

Universidad Nacional del Noroeste de la Provincia de Buenos Aires

Análisis y Verificación del chasis de una Tolva Autodescargable de 30 Toneladas

Práctica Profesional Supervisada

Ingeniería Mecánica

Hipólito Cardinalli

De Grande S.A., Armstrong; Santa Fe

Tutor Docente: Emiliano Belloumini

Tutor de Empresa: Federico De Grande

Fecha de Presentación: Abril 2025

ÍNDICE

0	<i>Índice</i>	2
1	<i>Introducción</i>	3
2	<i>Objetivos</i>	4
2.1	Objetivo General.....	4
2.2	Objetivos Específicos	4
3	<i>Plan de Trabajo y Carga Horaria</i>	5
4	<i>Desarrollo de la PPS Realizada</i>	8
4.1	Estudio en dos dimensiones:	14
4.2	Estudio en tres dimensiones:.....	23
5	<i>Propuestas de Mejora</i>	31
6	<i>Conclusión</i>	35
7	<i>Bibliografía</i>	36
8	<i>Anexos</i>	37
9	<i>Agradecimientos</i>	38

1

INTRODUCCIÓN

En el marco de la formación en Ingeniería Mecánica, la Práctica Profesional Supervisada (PPS) representa una instancia clave para la aplicación de los conocimientos adquiridos en un entorno laboral real. En este caso, la práctica se llevó a cabo en la empresa De Grande S.A., ubicada en la localidad de Armstrong, provincia de Santa Fe, una firma especializada en el desarrollo y fabricación de implementos agrícolas.

De Grande S.A. es una empresa familiar fundada en 1987, dedicada a la producción de maquinaria agrícola de alta calidad. Cuenta con una infraestructura de más de 10.000 m² cubiertos dentro de un predio de 6 hectáreas. Su especialización abarca el diseño y fabricación de cabezales maiceros, tolvas autodescargables y cabezales girasoleros, consolidándose como una de las compañías líderes del mercado argentino. Gracias a la incorporación constante de tecnología en su planta industrial y la alta calidad de sus productos, la empresa ha construido una red de más de 75 concesionarios en todo el país.

Durante la Práctica Profesional Supervisada, se desarrollaron una serie de actividades orientadas a fortalecer los conocimientos en diseño, análisis estructural y toma de decisiones técnicas. La principal tarea consistió en la verificación del chasis de una tolva autodescargable de 30 toneladas, abordando su evaluación a través de un análisis estático en dos dimensiones y la realización posterior de una serie de simulaciones computacionales para estudiar su resistencia y el comportamiento estructural.

Finalmente, se llevará a cabo un análisis integral de los resultados obtenidos, proponiendo mejoras estructurales que optimicen el producto sin afectar la eficiencia del proceso productivo. Este trabajo permitirá consolidar la experiencia en ingeniería aplicada y contribuir al desarrollo de soluciones técnicas en el ámbito de la maquinaria agrícola.

2

OBJETIVOS

2.1

OBJETIVO GENERAL

El objetivo general es evaluar la integridad estructural del chasis de una tolva autodescargable de 30000kg destinada al transporte de granos mediante la aplicación de distintas herramientas que ofrece la Ingeniería Mecánica. El propósito fundamental es obtener un diagnóstico detallado de los esfuerzos y deformaciones a los que se somete la unidad, con el fin de garantizar el cumplimiento de los estándares de seguridad y calidad exigidos por la industria.

2.2

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Los objetivos específicos son los objetivos cuya finalidad es lograr el objetivo general del proyecto y son los que se especifican a continuación:

- Aplicar conocimientos de estática para ubicar el eje trasero y hacer una primera verificación de la estructura.
- Aplicar el Método de Elementos Finitos para realizar un análisis detallado de los esfuerzos y deformaciones en la estructura.
- Identificar y analizar áreas críticas susceptibles a fallos o deformaciones significativas en servicio.
- Contrastar los resultados obtenidos con propiedades de los materiales o deformaciones permisibles.
- Proponer recomendaciones de diseño y/o modificaciones estructurales, en caso de ser necesario, para mejorar la integridad y seguridad de la unidad.

La consecución exitosa de estos objetivos específicos permitirá alcanzar el objetivo general, brindando una evaluación completa y fundamentada de la integridad estructural de la tolva.

3

PLAN DE TRABAJO Y CARGA HORARIA

En esta sección se detallará el plan de trabajo seguido durante el desarrollo de la Práctica Profesional Supervisada y la elaboración del presente informe.

El período de realización de la práctica profesional supervisada abarcó desde el 5 de febrero del presente año hasta el cumplimiento de las horas requeridas por este período evaluativo. El horario laboral en la fábrica fue el siguiente:

- De Lunes a Jueves: 06:30hs a 15:30hs.
- Viernes: 06:30hs a 14:30hs.

Establecida la carga horaria y el plazo de trabajo, procederemos a describir el plan de trabajo llevado a cabo para la acreditación de la PPS, con las tareas realizadas y una breve descripción de las mismas.

Dado el esquema horario presentado, el plan de trabajo se estructurará en cinco semanas consecutivas como se muestra a continuación.

CRONOGRAMA DE TAREAS						
Diagrama de Gantt de la distribución en el tiempo de las actividades a realizar en la PPS y entrevistas con el/la Tutor/a Docente para informar el grado de avance del Plan de Trabajo						
N°	ACTIVIDADES	TIEMPO DE DURACIÓN				
		SEMANAS				
		1	2	3	4	5
1	Asignacion de tarea					
2	Diseño					
3	Calculo					
4	Predimensionamiento					
5	Verificacion y FEM (Finite Element Method)					
6	Propuestas de mejora					
7	Consultas con TUTORES					
8	Elavoración de Informe					

TABLA 1: DIAGRAMA DE GANTT CON ACTIVIDADES

A continuación se describen las tareas principales:

1. Asignación de la Tarea: como parte del equipo de Oficina Técnica, durante mi primera semana de trabajo fui asignado a una tarea clave dentro de mi Práctica Profesional Supervisada (PPS). Esta tarea consistió en la verificación estructural del chasis de un nuevo producto, una tolva autodescargable con capacidad de 30 toneladas. El objetivo principal es garantizar la resistencia y estabilidad del diseño, asegurando su viabilidad desde el punto de vista técnico y productivo.
2. Diseño: para iniciar con los cálculos estructurales, se procedió al diseño preliminar de la nueva caja de carga. En esta etapa, se llevó a cabo un análisis de la sección con el fin de definir las dimensiones del conjunto terminado, garantizando que cumpla con los requerimientos de capacidad.
3. Cálculo: esta fue una de las etapas más críticas del proyecto, ya que influye directamente en la estabilidad y el comportamiento dinámico de la tolva. Para ello, se realizaron cálculos basados en los principios de estabilidad, buscando una distribución óptima de pesos que permita un desempeño seguro y eficiente en condiciones de trabajo.
4. Predimensionamiento: en esta fase, se realizó un cálculo preliminar de la sección estructural necesaria para soportar las cargas a las que estará sometido el chasis durante su operación. Se establecieron los parámetros básicos para garantizar su resistencia sin sobredimensionar la estructura.
5. Verificación y Análisis por Elementos Finitos: esta etapa se desarrolló en conjunto con la anterior. Una vez obtenido los esfuerzos se buscó la zona más solicitada y cálculo la tensión equivalente.
Además, se realizó una simulación por elementos finitos utilizando el software SolidWorks, lo que permitió verificar el comportamiento del chasis ante esfuerzos y cargas reales. No solo se evaluaron las tensiones generadas, sino también las deformaciones, asegurando que estas se mantengan dentro de los límites admisibles.
6. Propuestas de Mejora: con todos los resultados obtenidos en las etapas anteriores, se avanzó en la optimización del diseño del chasis. En esta fase, se consideraron posibles propuestas de mejora para mejorar la resistencia estructural sin afectar la funcionalidad del producto.

7. Consulta con Tutores: (tanto de empresa, como tutor docente) más que una etapa específica, este proceso representó un constante intercambio de ideas con mis tutores y el equipo técnico. Las consultas y revisiones fueron fundamentales para ajustar detalles, validar conceptos y mejorar la propuesta final, garantizando que el diseño cumpla con los exigentes estándares del mercado.
8. Elaboración del Informe Final y Presentación: como etapa final del proyecto, se procedió a la redacción del informe técnico detallando cada uno de los análisis y conclusiones obtenidas. Además, se preparó una presentación en PowerPoint que acompañará la exposición del trabajo.

4

DESARROLLO DE LA PPS REALIZADA

Las tolvas autodescargables que acompañan a las cosechadoras no poseen muchos años en el mercado. Nacieron allá por los años 90, en forma muy incipiente y fueron reemplazando a los acoplados tolvas tradicionales con descarga por gravedad, y utilizados actualmente para recargar sembradoras con semillas y fertilizantes. Las tolvas autodescargables no solo cumplen la función de mejorar la prestación de extraer con agilidad el grano del campo sino que facilitan la carga de camiones con el peso justo debido a que están equipadas con balanzas electrónicas y también aportan beneficios productivos de siembra directa, al reemplazar neumáticos de alta presión de inflado por neumáticos de tres veces menos presión sobre el suelo, reduciendo la compactación. Existen muchas opciones en el mercado argentino, siendo un mercado creciente en ventas. El productor y/o contratista debe elegir el modelo que más se adapte a sus exigencias y todos los modelos presentan ventajas y desventajas de acuerdo al uso específico.

