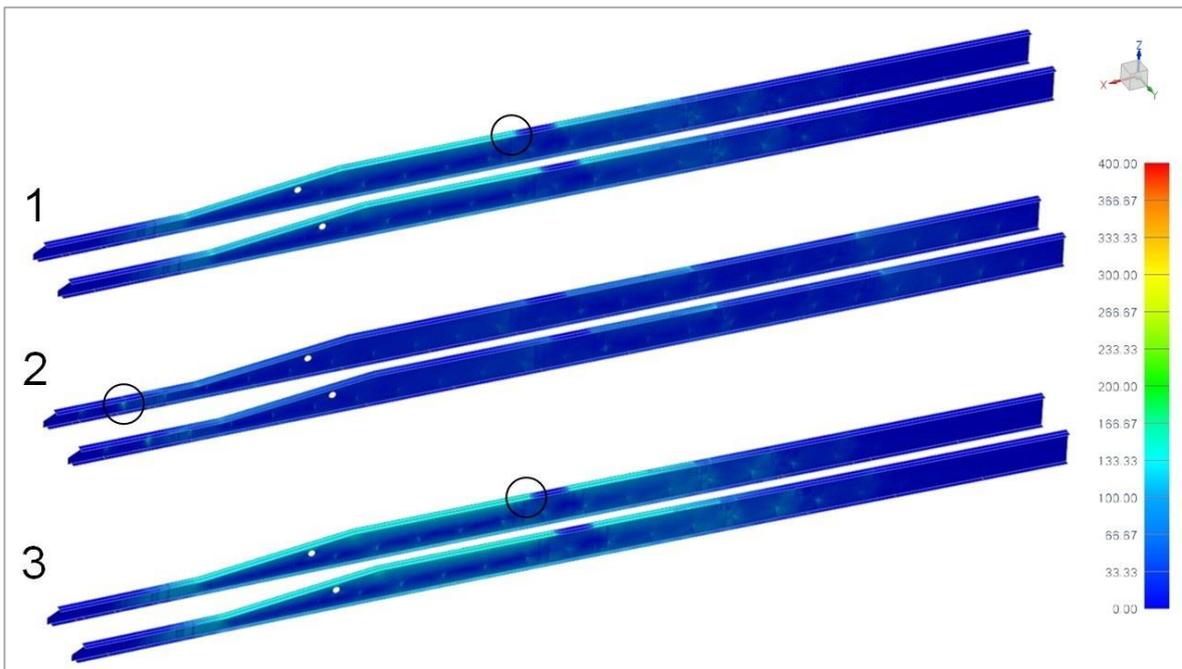


Figura 29. Tensiones von Mises. Estructura optimizada. Vigas centrales. [MPa]

El valor de tensión máximo del caso 2 se encuentra en la unión entre la media telera y el alma de las vigas como se observa en la **Figura 30**.

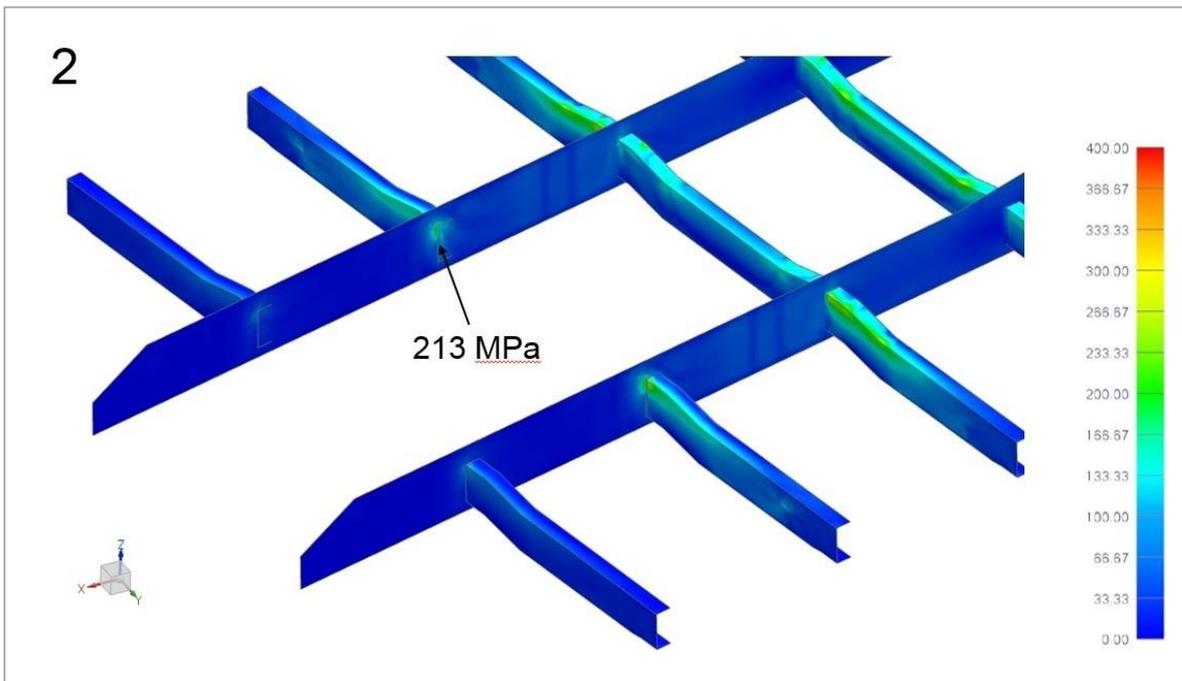


Figura 30. Tensiones von Mises. Estructura optimizada. Vigas centrales (Caso 2). [Mpa]

7.2.4 Tensiones chapón

La **Figura 31** muestra el detalle de las tensiones en el chapón.

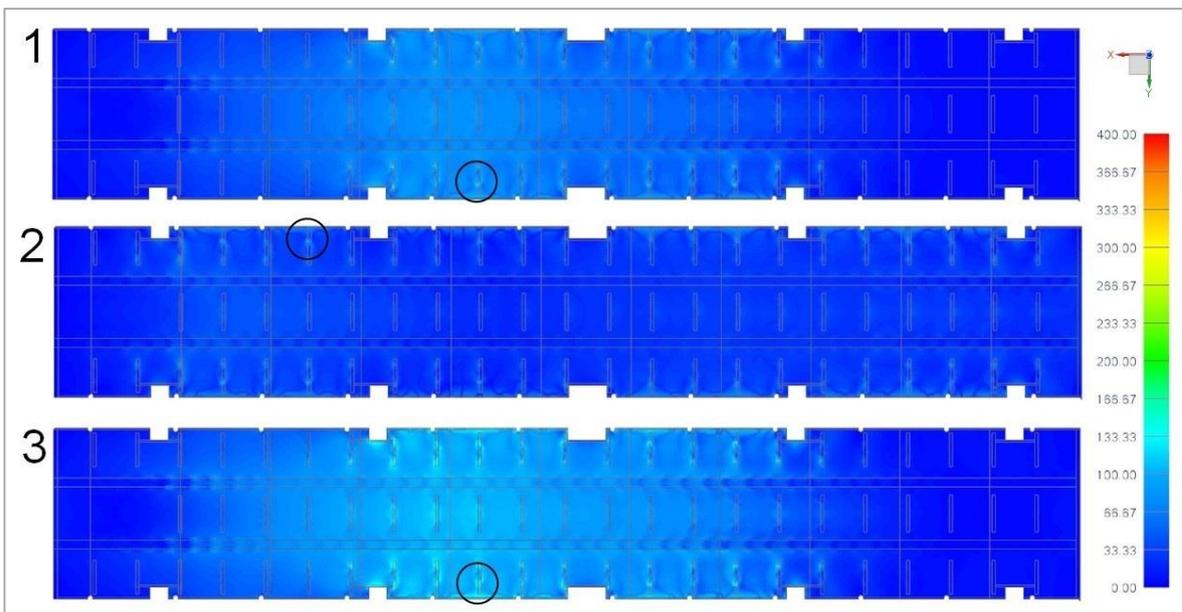


Figura 31. Tensiones von Mises. Estructura optimizada, Chapón. [MPa]

7.3 Deflexiones

En la **Tabla 14** se resumen las deflexiones en Z para los 3 casos. Se especifica también la diferencia entre la flecha máxima de las vigas centrales y el valor recomendado de servicio (ver Sección 5.3).