La justificación para el inicio de este desarrollo surge de las tendencias del mercado, donde la cosecha moderna exige el uso de equipos de mayor capacidad, acompañado por un constante crecimiento en la producción de granos. Este incremento en la demanda ha impulsado el desarrollo de maquinaria agrícola cada vez más eficiente y sofisticada, con el objetivo de optimizar la producción, reduciendo tiempos y costos sin comprometer la calidad.

En este contexto, la irrupción de las tolvas autodescargables de más de 24 toneladas se ha consolidado como una tendencia que llegó para quedarse, tanto en el mercado local como en el internacional.

Las tolvas autodescargables de nueva generación incorporan innovaciones que buscan agilizar la velocidad de descarga, minimizar la compactación del suelo mediante rodados de alta flotación y, sobre todo, incrementar la capacidad de transporte, permitiendo abastecer un camión completo en una sola operación.

En esta Práctica Profesional Supervisada (PPS), se desarrollará parte de una tolva autodescargable de 30000 kg (30Tn).

El acoplado contará con dos ejes y cuatro ruedas, incorporará un sistema de dirección con plato giratorio a bolitas y avantrén basculante, lo que permitirá que los neumáticos se apoyen sobre el suelo de manera proporcional, reduciendo la presión específica.

El producto terminado contará con un sinfín horizontal de 360mm para transportar el cereal hacia la parte frontal del acoplado, donde será elevado mediante un tubo de diámetro interior 500mm con un sinfín de 480mm. El acoplado deberá ser arrastrado por un tractor con una potencia mínima de 150 HP.

El objetivo de este trabajo es verificar el chasis de un nuevo producto de la empresa De Grande S.A.: una tolva autodescargable también llamada monotolva con una capacidad de 30000kg. Para su desarrollo, se tomó como base un modelo de 24000kg, con el propósito bien marcado de estandarizar procesos y piezas.

Para comenzar con el cálculo, se determinó el área de la sección del producto actual con el fin de establecer cuánto se debe alargar el larguero principal del chasis, cuyo largo original es de 5590mm.

Utilizando SolidWorks, se realizó una intersección de un plano perpendicular al larguero de la tolva con la caja de carga para obtener su sección y, a partir de ella, despejar el largo requerido.

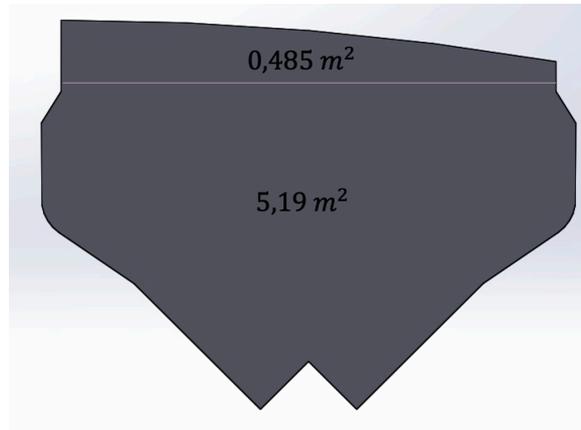


FIGURA 1: SECCIÓN DE LA TOLVA

A partir de este análisis, se obtuvieron las siguientes secciones:

$$\text{Sección total} = \text{area de carga} + \text{copete}$$

$$\text{Sección total} = 5,19 \text{ m}^2 + 0,485 \text{ m}^2$$

Dado que se desea determinar el volumen requerido, se tomará una densidad aparente de 800 kg/m^3 para el cálculo, garantizando así un sobredimensionamiento de la caja de carga adecuado para cultivos de mayor densidad.

$$\text{Capacidad de carga} / \text{Densidad aparente} = \text{Volumen requerido}$$

$$\frac{30000 \text{ kg}}{800 \text{ kg/m}^3} = 37,5 \text{ m}^3 = 37500 \text{ l}$$

Si consideramos solo el área de la sección de carga, dado que la función del "copete" no es aumentar la capacidad de carga, sino evitar la caída del cereal, procederemos a calcular la longitud de los largueros principales del chasis.

$$\text{Volumen} = A * l$$

$$l = \frac{37,5 \text{ m}^3}{5,19 \text{ m}^2} \approx 7 \text{ m}$$

Por lo tanto, concluimos que el chasis, considerando únicamente la zona de carga tendrá una longitud de 7000 mm , en contraste con los 5590 mm del modelo base.

Siguiendo el diseño de la tolva de 24 toneladas, el chasis inicialmente estará conformado por dos largueros de 235mmX120mm y $\frac{1}{4}$ " de espesor de la longitud calculada anteriormente, unidos entre sí por 5 cruceros de 120mmX100mm y $\frac{1}{4}$ " de espesor. A estos largueros principales se les soldarán siete plegados "C" en forma vertical de $\frac{1}{4}$ " de espesor, los cuales transmitirán la carga de la caja de carga al chasis. Sobre estos plegados se soldará un perfil plegado de igual espesor en "L", que permitirá definir el ángulo de caída de la sección de carga.

La disposición mencionada con las sujeciones para tanto el eje trasero como el delantero se presentan en la imagen a continuación .

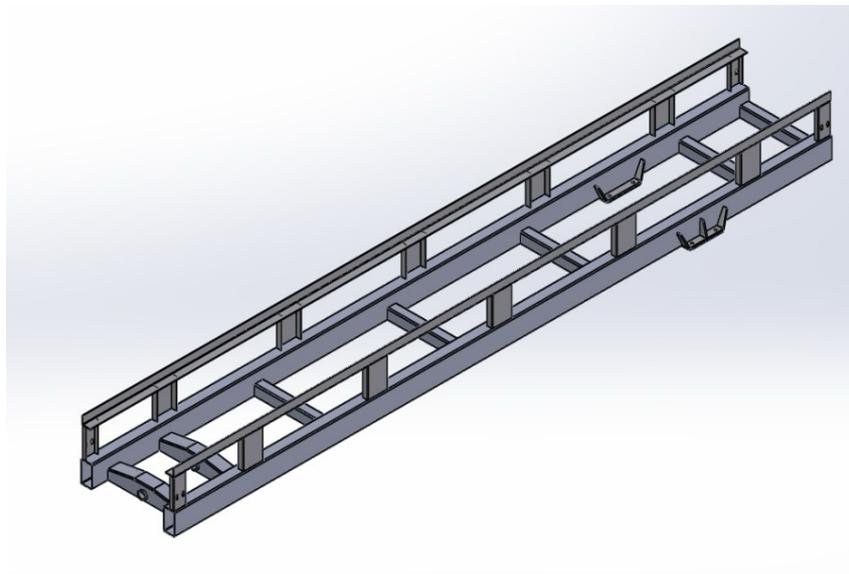


FIGURA 2: CHASIS COMPLETO

A lo largo de este trabajo, se verificará la estructura descrita anteriormente. Tanto la chapa plegada como los largueros conformados estarán fabricados en acero SAE 1010 L.C.. En la tabla que se muestra a continuación se listan las propiedades según la normativa SAE J1397 y son las que usaremos para el cálculo a lo largo del informe.

SAE and/or AISI No.	Type of Processing	Tensile Strength MPa	Tensile Strength psi	Estimated Minimum Values Yield Strength MPa	Estimated Minimum Values Yield Strength psi	Estimated Minimum Values Elongation in 2 in, %	Reduction in Area %	Brinell Hardness
1010	Hot Rolled	320	47 000	180	26 000	28	50	95

TABLA 2: FRAGMENTO DE NORMATIVA J1397

A su vez, estos valores se asemejan a los que están cargados en la memoria del programa SolidWorks para el AISI 1010 barra de acero laminada en caliente (ANEXO 8.1) que pose límite de tracción en 325 MPa y limite elástico en 180 Mpa.

Si lo pasamos al sistema técnico:

$$325 \text{ MPa} \rightarrow 3315 \text{ kg/cm}^2$$

$$180 \text{ MPa} \rightarrow 1840 \text{ kg/cm}^2$$

Para los cálculos tomaremos como referencia la siguiente tensión:

$$\sigma_{admissible} = 1450 \text{ kg/cm}^2$$

$$FDS_f = \frac{1840 \text{ kg/cm}^2}{1450 \text{ kg/cm}^2} = 1,27$$

Dado que se parte de un modelo preexistente con gran aceptación en el mercado y que el tren rodante está sobredimensionado, se considera al conjunto chasis como la única estructura crítica, por lo que se procederá a su verificación a continuación.

Para realizar la verificación, se consideraron posibles distribuciones de carga con el objetivo de simplificar el análisis:

- Carga uniformemente distribuida sobre los largueros.
- Cargas puntuales sobre los largueros.
- Cargas distribuidas sobre el perfil de los plegados "C".
- Carga uniformemente distribuida sobre los plegados "L".

Dado el volumen calculado, sabemos que la carga será de 30000 *kg*. Para la verificación, es necesario sumar el peso de la tara, que según los datos del producto actual será de 5000 *kg*. Este cálculo se hizo en base a una adición del 25% al valor de la tara del equipo de 24tn. Este 25% va de la mano con el alargamiento del chasis en esa magnitud.

Es importante aclarar que la tara no se aplicaría en su totalidad, ya que solo debería considerarse el peso suspendido descartando todo el tren rodante. Sin embargo, para este cálculo, mantendremos dicho valor.

$$\text{Peso Total} = \text{Carga} + \text{Tara} = 30000\text{kg} + 5000\text{kg} = 35000\text{kg}$$

El objetivo principal de esta verificación es mantener el mismo perfil conformado utilizado en el producto actual, así como el usado en una nueva tolva de 18 toneladas que está próxima a salir al mercado. Para ello, realizaremos los siguientes cálculos:

- Cálculo en 2D.
- Simulación en 3D con SolidWorks Simulation.