Caso	Deflexión máxima [mm]	Distancia entre apoyos L [m]	Diferencia con valor recomendado [%]
1	6,88	8,670	- 20,7
2	3,20	6,015	- 46,8
3	9,51	8,670	9,7

Tabla 14. Flecha máxima en vigas centrales. Estructura optimizada.

Se observa que en los casos normales de funcionamiento (1 y 2) la flecha máxima se encuentra por debajo del valor recomendado. En el caso crítico de servicio (3) el valor de la flecha máxima sobrepasa ligeramente (10%) el valor recomendado.

En la **Tabla 15** se muestran las deflexiones máximas de la estructura completa. Estas ocurren en la zona del bandón.

Caso	Deflexión máxima [mm]
1	13.571
2	8.398
3	18.556

Tabla 15. Deflexiones máximas en bandón. Estructura optimizada.

En la **Figura 32** se observa la estructura deformada en los 3 casos analizados.

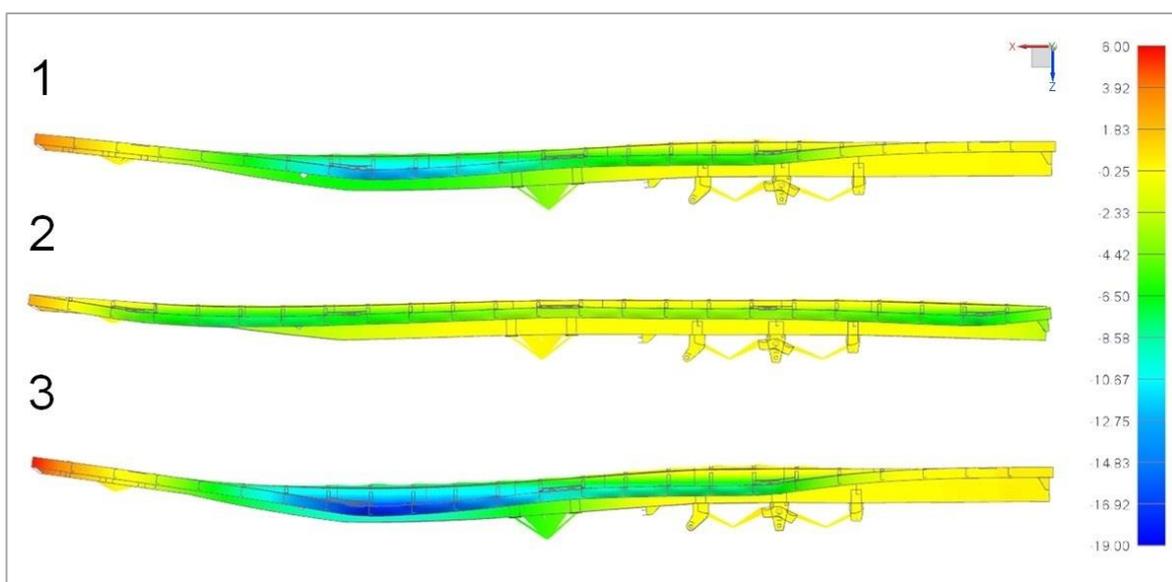


Figura 32. Deflexiones en estructura optimizada. Escalados con factor 30. [mm]

7.4 Frecuencias Naturales

En la **Tabla 16** se muestran las primeras 6 frecuencias naturales de la estructura optimizada, en condición libre de apoyos.

Modo	Frecuencia [Hz]
1	3.09
2	12.44
3	13.75
4	23.16
5	23.70
6	28.72

Tabla 16. Modos de vibración. Estructura optimizada.

8 Análisis de resultados

8.1 Variación de tensiones

En la **Tabla 17** se resumen las tensiones máximas de ambas estructuras y se muestra la variación porcentual entre las tensiones máximas y los factores de seguridad.

	Caso 1			Caso 2		Caso 3	
	σ_{fl} [MPa]	σ_{max} [Mpa]	FS	σ_{max} [Mpa]	FS	σ_{max} [Mpa]	FS
Teleras	200	263	0.8	236	0.8	356	0.6
Bandón	200	180	1.1	178	1.1	245	0.8
Ala ejes	360	131	2.7	114	3.2	187	1.9
Ala chapón	360	59	6.1	33	10.9	82	4.4
Almas	200	131	1.5	131	1.5	187	1.1
Chapón	200	123	1.6	93	2.2	168	1.2
	σ_{fl} [MPa]	σ_{max} [Mpa]	FS	σ_{max} [Mpa]	FS	σ_{max} [Mpa]	FS
Teleras	420	358	1.2	307	1.4	484	0.9
Bandón	420	226	1.9	248	1.7	307	1.4
Ala ejes	360	138	2.6	123	2.9	198	1.8
Ala chapón	360	71	5.1	41	8.8	99	3.6
Almas	420	138	3.0	213	2.0	198	2.1
Chapón	200	153	1.3	122	1.6	208	1.0
	$\Delta\sigma_{max}$ [%]	ΔFS [%]	$\Delta\sigma_{max}$ [%]	ΔFS [%]	$\Delta\sigma_{max}$ [%]	ΔFS [%]	ΔFS [%]
Teleras	36.1%	54.3%	30.1%	61.4%	36.0%	54.5%	
Bandón	25.6%	67.3%	39.3%	50.7%	25.3%	67.6%	
Ala ejes	5.3%	-5.1%	7.9%	-7.3%	5.9%	-5.6%	
Ala chapón	20.3%	-16.9%	24.2%	-19.5%	20.7%	-17.2%	
Almas	5.3%	99.3%	62.6%	29.2%	5.9%	98.3%	
Chapón	24.4%	-19.6%	31.2%	-23.8%	23.8%	-19.2%	

Tabla 17. Resumen de tensiones máximas y variaciones porcentuales

En teleras y bandón se observa un aumento de tensiones menor al 40%. Si bien los FS aumentan en algunos casos siguen siendo críticos para los casos de carga propuestos. Los niveles elevados de tensión son consecuencia de la flexión lateral que ejerce la carga del contenedor. El enfoque adoptado es conservativo ya que se consideró que la transferencia de carga ocurre mayormente por bandón y esquineros, de manera proporcional al área mostrada en las figuras **Figura 2** y **Figura 3**). Es esperable en la realidad una mayor transferencia sobre las vigas centrales, lo cual relajaría las tensiones en teleras y bandón.

En el ala-ejes (el espesor no fue modificado) aumenta levemente el nivel de tensiones, sin embargo mantiene factores de seguridad aceptables.

El espesor del ala-chapón fue reducido considerablemente por lo tanto se observa una baja en los factores de seguridad, sin embargo en todos los casos es mayor a 3.6.

Las tensiones en las almas varían muy poco en los casos 1 y 3. En el caso 2 aumenta (63%) pero es un máximo localizado y los FS son mayores a 2 en todos los casos.

El chapón sufre mayores tensiones debido a la transferencia de carga de las teleras, ahora más flexibles, a través de las soldaduras. Es esperable además, que la transferencia de carga ocurra también por contacto en la superficie no soldada, por lo cual la concentración de tensiones en las soldaduras se vería reducida.