4.1

ESTUDIO EN DOS DIMENSIONES:

Para el análisis bidimensional, combinaremos el uso del programa Ftool junto con conocimientos adquiridos de Estabilidad. Esto nos permitirá evaluar la posición óptima del eje trasero. En cuanto al eje delantero, su ubicación es una condición inicial del producto, ya que, al contar con un avantrén, la distancia desde el inicio del larguero está fija y no es parte de la discusión porque no es modificable. Además de esta etapa del cálculo obtendremos una primera verificación de la sección adoptada.

En Ftool, realizaremos una simplificación de la distribución de carga, suponiendo simetría en la carga aplicada sobre cada larguero. Con esta premisa, procederemos con el cálculo estructural correspondiente.

No nos olvidemos de mencionar, a modo de consideraciones adicionales, un factor relevante que influirá en nuestro análisis que es el peso del conjunto denominado "Tubo de descarga", el cual está anclado a la cara frontal de la tolva. Según datos previos sabemos que dicho tubo tiene un peso de 688 kg. Para simplificar el cálculo, este peso será descontado de la tara y considerado como una carga puntual aplicada en su punto de anclaje ($x = 0$).

Este enfoque nos permitirá evaluar la estructura de manera más precisa, asegurando que el diseño propuesto cumpla con los requerimientos de resistencia y estabilidad.

$$Tara = Tara\ Total - Tubo\ de\ descarga = 5000kg - 688kg = 4312kg$$

De las distribuciones de carga presentadas anteriormente, se utilizarán dos enfoques según la etapa del cálculo. Para realizar una verificación rápida y evaluar la carga en el eje trasero, que representa una situación crítica en la elección de los neumáticos, se utilizará una distribución puntual de la carga sobre los largueros. En este caso, se considerarán seis cargas iguales y una adicional de mayor magnitud, que incluirá el peso del tubo de descarga.

En la segunda etapa del cálculo, la carga se aplicará directamente sobre los plegados horizontales. En esta fase, se analizará la deformación del conjunto,

y la incorporación de estas piezas permitirá representar de manera más precisa el comportamiento del producto final, logrando así un resultado más cercano a la realidad.

Si bien la inclusión de más elementos del ensamblaje ayudaría a mejorar la precisión del análisis al restringir aún más las deformaciones, estos componentes fueron omitidos para optimizar el uso de recursos informáticos y agilizar la obtención de resultados.

Para comenzar esta parte haremos una descripción del proceso de simplificación adoptado con una breve justificación de cada decisión. Este estudio que por momentos podrá parecer simple será crucial en la próxima etapa del cálculo, ya que de esta etapa obtendremos la posición del eje trasero y una primera conclusión acerca de las tensiones del chasis.

Sabemos que la carga en la estructura real descansa sobre los plegados en "L", pero se transmite a los largueros del chasis a través de siete plegados verticales. Por esta razón, en este estudio se optó por puntualizar la carga aplicada sobre los largueros.

De estos 7 elementos, tomaremos 6 de igual carga y uno distinto producto de la adición del peso del tubo de descarga. Por experiencia y por diseños de otros productos similares, se harán cálculos para la posición del eje empezando desde una distancia de 1000mm medidos de ($x = 7000$) y aumentando la separación de a 200mm para buscar la configuración más apropiada.

Otra simplificación que se tendrá en cuenta es en la sujeción del avantrén al chasis. En la realidad tiene dos puntos de anclaje, pero para no generar una hiperestaticidad, se simplificará el cálculo considerando un solo apoyo en el plano medio entre los dos anclajes.

Previo a mostrar un resultado de la simplificación dejaremos establecidos los valores de las cargas mencionadas.

$$Carga + Tara = 34312 \text{ kg}$$

Por simetría transversal y como se considera a la carga como uniformemente repartida entre las dos vigas, para este cálculo, nos quedaremos con la mitad de la carga, que será soportado individualmente por cada larguero.

$$\frac{34312}{2} \text{ kg} = 17156 \text{ kg}$$

Este valor lo dividiremos entre 7 cargas puntuales de las cuales, a la ubicada en $x = 0$, se le adicionará el peso de la mitad del tubo de descarga.

$$\frac{17156}{7} \text{ kg} = 2450 \text{ kg} \rightarrow \text{valor de 6 cargas puntuales}$$

$$2450 \text{ kg} + \frac{688}{2} \text{ kg} = 2794 \text{ kg} \rightarrow \text{valor de 1 carga puntual}$$

Nota: considerar que cargas en Ftool están expresadas en tnf.

$$1000 \text{ kg} \rightarrow 1 \text{ tnf}$$

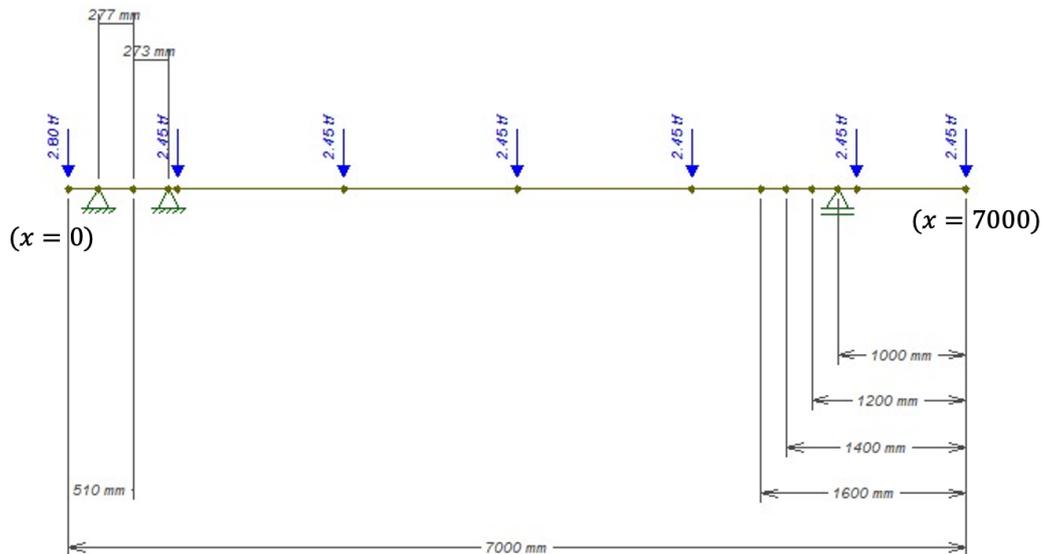


FIGURA 3: PRIMERA SIMPLIFICACIÓN

Como se muestra en la imagen anterior, se observan los dos anclajes del avantrén y la primera posición utilizada para calcular las cargas en el eje trasero, considerando este último como un vínculo de rodillo deslizante.

A continuación, se presenta la simplificación final para el estudio en dos dimensiones, a partir de la cual se analizarán las distintas cargas en el anclaje de la suspensión trasera.

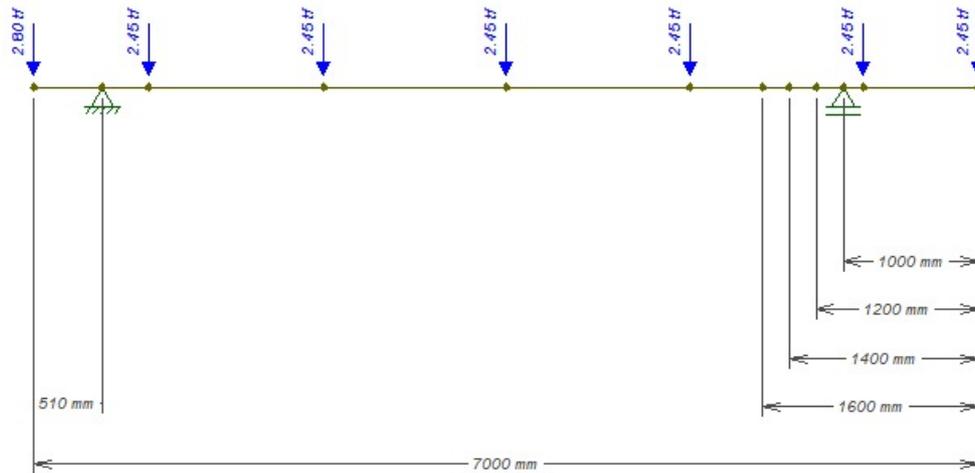


FIGURA 4: SIMPLIFICACIÓN FINAL

Posición (mm)	Carga Máxima en Eje
1000	9300 kg
1200	9650 kg
1400	10030 kg
1600	10440 kg

TABLA 3: CARGAS AL EJE Y MOMENTOS MÁXIMOS

Con estos datos obtenidos y por la limitante de los neumáticos presentes en el mercado nos quedaremos con la posición de 1200mm medidos desde el $x = 7000$, que corresponde a 5800mm medidos desde la parte más cercana al tubo de descarga de la tolva. A continuación, en la siguiente figura se muestra al diagrama de cuerpo libre de la estructura completa considerando la totalidad de las cargas aplicadas en un plano.

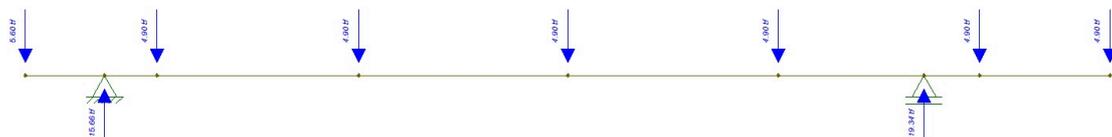


FIGURA 5: DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE

Con este cálculo obtenido podemos observar que el tren trasero será responsable de soportar el 55% de la carga total. Aprovechando las

herramientas que nos brinda el SolidWorks, cargando al chasis de la misma manera podemos obtener resultados muy similares en las reacciones (FY) en el eje trasero como se muestra a continuación. Las reacciones en las otras direcciones son producto de un estudio tridimensional que no es parte de nuestra comparación.