8.2 Deflexiones

En la **Tabla 18** y **Tabla 19** se comparan las deflexiones de ambas estructuras.

	Estructura actual	Estructura optimizada	
Caso	Deflexión máxima [mm]		Aumento
1	6,05	6,88	13,7 %
2	2,76	3,2	15,9 %
3	8,32	9,51	14,3 %

Tabla 18. Comparación de deflexiones en vigas centrales

	Estructura actual	Estructura optimizada	
Caso	Deflexión máxima [mm]		Aumento
1	10,61	13,57	27,9 %
2	6,23	8,398	34,8 %
3	14,49	18,556	28,1 %

Tabla 19. Comparación de deflexiones en bandón

Se observa una baja en la rigidez de la estructura optimizada consecuencia de las reducciones de espesor aplicadas. El aumento de deflexiones es mayor en la zona del bandón debido a la mayor reducción que se aplicó en esa zona.

8.3 Frecuencias Naturales

	Estructura Original	Estructura Optimizada	
Modo	Frecuencia [Hz]	Frecuencia [Hz]	Diferencia porcentual [%]
1	3.01	3.09	2.7
2	12.15	12.44	2.3
3	13.41	13.75	2.5
4	26.24	23.16	-11.7
5	28.97	23.70	-18.2
6	29.85	28.72	-3.8

Tabla 20. Comparación de frecuencias naturales

Desde el punto de vista del comportamiento dinámico, se puede observar un pequeño aumento de la frecuencia natural en los tres primeros modos para la estructura optimizada respecto de la original. Esto revela una condición dinámica deseable, siendo que la reducción de masa en la estructura tiene un impacto mayor que la disminución de la rigidez - esto último según lo mostrado en la sección **8.2** -, al menos teniendo en consideración los tres primeros modos naturales. La principal fuente de excitación externa es la rugosidad de la ruta que presenta frecuencias que dependen de la velocidad del semirremolque y se estiman en el rango de 0 a 100 Hz [14][15]. El impacto que tiene esta excitación sobre la estructura requiere un análisis dinámico que se encuentra fuera del alcance de este trabajo.

8.4 Reducción del peso

En la **Tabla 21** se muestra la masa de cada material en ambas estructuras.

Material	Masa en estructura actual	Masa en estructura optimizada
Acero comercial	2697 kg	1381 kg
Acero F36	898 kg	717 kg
Acero MLC420	-	922 kg
Total	3595 kg	3020 kg

Tabla 21. Comparación de pesos y materiales

La reducción total de masa es de 575 kg que equivale a un 16% de la estructura original.

En la **Figura 33** y **Figura 34** se muestra la distribución de los materiales.

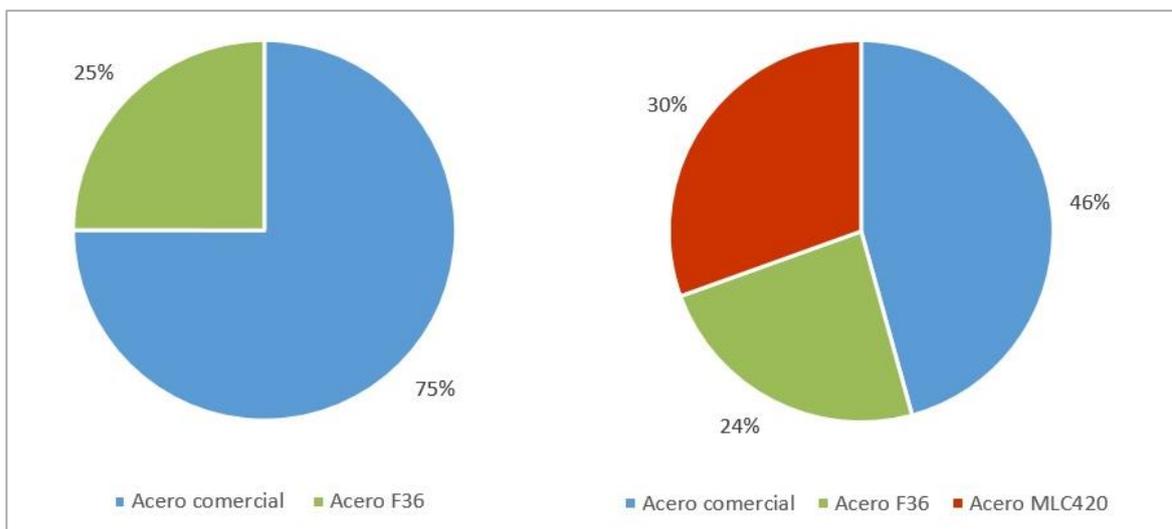


Figura 33. Distribución de materiales en ambas estructuras

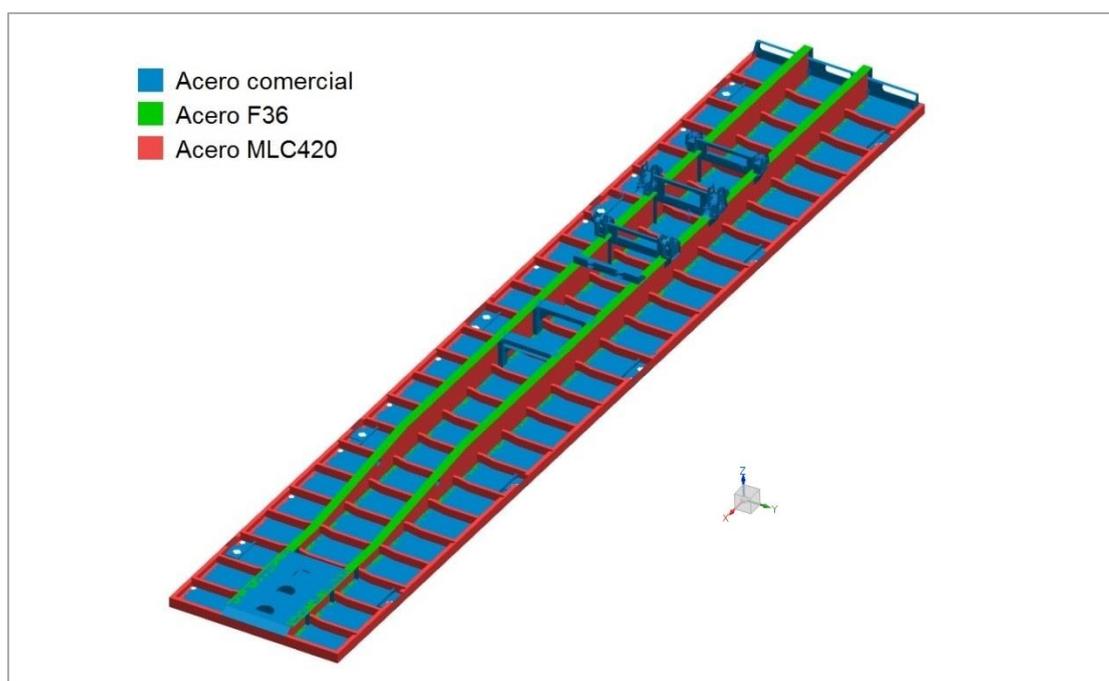


Figura 34. Materiales en estructura optimizada

9 Conclusiones

- El resultado de la optimización es una reducción de masa de 575 kg que equivale a una reducción del 16% en la masa total.
- La estructura optimizada presenta mejoras en los factores de seguridad en todas las zonas donde se implementa MLC420. Teniendo en cuenta la distribución de tensiones de la estructura original y los aumentos porcentuales observados en la nueva estructura se puede esperar el correcto funcionamiento de la estructura optimizada para los casos de carga analizados.
- La reducción de espesores trae como consecuencia una baja en la rigidez de la estructura que se refleja en el aumento de las deflexiones. Sin embargo, en los casos normales de funcionamiento (casos 1 y 2) la flecha máxima de las vigas centrales en la estructura optimizada se encuentra dentro de los valores admisibles. Por otro lado las frecuencias naturales de los primeros 3 modos de vibración en condición libre, no bajan sino que aumentan ligeramente.
- Suponiendo que el costo de la chapa MLC420 es un 30% más caro que la chapa comercial [10], se puede deducir que el costo de material de la estructura optimizada es menor. La reducción del material F36 resulta en una reducción del 20% en el costo de acero F36 y el reemplazo de la chapa comercial por chapa MLC420 resulta en una reducción del costo de 4.3%.