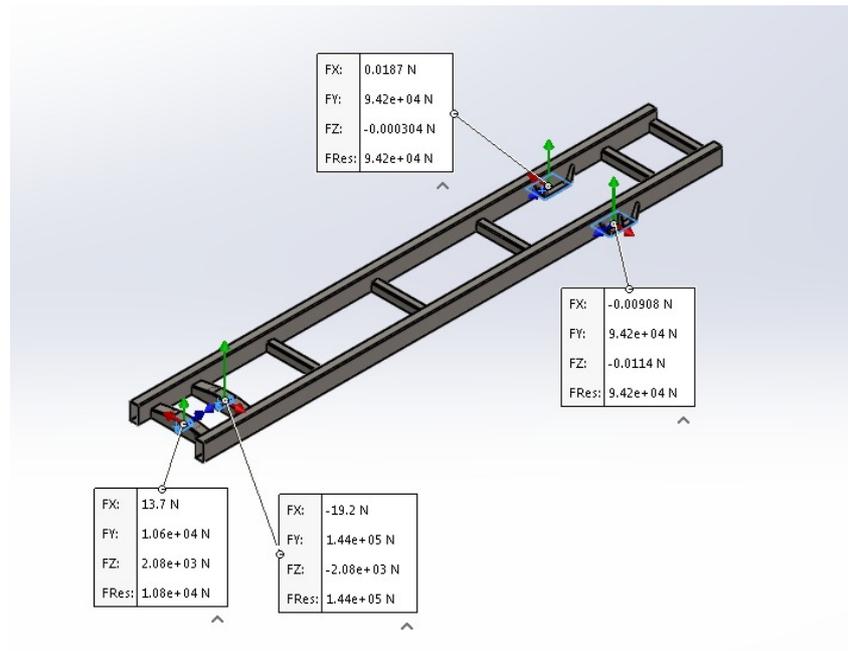


FIGURA 6: CALCULO DE REACCIONES EN SOLIDWORKS

Con esa ubicación ya definida y con el valor de los esfuerzos extraídos de Ftool haremos una primera verificación considerando todos los apoyos y tomando la mitad de la carga aplicada a uno de los dos largueros.

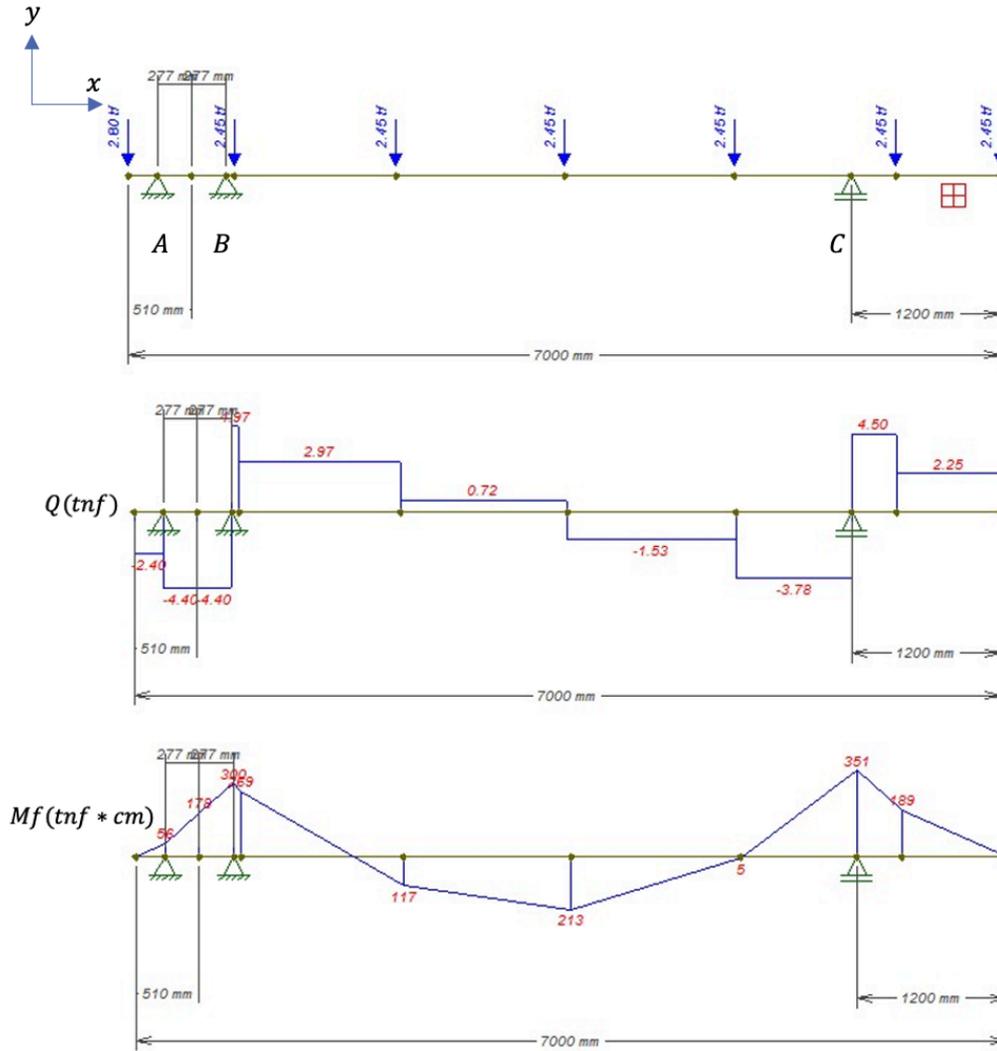


GRAFICO 1: DISTRIBUCION DE CARGAS, CORTE Y MOMENTOS EN LA SECCIÓN

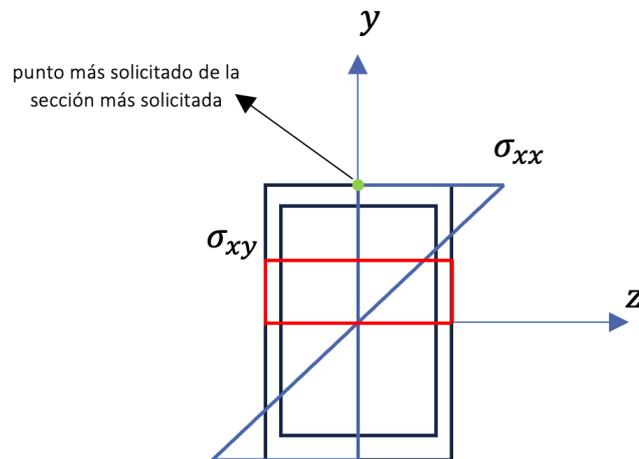


FIGURA 7: SECCION MAS SOLICITADA

A partir de los gráficos presentados anteriormente consideraremos a la sección más solicitada el vínculo correspondiente al eje trasero (C). En ese punto tenemos lo siguiente:

$$M_f = 351 \text{ tnf} * \text{cm} = 351000 \text{ kg} * \text{cm}$$

$$Q = 8.28 \text{ tnf} = 8280 \text{ kg}$$

Con la ayuda del software de diseño SolidWorks se calcula el momento de inercia de la sección de la viga respecto a los ejes principales y el área de la misma:

$$I_{xx} = 3155 \text{ cm}^4$$

$$A = 44,4 \text{ cm}^2$$

El módulo resistente de la sección es:

$$W_{xx} = \frac{I_{xx}}{Y_{max}}$$

En donde:

I_{xx} : es momento de inercia del perfil del eje respecto al eje x-x neutro de la sección.

Y_{max} : es la distancia del eje neutro de la sección a la fibra más alejada de la misma.

$$Y_{max} = 11.75 \text{ cm}$$

$$W_{xx} = \frac{3155 \text{ cm}^4}{11.75 \text{ cm}} = 270 \text{ cm}^3$$

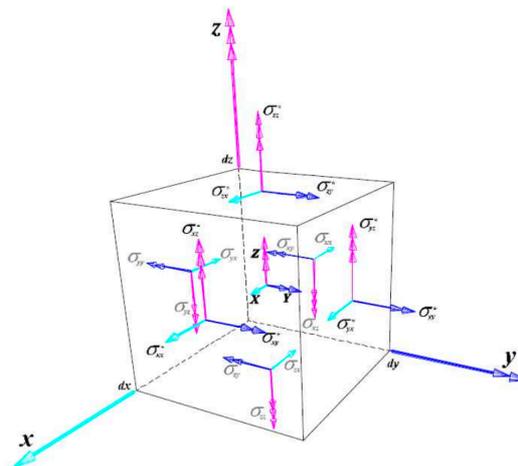


FIGURA 8: CUBO DIFERENCIAL

Procedemos a calcular las tensiones principales a continuación, las que no se mencionan y no se calculan son igual a cero.

$$\sigma_{xx} = \frac{Mf}{W_{xx}} = \frac{351000 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{270 \text{ cm}^3} = 1300 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{xy} = \sigma_{yx} = \frac{Q}{A} = \frac{8280 \text{ kg}}{44,4 \text{ cm}^2} = 186,4 \text{ kg/cm}^2$$