10 Referencias

- [1] Robert D. Cook, "Concepts and applications of finite element analysis". John Wiley & Sons. 1989.
- [2] NX NASTRAN 8.1 Quick Reference Guide, Siemens Product Lifecycle Management Software Inc., 2011.
- [3] Catálogo de productos Jost 2007/2008 provisto por empresa BONANO.
- [4] Hoja de producto Elásticos (Leaf springs) provisto por empresa BONANO.
- [5] Planchuelas laminadas ACINDAR. Obtenido de <http://www.acindar.com.ar/uploads/producto/pdf/1fb5b8bbd20851a0a10b2ec081972466971bfbb3.pdf> (Fecha de consulta: 27/09/2014)
- [6] Hoja técnica de producto MLC420 provisto por empresa TERNIUM.
- [7] Ministerio de transporte, Ley Nacional de Tránsito 24.449. 1994.
- [8] Norma IRAM 10.019/86 - Contenedores. Clasificación, designación, medidas y masa bruta
- [9] Norma IRAM 10.027/90 - Contenedores Serie 1. Contenedores de uso general, características y ensayos
- [10] Estudio de aceros microaleados de alta resistencia para su empleo en semirremolques, Asociación Argentina de Mecánica Computacional, 2011.
- [11] Motor Vehicle Structures - Brown J., Roberston J., Serpento S., SAE. N/A, 0
- [12] Fundamentals of Automobile Body Structure Design, Donald E. Malen
- [13] Race car vehicles dynamics – Milliken, William F, 1911.
- [14] T. Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", SAE, 1992
- [15] Teo Han Fui, Roslan Abd. Rahman, statics and dynamics structural analysis of a 4.5 ton truck chassis, Jurnal Mekanikal No. 24, 56 – 67, December 2007

11 Anexo A: Legislación vial

La legislación vial impone un máximo de 45 toneladas para una formación normal de vehículos. Además los vehículos y su carga no deben transmitir a la calzada un peso mayor al indicado en los siguientes casos:

- Por eje simple:
 - Con ruedas individuales: 6 toneladas:
 - Con rodado doble: 10.5 toneladas
- Por conjunto (tándem) doble de ejes:
 - Con ruedas individuales: 10 toneladas
 - Ambos con rodado doble: 18 toneladas

En la Figura 35 se muestra la distribución de las cargas para el caso estudiado. Se considera un peso de 5 toneladas para la unidad tractora, y 7 toneladas para el semirremolque junto con la carrocería. Se supone que el tándem trasero reparte perfectamente la carga entre los dos ejes (9T cada uno).

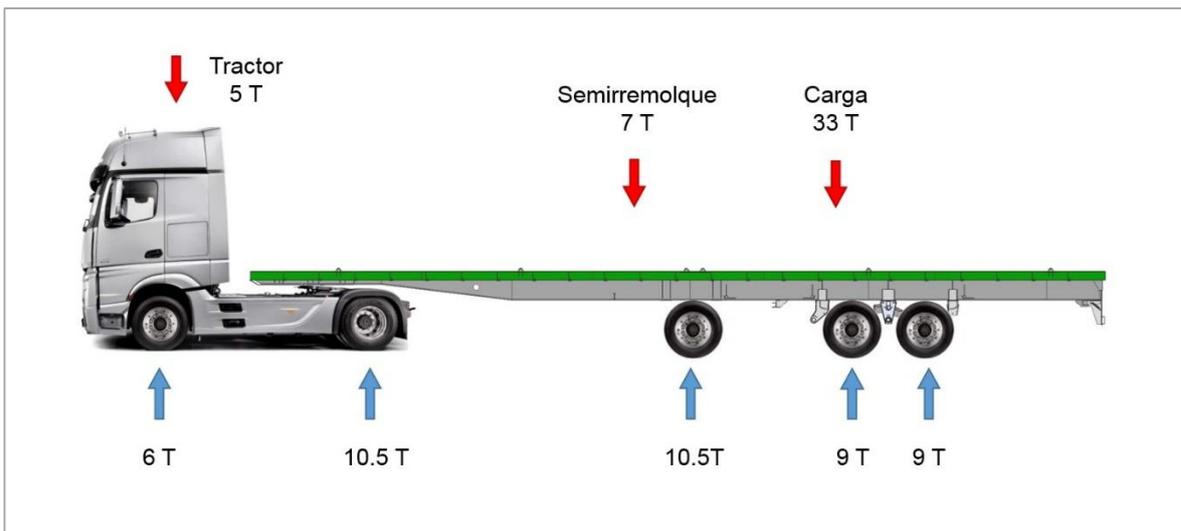


Figura 35. Distribución de cargas y reacciones (3 ejes)

Si el vehículo utiliza únicamente los dos ejes traseros, la carga útil debería disminuir a un valor de 22.5 toneladas como se observa en la **Figura 36**.

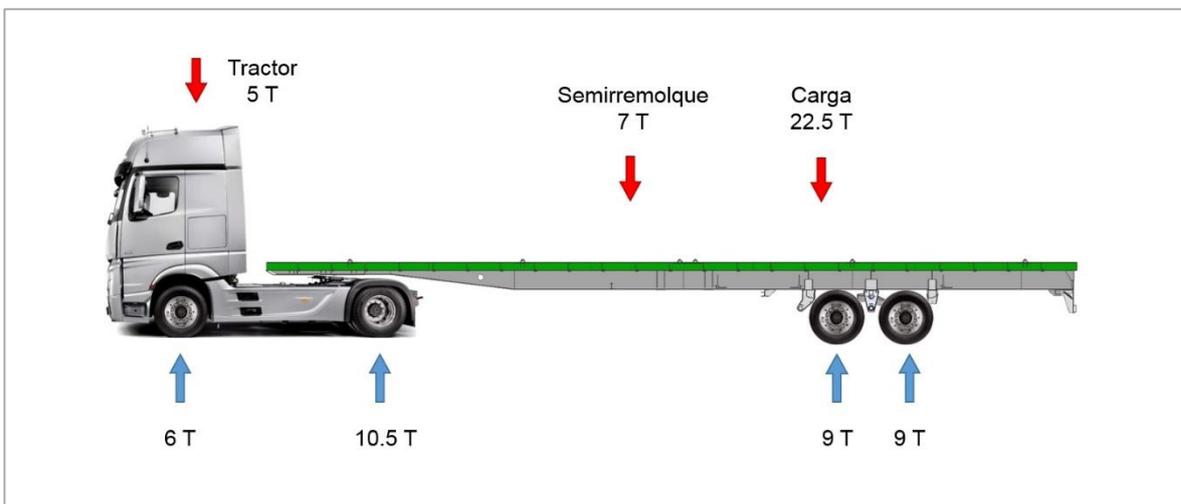


Figura 36. Distribución de cargas y reacciones (2 ejes)

Si el conjunto de la unidad tractora se resume en una sola reacción del plato (**Figura 37**) y se considera sólo el peso de la estructura del semirremolque (3,6 T) se obtiene una distribución de cargas proporcional a la norma como se muestra en la **Figura 38**.

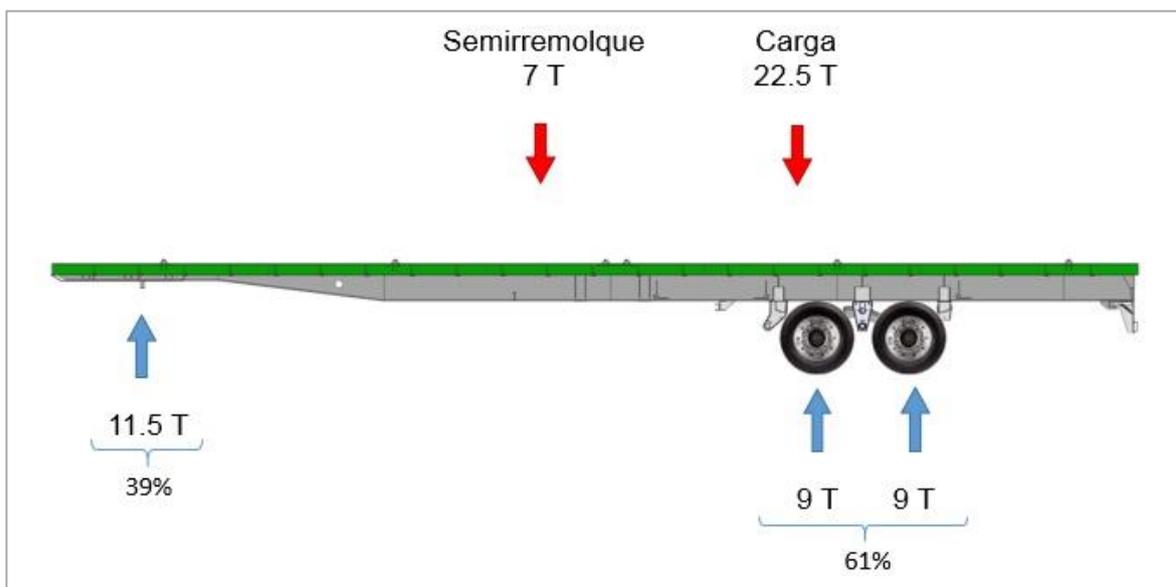


Figura 37. Distribución de cargas sin unidad tractora

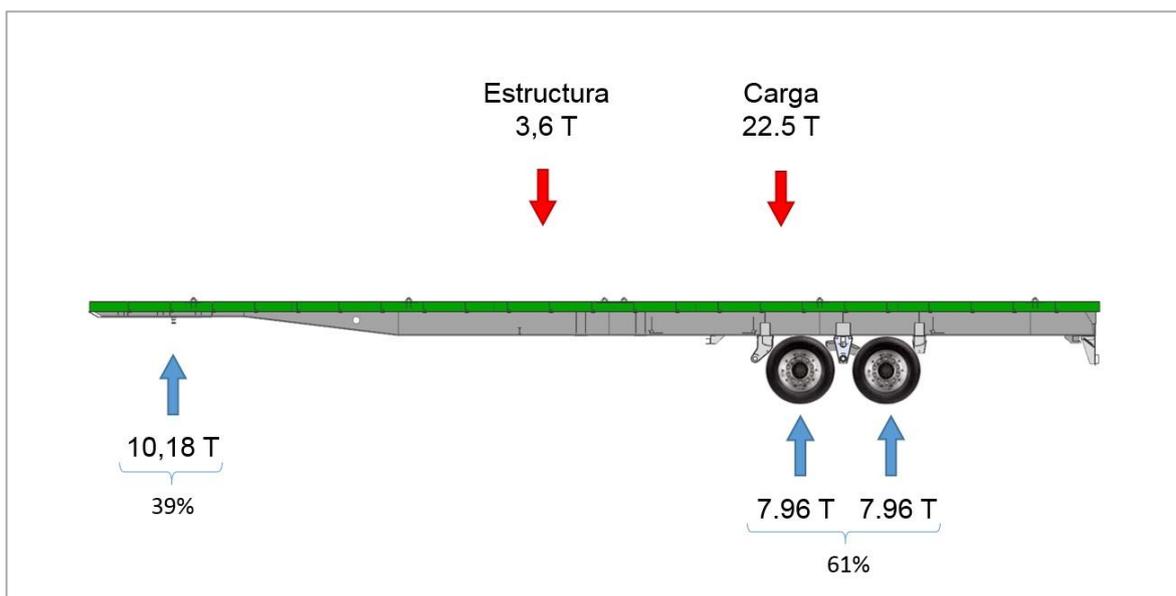


Figura 38. Distribución de cargas con peso de la estructura

Los valores de las reacciones resultantes se denominarán norma proporcional.

El mismo criterio es aplicable al caso de 3 ejes como se ilustra en la **Figura 39** y **Figura 40**.

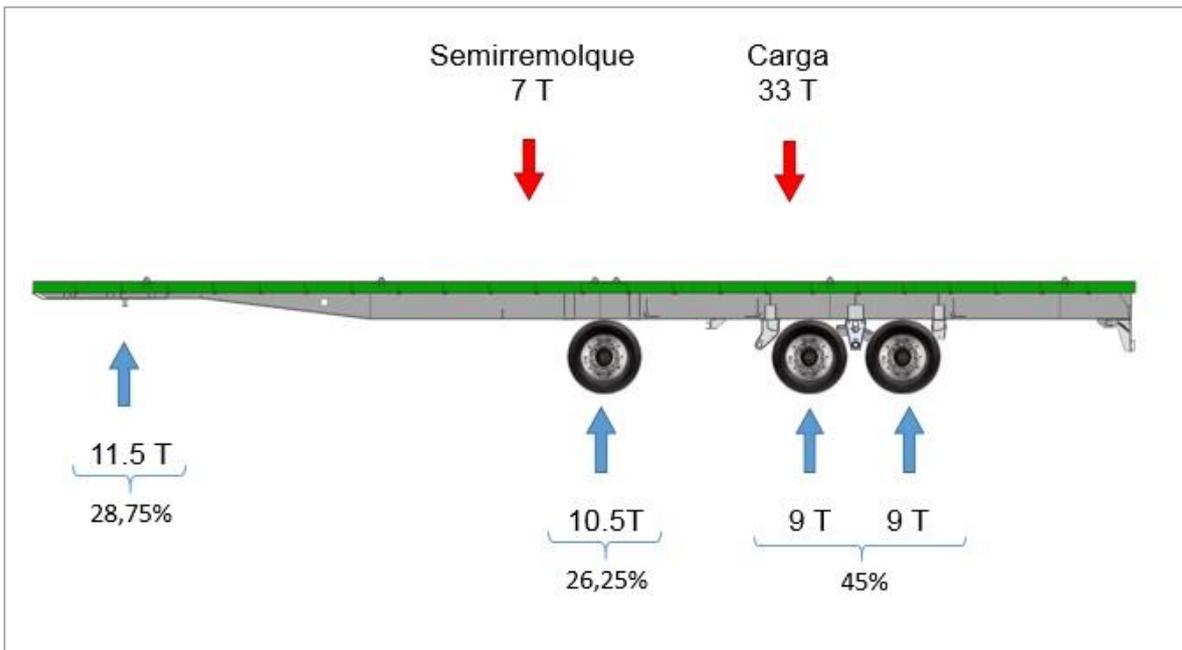


Figura 39. Distribución de cargas sin unidad tractora (3 ejes)



Figura 40. Distribución de cargas con peso de la estructura (3 ejes)

12 Anexo B: Validación del modelo

Para validar el modelo se realizaron dos ensayos sobre el semirremolque real y se compararon con los resultados simulados.