Para poder escribir el polinomio característico y así obtener las tensiones principales primero debemos calcular los invariantes de tensión con las siguientes formula:

$$I_1 = \sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz}$$

$$I_2 = \begin{vmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{yx} \\ \sigma_{xy} & \sigma_{yy} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{zx} \\ \sigma_{xz} & \sigma_{zz} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \sigma_{yy} & \sigma_{zy} \\ \sigma_{yz} & \sigma_{zz} \end{vmatrix}$$

$$I_3 = \begin{vmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{yx} & \sigma_{zx} \\ \sigma_{xy} & \sigma_{yy} & \sigma_{zy} \\ \sigma_{xz} & \sigma_{yz} & \sigma_{zz} \end{vmatrix}$$

$$I_1 = 1300 \text{ kg/cm}^2$$

$$I_2 = -34745 \text{ kg/cm}^2$$

$$I_3 = 0$$

$$\lambda^3 - \lambda^2 \cdot I_1 + \lambda \cdot I_2 - I_3 = 0$$

Si resolvemos el polinomio característico obtenemos los siguientes valores para lambda:

$$\lambda_1 = 0$$

$$\lambda_2 = 1326,19$$

$$\lambda_3 = -26,19$$

Los valores de las tensiones principales se obtienen ordenando de mayor a menor los valores de lambda obtenidos del polinomio característico.

$$\sigma_1 = 1326.19 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_2 = 0$$

$$\sigma_3 = -26.19 \text{ kg/cm}^2$$

Obtenidas las tensiones principales procedemos a calcular la tensión equivalente de Von Mises con la siguiente formula:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2}(1326.19 - 0)^2 + (0 + 26.19)^2 + (-26.19 - 1326.19)^2}$$

$$\sigma_{eq} = 1339.38 \text{ kg/cm}^2$$

Este valor que compararemos con lo que obtendremos en la siguiente etapa de cálculo es menor a la tensión admisible por lo que verifica.

$$\sigma_{adm} > \sigma_{eq}$$

En toda la longitud de la estructura se obtienen Factores de Seguridad (FDS) a fluencia mayores a uno, lo que confirma la viabilidad del diseño. Cabe aclarar que, si se considera la estructura con los plegados superiores, el módulo resistente así como la sección efectiva aumentarían dándonos incluso un valor de tensiones equivalentes menor.

4.2

ESTUDIO EN TRES DIMENSIONES:

En esta sección del informe se analizará el comportamiento estructural mediante una modelización en SolidWorks, utilizando el método de elementos finitos a través de uno de sus complementos para el cálculo estático lineal.

El objetivo de este análisis es identificar las zonas de mayor tensión y deformación, así como evaluar los desplazamientos resultantes ante la aplicación de la carga total sobre la estructura.

Se considera que el estudio de la estructura sin carga carece de relevancia, ya que implica una reducción de los esfuerzos en todos los planos.

A modo de una verificación y para poder dejar establecida una correcta similitud entre los dos modelos simplificados, se hizo un cálculo de las reacciones en los 4 puntos de anclaje de la estructura real en donde se pudo ver resultados similares entre los dos modelos analizados.

En este caso, como se mencionó en el párrafo anterior, se utilizará los puntos de anclajes de la estructura real dos en la parte de atrás y dos en la parte de adelante. En la zona de atrás se consideran dos condiciones de vínculo rodillo control deslizante (RD), sobre las caras planas del anclaje del eje trasero. Este tipo de restricción define que una cara plana puede moverse libremente sobre su plano, pero no se puede mover en dirección normal a su plano. En la zona delantera, por el contrario, se aplicó una condición de bisagra fija (BF) en ambos bujes de sujeción del avantrén. La condición de vínculo bisagra fija puede rotar en su eje, pero no desplazarse en dirección axial ni radial.

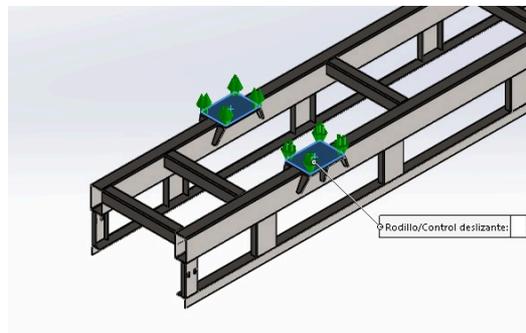


FIGURA 9: RODILLO CONTROL DESLIZANTE

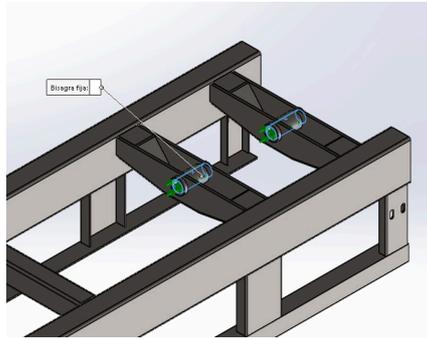


FIGURA 10: BISAGRA FIJA

El estudio se realizará considerando la carga total distribuida equitativamente sobre los plegados en “L”, con el objetivo de aumentar la precisión del cálculo, como se muestra a continuación. Si bien este plegado se incluirá en el análisis, no será considerado en la interpretación de los resultados. Asimismo, no se optó por modelarlo como un elemento rígido, ya que esto altera el comportamiento estructural del chasis.

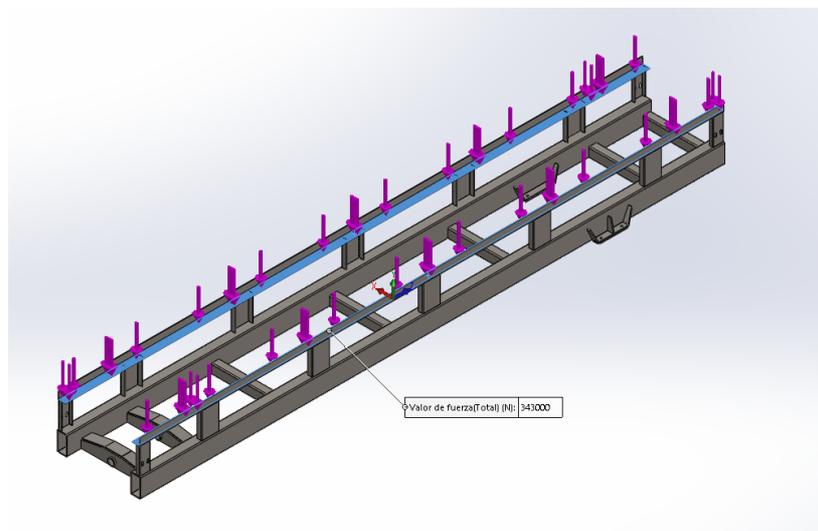


FIGURA 11: ESTRUCTURA CARGADA

Para este caso se utilizó todo el conjunto chasis, a modo de restringir la deformación y acercar la simulación lo más posible a la realidad. De este estudio sacaremos diversas conclusiones que comentaremos a continuación.

Previo a analizar los resultados obtenidos hablaremos del mallado, una de las fases más críticas de este proceso. El mallado en una simulación es el proceso de dividir un modelo continuo en una cantidad finita de elementos más pequeños, llamados elementos finitos, que permiten aproximar el

comportamiento estructural del objeto. Un mallado más fino mejora la precisión y confiabilidad de la simulación pero aumenta el tiempo de cálculo.

Después de varias configuraciones utilizadas durante el desarrollo, se dejaron asentadas las configuraciones finales que significaron una velocidad considerable de cálculo sin comprometer los resultados.

Tipo de Análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla mixta
Mallado utilizado:	Malla Basada en Curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Solver Utilizado	FFEPlus
Tamaño máximo de elemento	150 mm
Tamaño mínimo del elemento	30 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Contacto	Unión Rígida (soldadura)

TABLA 4: DATOS DEL MALLADO

Para el mallado se tomó a los que era posible como cuerpos de chapa metálica con lo que reduce considerablemente el tamaño total de la malla. Los elementos de carcasa solo mallan las superficies exteriores de la geometría de la chapa metálica y tienen en cuenta el espesor durante el cálculo. El número de elementos y nodos en el modelo matemático se reduce drásticamente al no tener que mallar el volumen de un cuerpo de chapa metálica. Esto limita el número de grados de libertad en el cálculo, lo que resulta en una mayor eficiencia computacional. En las piezas que no era posible, a decir los bujes del basculante del avantrén y las “manotas” del eje trasero se las tomo como sólido. También durante el ensayo se hicieron pruebas aplicando un control de mallado en las zonas susceptibles a concentraciones de tensiones pero no se encontraron valores muy distintos que los que se encuentran con el mallado que se comentó por lo que se descartó esta opción.

Si comenzamos el análisis de los resultados en lo que respecta a las tensiones y basándonos en los materiales proporcionados por el software, podemos observar, con ayuda de las iso-superficies, que este no es un caso crítico para nuestro análisis. La correcta distribución de los ejes y la focalización

de la carga permiten una adecuada distribución de esfuerzos sobre los largueros principales, tan como obtuvimos en la primera verificación en dos dimensiones.

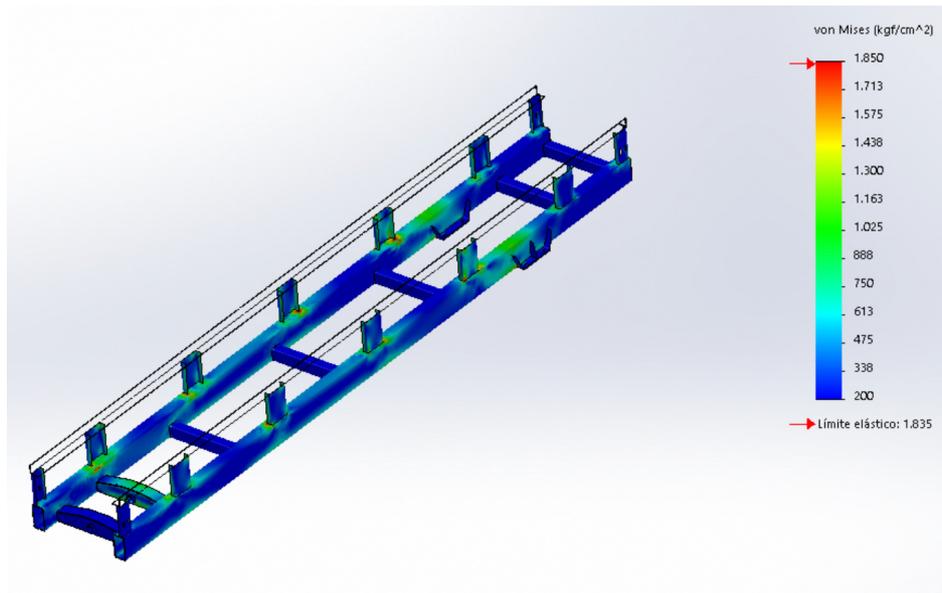
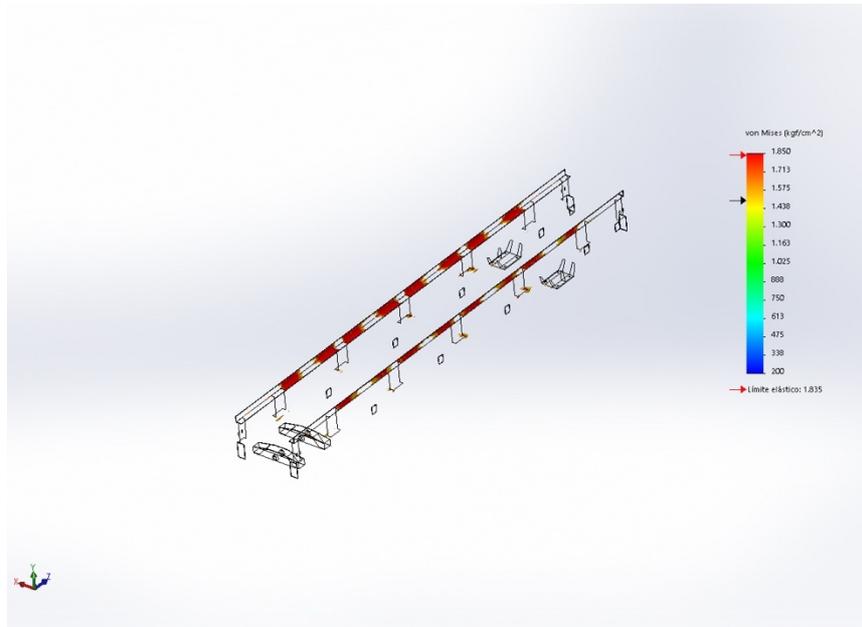


FIGURA 12: TENSIONES

El mismo análisis de tensiones nos muestra áreas de concentración de tensiones en donde se supera el límite elástico del material. Existen dos motivos bien claros y que son propios del método que se muestran estos resultados. El primero es que se define que los componentes se encuentran rígidamente unidos, por lo que las tensiones generadas en las interacciones de los componentes no son representativas con lo que sucede en la realidad. El segundo es que existen singularidades de diseño, es decir, el modelado digital permite que las aristas logren un ángulo de 90° perfecto, lo cual se sabe que es un concentrador de tensiones por excelencia, cosa que al generar las uniones soldadas estos ángulos se eliminan. Estos valores pueden reducirse mediante la adición del cordón de soldadura, aplicar un control de mallado y volver a correr la simulación.

Lo mencionado en el párrafo anterior justifica la importancia del proceso de soldadura en la etapa de fabricación, un aspecto al que se debe prestar especial atención para garantizar la calidad y resistencia de la estructura.

FIGURA 13: ISO SUPERFICIE 1450 kg/cm^2

En la imagen anterior se puede observar cómo se generó una iso-superficie en la tensión admisible adoptada, con el objetivo de presentar de manera simplificada las zonas críticas. De esta forma, se evidencia que no existen superficies (fuera de las propias de concentración de tensiones) sometidas a esfuerzos superiores a la tensión de admisible, lo que, como se muestra a continuación, resulta en factores de seguridad (FDS) mayores a la unidad.

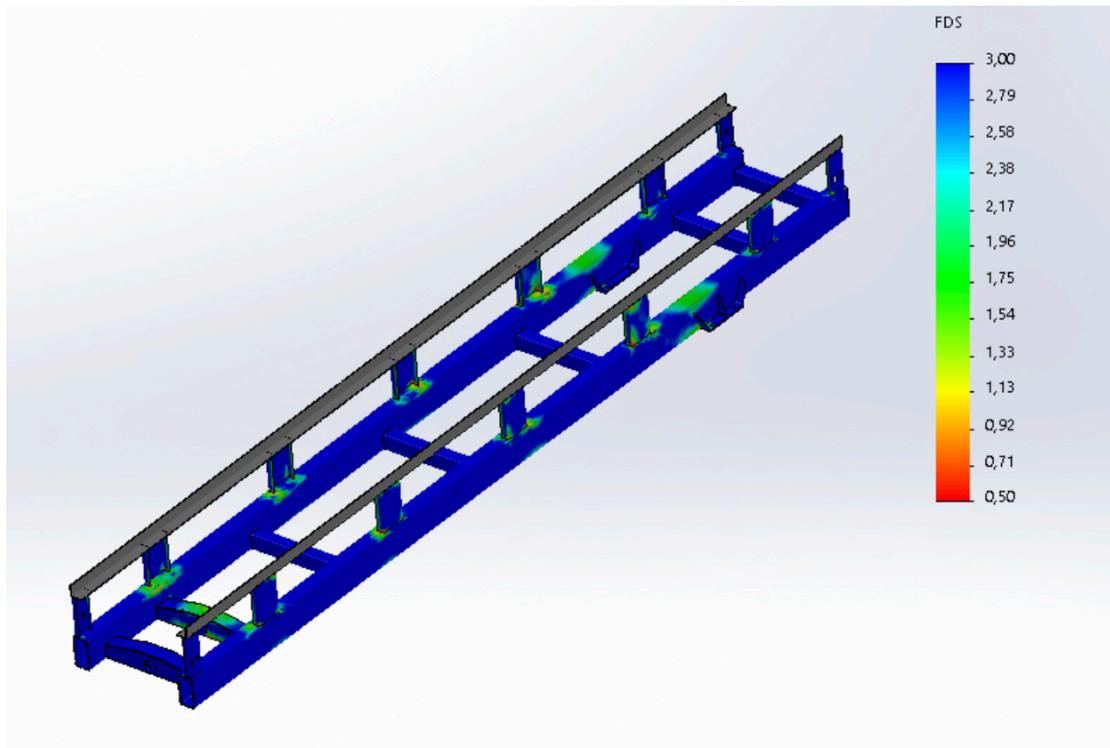


FIGURA 14: FDS (FACTOR DE SEGUIRIDAD)

Habiendo obtenido resultados satisfactorios en cuanto a las tensiones que soportará la estructura, procederemos ahora a analizar las deformaciones que experimentará bajo la carga total.

Siguiendo esta línea, a continuación se adjuntan dos imágenes: una que muestra el comportamiento de las deformaciones resultantes y otra que señala las deformaciones a la altura de la unión de los dos sinfines barredores. Para simplificar el análisis, se consideran las deformaciones resultantes; sin embargo, en la realidad, estas ocurren en los tres ejes, siendo el de mayor incidencia el eje vertical.