Ensayo de Distribución: Consiste en medir las reacciones del semirremolque simplemente apoyado sobre 4 anclajes. De esta manera se valida la distribución y el peso de la estructura.

Ensayo de torsión: Consiste en un ensayo de torsión alternativo. En el mismo la estructura está apoyada sobre los apoyos 2, 3 y 4 y se aplica una carga en el apoyo 1 en dirección Z. Midiendo el desplazamiento del punto de aplicación se realiza el cálculo de la rigidez torsional que se detalla más adelante.

12.1 Modelo

Para el modelado de los anclajes se utilizaron elementos rígidos entre el centro del agujero y el borde. Se aplican las condiciones de borde y/o cargas en el nodo central. El modelado de los anclajes se muestra en la **Figura 41**.

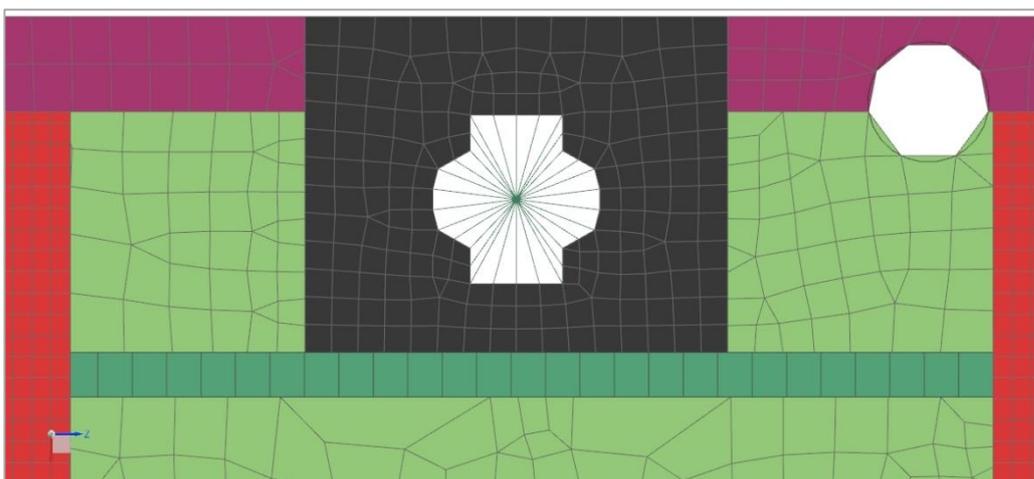


Figura 41. Modelo de los anclajes. Vista en planta.

Se aplica un análisis bajo cargas estáticas. En la **Figura 42** se muestra la condición inicial del ensayo (sin cargas y apoyado en los 4 anclajes) y la numeración de los apoyos para futuras referencias.

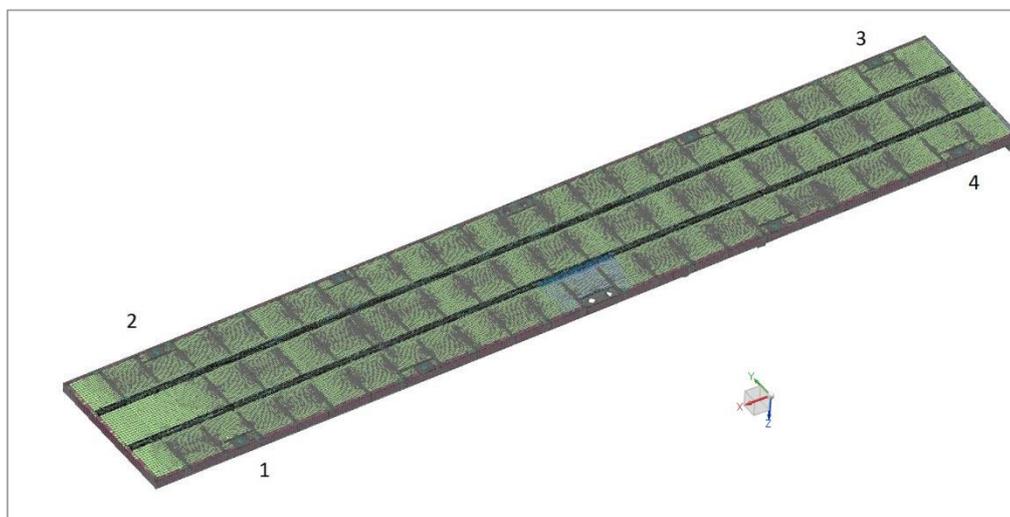


Figura 42. Condición inicial y numeración de apoyos.

Se aplican condiciones de borde isoestáticas. Los desplazamientos restringidos para cada apoyo se muestran en la **Tabla 22**. Los giros quedan liberados.

Apoyo	Direcciones restringidas
2	Z
3	X,Y,Z
4	Z, X

Tabla 22. Condiciones de borde

El estado de carga está compuesto por el peso propio de la estructura y una carga puntual en dirección -Z en el apoyo 1.

12.2 Descripción y condiciones del ensayo en planta

Se realizaron los ensayos sobre el semirremolque en la planta de BONANO. La estructura real contó con estructuras adicionales como las patas de apoyo y otros elementos que fueron incluidos como masas puntuales en el modelo. En la **Figura 43** se observan los elementos adicionales.

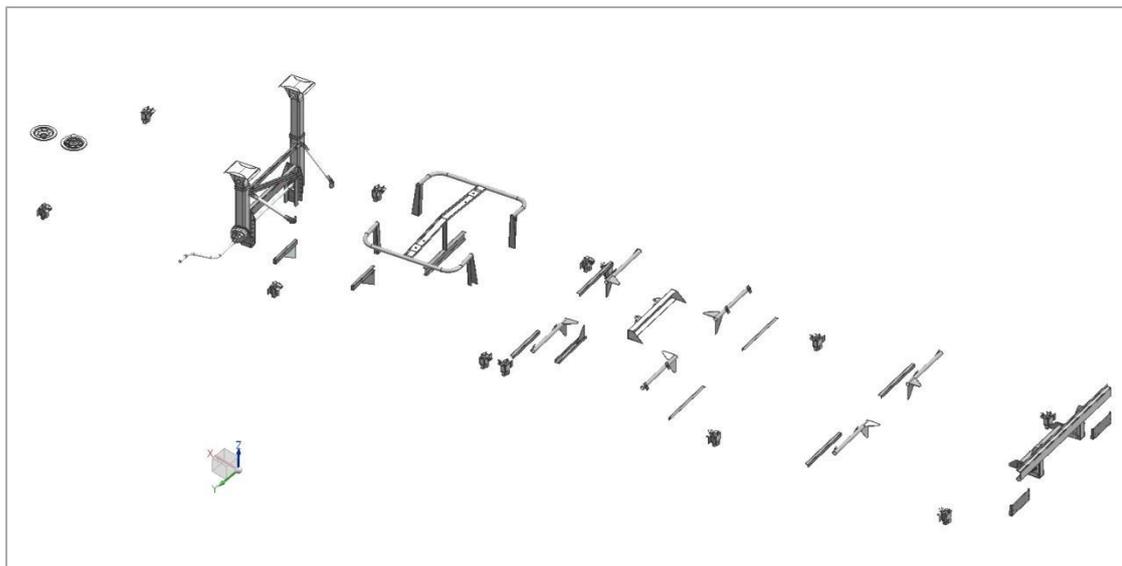


Figura 43. Elementos adicionales

Se estimó la masa de estos elementos a partir del modelo CAD y la densidad del material. Los mismos son patas de apoyo, mecanismos de anclaje, paragolpes trasero, caños y otros elementos de unión. Se resumen las masas en la **Tabla 23**.