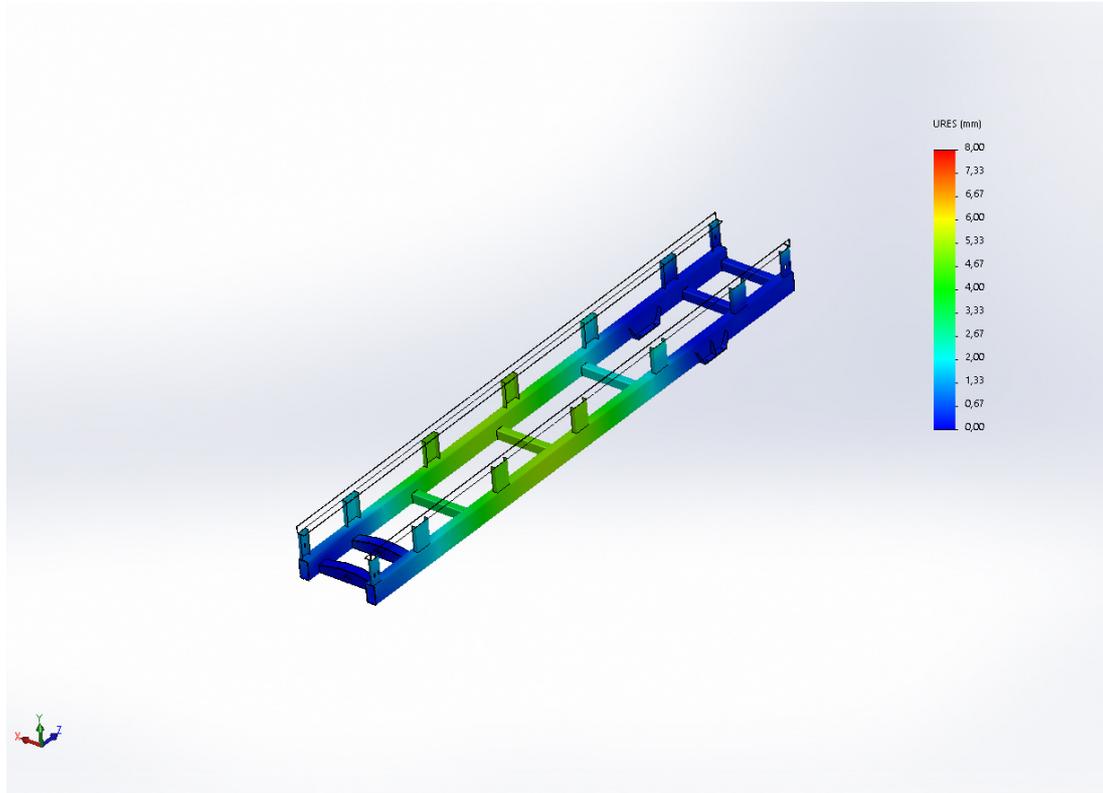


FIGURA 15: DESPLAZAMIENTOS RESULTANTES

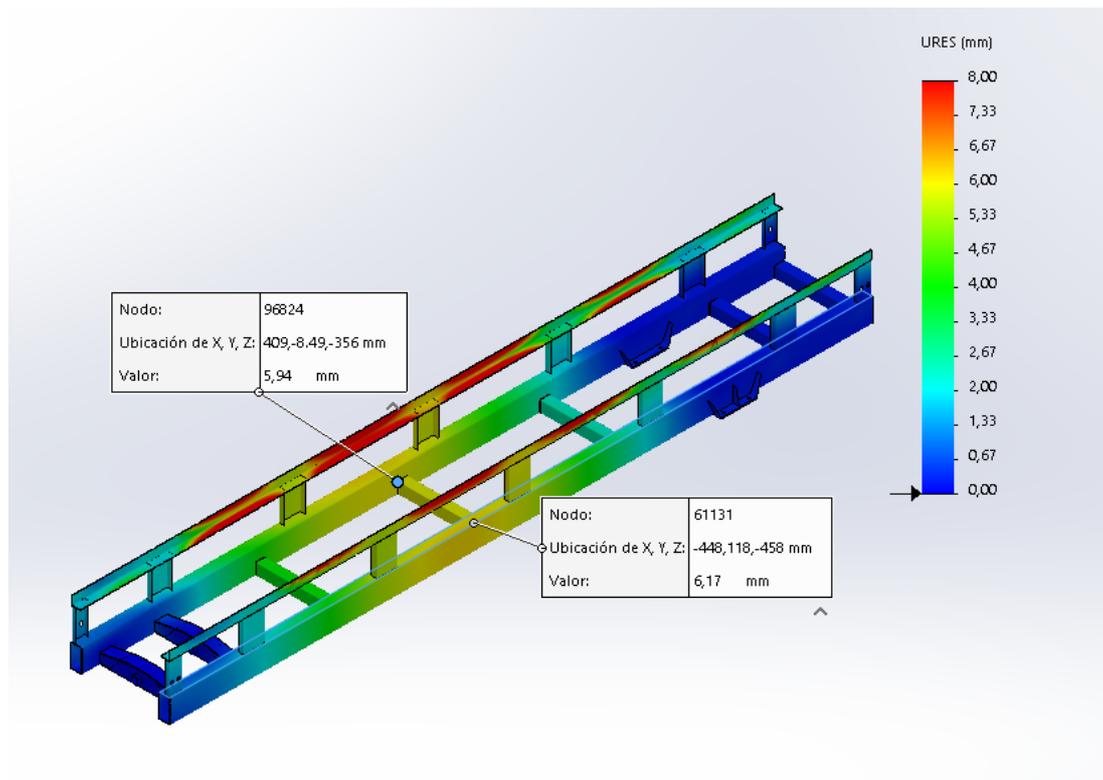


FIGURA 16: DEFORMACIONES EN X=3200

Con esta carga, se observa una deformación considerable en cada larguero, alcanzando en el punto de mayor deformación un valor de 7 mm, medido desde su punto de referencia.

Asimismo, se detecta una deformación de 6 mm a la altura de la unión de los dos sinfines, lo que podría afectar el funcionamiento del rodamiento ubicado en la unión estriada entre ambos. Esta deformación podría comprometer el acoplamiento del rodamiento o incluso provocar una falla prematura. Por esta razón, en la siguiente etapa del informe se analizarán soluciones para este inconveniente, con el objetivo de optimizar la estructura futura y mejorar el desempeño general de la tolva autodescargable.

A partir de estos análisis, se pueden extraer diversas conclusiones. En cuanto a la carga en los ejes, no se identifican problemas que requieran propuestas de mejora, ya que los ejes, puntas de eje, avantrén y el conjunto rueda-llanta cumplen con los requerimientos necesarios para soportar la carga.

Por otro lado, el conjunto chasis no presenta inconvenientes relacionados con las tensiones, dado que los puntos de elevada concentración de esfuerzos se deben principalmente a el tipo de restricción usada en el método. Sin embargo, el problema radica en las deformaciones ocasionadas por la gran distancia entre los dos anclajes de los ejes. Para abordar esta cuestión, en la siguiente sección se presentarán diversas propuestas de mejora.

Del análisis realizado en la sección anterior, se evidenció que el principal inconveniente en el funcionamiento de la tolva autodescargable, bajo las exigentes condiciones de trabajo a las que está sometida, es la excesiva deformación causada por la luz de casi 5000 mm entre los apoyos más cercanos.

En esta sección se presentarán diversas propuestas para mitigar este problema, así como la opción óptima, considerando el proceso productivo, el aprovisionamiento de materia prima y los costos asociados.

Para reducir la deformación de la estructura, se identificaron las siguientes variables clave:

- **Rediseño de la estructura:** Una posible solución es modificar el diseño y fabricar en la planta el conjunto avantrén, intentando desplazarlo más hacia el centro del chasis. Además, debido a la distribución de fuerzas, también se podría acercar el anclaje hacia el interior, lo que mejoraría significativamente la luz entre los apoyos.
- **Cambio de material:** La utilización de un material con mejores propiedades mecánicas permitiría, manteniendo la misma sección, reducir la deformación, además podría contribuir a bajar la tara si se llegasen a disminuir los espesores.
- **Modificación de la sección del perfil:** Variar la geometría de la sección transversal, ya sea aumentando el espesor o cambiando su forma, permitiría incrementar el momento de inercia o el módulo resistente, mejorando así la rigidez estructural.

Se evaluarán estas alternativas para determinar la solución más eficiente y viable en función de las restricciones de producción y costos.

Tras analizar las posibles soluciones para reducir la deformación estructural de la tolva autodescargable, se descartó la opción de un rediseño completo de la estructura, ya que contradecía la premisa principal del proyecto: estandarizar piezas y procesos. La empresa busca mantener la línea de

productos actual, evitando modificaciones significativas en el diseño que impliquen cambios en la fabricación y montaje. Por este motivo, esta alternativa no fue viable.

Otra posibilidad considerada fue el cambio de material por uno con mejores prestaciones mecánicas. Sin embargo, esta opción requeriría un estudio de mercado para determinar la disponibilidad de un material con las mismas dimensiones y características geométricas. Además, habría que analizar su impacto en los costos de producción, ya que un material de mayor calidad podría aumentar significativamente el precio final del producto.

La tercera alternativa evaluada fue la modificación de la sección del perfil, que podría implementarse de dos maneras:

1. Aumento del espesor de la chapa plegada, manteniendo la geometría original del perfil conformado.
2. Cambio en la forma del perfil, respetando los lineamientos estructurales del diseño original, pero introduciendo modificaciones geométricas que incrementen tanto el momento de inercia como el módulo resistente.

De estas dos opciones, la más conveniente resultó ser la primera alternativa, es decir, incrementar el espesor del perfil conformado, ya que permite mejorar la resistencia y aumentar la seguridad de la estructura sin alterar significativamente el proceso de fabricación ni comprometer la estandarización de perfiles.

Por lo tanto, se decidió mantener el perfil original de 235x120 mm, aumentando su espesor de 1/4" a 3/8". Esta solución es viable porque el perfil de 235x120 mm con 3/8" de espesor se encuentra disponible en el mercado y su adquisición es sencilla en la zona donde está ubicada la fábrica. Además, esta modificación garantiza una mejora en la rigidez estructural sin generar complicaciones en la producción ni encarecer excesivamente los costos.

Con este nuevo perfil, se vuelve a realizar la misma simulación manteniendo los parámetros de mallado. Los resultados de la misma se muestran a continuación.

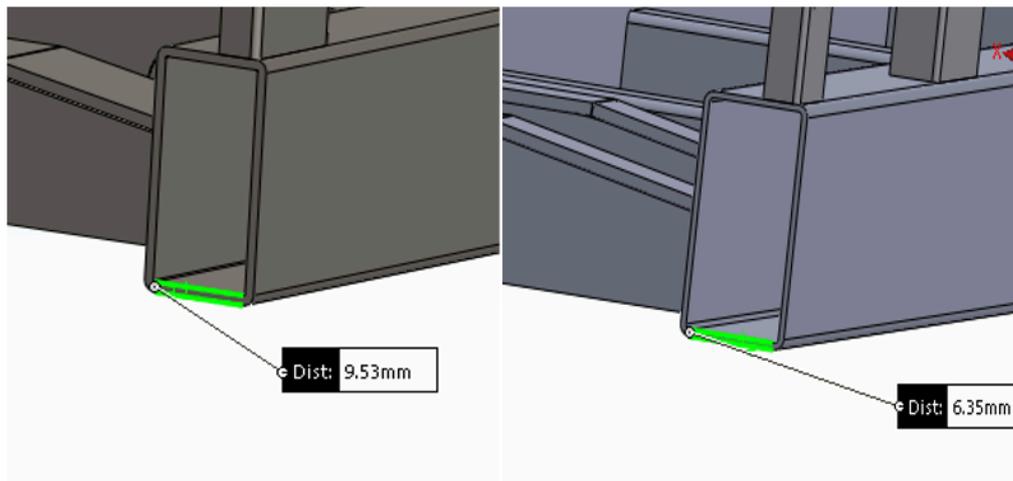


FIGURA 17: CAMBIO ADOPTADO MEDIDAS EN MILIMETROS

En el primer gráfico, se muestran las deformaciones que a comparación del mismo grafico presentado anteriormente bajan considerablemente en la zona media de la luz en los dos apoyos.