Elemento	Masa [kg]
Patas de apoyo	146
12 mecanismos de anclaje	74
Paragolpes trasero	52
Caños y soportes	102
Elementos del plato	20
Total	394

Tabla 23. Masa de elementos adicionales.

En la **Imagen 1** se observan las condiciones generales del ensayo.



Imagen 1. Ensayo en plata de BONANO, Mar del Plata.

12.2.1 Ensayo de Distribución

El semirremolque se mantuvo simplemente apoyado sobre 2 caballetes con sus respectivos encastramientos para los apoyos, como se observa en la **Imagen 2**.



Imagen 2. Apoyo sobre caballetes.

Para aplicar la carga se utilizó el puente grúa de la planta unida a una balanza para medir la fuerza. Se taró la balanza para que no mida el mecanismo de agarre. Se observa la balanza unida al semirremolque en la **Imagen 3**. Para medir los desplazamientos se utilizó una regla.



Imagen 3. Gancho, balanza y mecanismo de agarre unidos al semirremolque

Las reacciones de la estructura simplemente apoyada se midieron con la celda de carga, en el instante de pérdida de contacto con el caballete.

12.2.2 Ensayo de torsión

Se aplicaron cargas crecientes (con una carga en el apoyo opuesto para evitar que vuelque el semirremolque) hasta una carga máxima y se midió la distancia entre la base del caballete y la línea sobre el bandón.

La ubicación del punto de aplicación de carga respecto al punto de medición (sobre el bandón) se detalla en la **Tabla 24**. Este valor fue medido en el modelo CAD.

Dirección	Distancia [mm]
Y	113

Tabla 24. Distancia X entre el punto de aplicación de carga y al punto de medición.

Como el valor buscado es la diferencia vertical entre la posición inicial y final, la distancia en Z no influye en el resultado. La diferencia en la dirección X no se tiene en cuenta en el análisis ya que su impacto en el resultado es muy bajo.

12.3 Resultados

12.3.1 Modelo de elementos finitos

12.3.1.1 Ensayo de Distribución

Se carga a la estructura solo con el peso propio. Los resultados se muestran en la **Tabla 25**.

Apoyo	Reacciones Z [N]
1	10109
2	10293
3	9392
4	9351
Total	39145

Tabla 25. Reacciones Z en apoyos para estructura simplemente apoyada.

Se observa simetría longitudinal. Las reacciones delanteras son más elevadas por mayor cercanía al centro de gravedad. La masa de la estructura es **3990 kg**.

12.3.1.2 Ensayo de Torsión

Se aplica una carga de 14 kN en el apoyo 1 y se mide el desplazamiento Z en el punto de aplicación. El resultado se muestra en la **Tabla 26** y **Figura 44**.

Apoyo	Carga [N]	Desplazamiento [mm]
1	14000	286

Tabla 26. Carga y desplazamiento (Z) en anclaje 1.

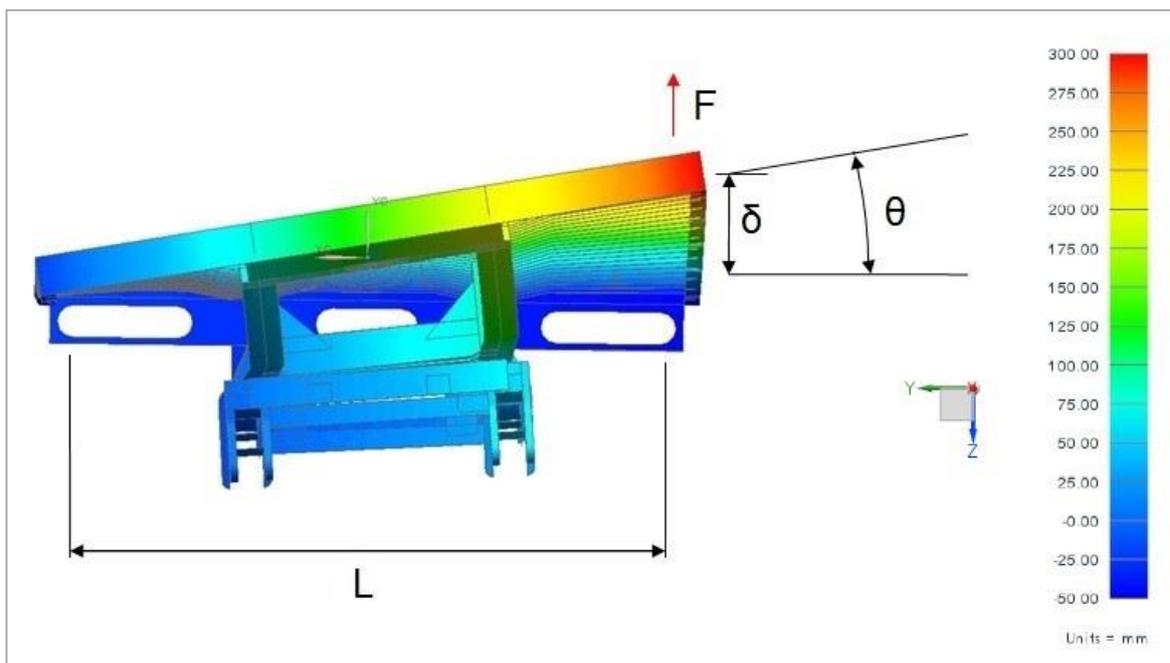


Figura 44. Estructura deformada. Vista frontal.

12.3.1.3 Cálculo de rigidez torsional

Se procede a calcular la rigidez a la torsión de la estructura [11][12].

La distancia entre anclajes L es **2253,9 mm** (Medida en el modelo CAD).

La fuerza efectiva que actúa sobre a la estructura es la fuerza aplicada menos la fuerza que compensa al peso propio (Reacción 1 de Tabla 25).

$$F = F_a - F_r = 14000 \text{ N} - 10109 \text{ N} = \mathbf{3891 \text{ N}}$$

El momento torsor aplicado es la fuerza efectiva por la longitud L.

$$M = F \times L = 3,891 \text{ kN} \times 2,2539 \text{ m} = \mathbf{8,7699 \text{ kNm}}$$

El ángulo θ resulta:

$$\theta = \arctan (\delta / L) = \mathbf{9,066^\circ}$$

La Rigidez torsional Kt se define como el momento aplicado sobre el ángulo girado:

$$K_t = M / \theta = \mathbf{1,213 \text{ kNm/}^\circ}$$

12.3.2 Ensayo en planta

12.3.2.1 Ensayo de Distribución

Las mediciones de las reacciones se muestran en la **Tabla 27**. La precisión de la balanza es de 1 kg (9,81 N).

Apoyo	Reacciones Z [kg]	Reacciones Z [N]	Modelo [N]	Diferencia
1	1090; 1100; 1086; 1114; Media: 1098	Media: 10767	10109	-6%
2	1050	10301	10293	0%
3	1020	10006	9392	-6%
4	1020	10006	9351	-7%
Total	4188	41079	39145	-5%

Tabla 27. Reacciones para estructura simplemente apoyada.

Se observa simetría en las reacciones traseras y valores mayores para reacciones delanteras como era esperado.

La suma de las reacciones da un total de 4188 ± 4 kg. La diferencia en masa media con el modelo computacional es de 198 kg.

La diferencia de distribución de pesos puede atribuirse a diferencias de espesores, ubicación de las masas y masas no consideradas en la estructura.

Cabe notar que los apoyos no son indeformables lo que contribuye a una diferencia en la distribución de cargas.

12.3.2.2 Ensayo de torsión

En la **Tabla 28** se muestran las distancias medidas para las distintas cargas. La primera medición muestra la distancia de referencia sin aplicar ninguna carga. La precisión de la regla es de 1 mm.

Medición	Distancia [mm]	Carga F [N]	Δd [mm]	ΔF [N]
1	1035	-	1	9,81
2	880	8201,16	1	9,81
3	1162	12831,48	1	9,81
4	1210	13734,00	1	9,81

Tabla 28. Carga vs. Distancia para ensayo de torsión.

En la **Figura 45** se observa la relación lineal entre la carga aplicada y el desplazamiento y en la **Imagen 4** se observa al semirremolque cargado.

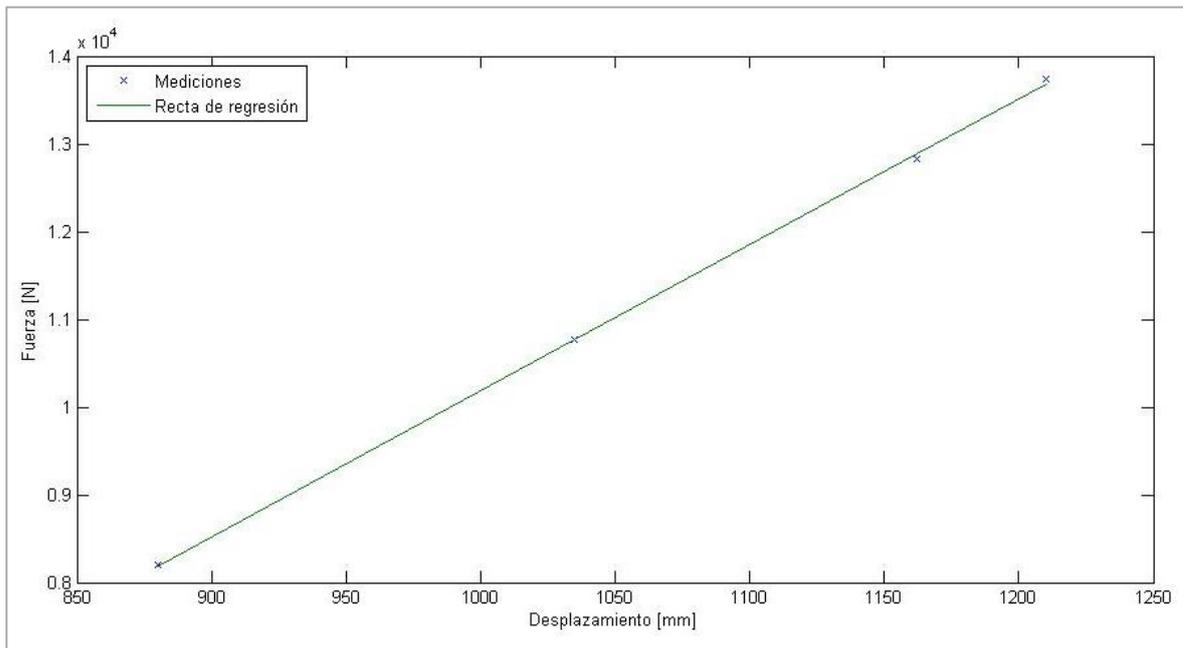


Figura 45. Carga vs. Desplazamientos



Imagen 4. Ensayo de torsión

12.3.2.3 Cálculo de Rigidez torsional

Se realizó el cálculo del momento aplicado y el ángulo girado para las 4 mediciones. Para hallar el valor de rigidez se realizó una regresión de la curva Momento-Ángulo y se calculó la pendiente, ver **Figura 46**.

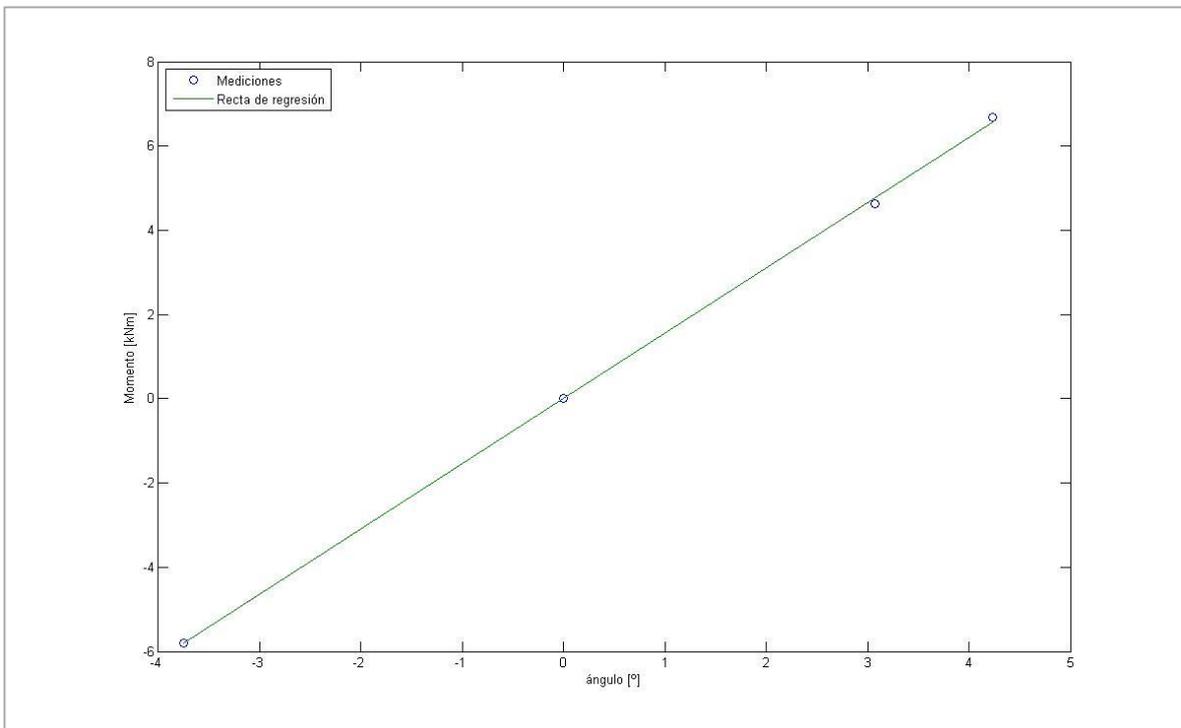


Figura 46. Momento vs. Ángulo

En la **Tabla 29** se muestra el resultado de la rigidez.

	Kt [kNm/°]	Δ Kt [kNm/°]
Ensayo	1,55	0,04
Modelo	1,21	-

Tabla 29. Comparación de rigidez torsional.

La diferencia en rigidez observada puede atribuirse en parte a las transferencias de carga por contacto que no son tenidas en cuenta en el modelo computacional.

Por otro lado la deformación de los apoyos durante el ensayo y el método de medición a través de un puente grúa con un accionamiento industrial, contribuye la incertidumbre en el ensayo.

12.4 Conclusiones de validación

- El peso del modelo computacional respecto del ensayado 4.7% inferior. El peso del modelo computacional es 39145N y el de la estructura real es 41079N.
- La rigidez torsional del modelo computacional respecto del ensayado 21.9% inferior. El valor de la rigidez torsional para el modelo computacional es 1,21 kNm/° y para la estructura real es 1,55 kNm/°.
- Se considera el modelo validado por su concordancia con los resultados experimentales.
- La diferencia está en un rango aceptable para modelos de esta escala y fabricación industrial. En el resultado de ensayo es esperable hallar un valor de rigidez más alto en la estructura real, debido a transferencias de carga por contacto que no son tenidas en cuenta en el modelo computacional.