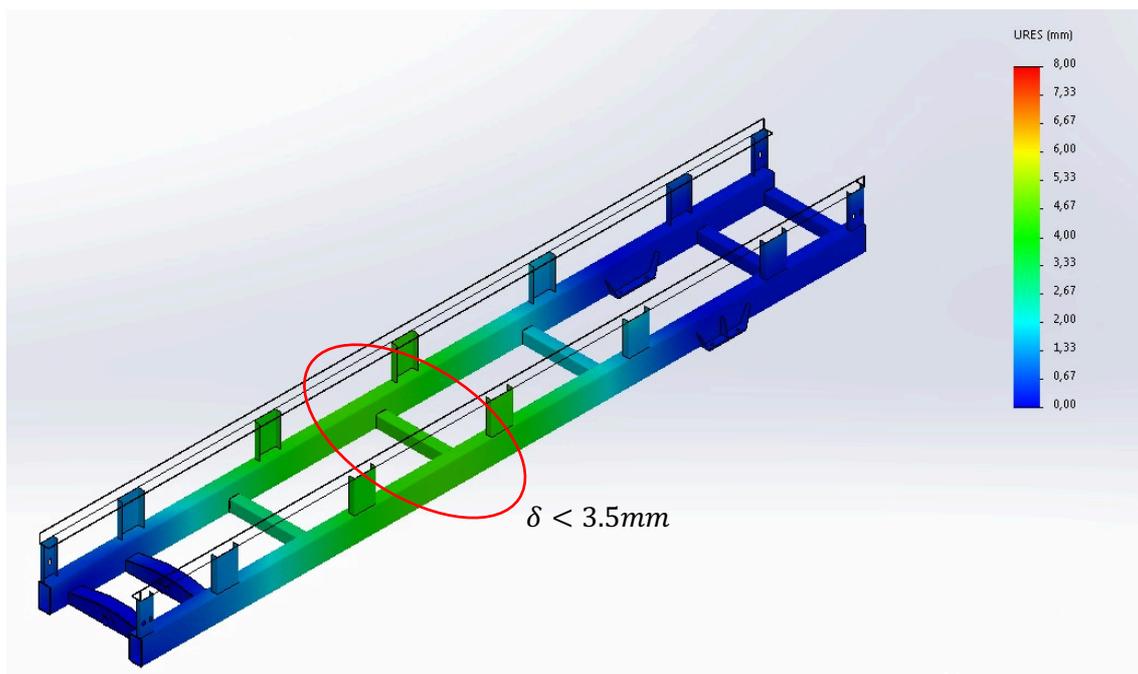


FIGURA 18: DEFORMACIONES CON PROPUESTA DE MEJORA

Como resultado de este cambio, también se observarían mejoras en el comportamiento de las tensiones, lo que permitiría aumentar el factor de seguridad en servicio. Esto se evidencia en la siguiente imagen, donde, manteniendo la misma escala de colores y referencia, se puede apreciar claramente un incremento en las zonas azules ($FDS \geq 3$) y una reducción tanto en la cantidad como en el tamaño de las áreas con concentraciones de tensión.

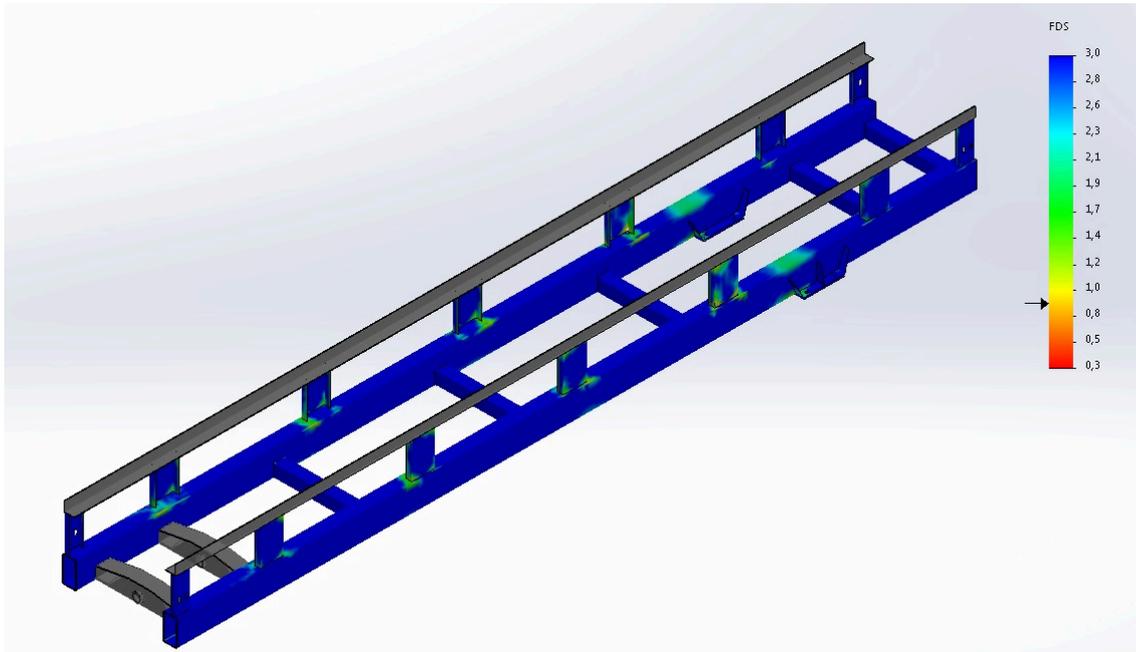


FIGURA 19: FACTOR DE SEGURIDAD CON PROPUESTA DE MEJORA

Para el análisis estático lineal, la distribución de tensiones y deformaciones ha sido calculada para una distribución simétrica de carga. Como ultima verificación se hizo una simulación con 1.5 veces el valor de carga calculada a modo de coeficiente de carga dinámica, los valores de tensión obtenidos se acercan al valor de tensión admisible. Estos valores son aceptables para los materiales utilizados y las tolerancias permitidas, dejando una posibilidad de estudio para optimizar espesores o la incorporación de nuevos materiales que aligeren la estructura.

Los objetivos establecidos fueron logrados satisfactoriamente y dentro de los plazos estipulados, logrando la verificación del chasis y obteniendo la aceptación y conformidad del departamento de oficina técnica. Si bien el tiempo disponible no permitió realizar una verificación más exhaustiva, este trabajo representa un punto de partida para futuras investigaciones y la posibilidad de probar otros tipos de simplificaciones y análisis.

El avance tecnológico ha permitido acelerar los procesos iterativos en los que se basa el Método de Elementos Finitos (MEF). Gracias a esto, la industria dispone de una herramienta capaz de analizar el desempeño de sus diseños de manera rápida y detallada. Este informe demuestra la potencialidad de este método, aunque los resultados obtenidos no representan por completo la realidad. Se trata de una aproximación precisa del comportamiento estructural bajo distintos escenarios de carga, dado que replicar la realidad con total exactitud es prácticamente imposible.

En términos generales, la tolva se desempeña correctamente ante las condiciones de carga propuestas, y el aumento del espesor garantiza la seguridad de la estructura. No obstante, es posible que el lector se pregunte por qué en algunas zonas la tensión supera el límite elástico del material. Esto se debe, en primer lugar, a que los componentes del modelo se consideran rígidamente unidos, lo que elimina desplazamientos relativos y genera tensiones no del todo representativas. Además, en el modelado digital, las aristas pueden formar ángulos rectos, los cuales son concentradores de tensiones por excelencia. En la realidad, las uniones soldadas suavizan estos ángulos, reduciendo dichos efectos.

Desde lo personal, puedo afirmar que el desarrollo de esta Práctica Profesional Supervisada fue una experiencia sumamente enriquecedora. Por un lado, me permitió reafirmar y aplicar los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera; por otro, contribuir al desarrollo de un implemento que cubre una necesidad específica. Además, el contacto diario con el proceso productivo y con las personas que lo llevan adelante me brindó un aprendizaje valioso.

González, S. G. (2010). *Solidwork Simulation* . Ra-Ma.

Shigley, J. E. (2019). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Mc Graw Hill.

S.Timoshenko. (1978). *Resistencia de materiales. Teoría y Problemas más complejos; Segunda Parte*. Madrid: Espasa-Calpe S.A.

Dassault Systèmes SolidWorks Corporation . (2009). *Manual SolidWorks Simulation Designer, Professional, Advanced and Non lineal*. Massachusetts.

Gerardo Francka, S. G. (2015). ANÁLISIS DINÁMICO DE UN CHASIS DE SEMIRREMOLQUE DE SERVICIO PESADO Gerardo Francka, Sergio Gennarob, Bruno Lonardib, José Eichhornb y Alejandro Brunoc . *Asociación Argentina de Mecánica Computacional (AMCA)* , 15.

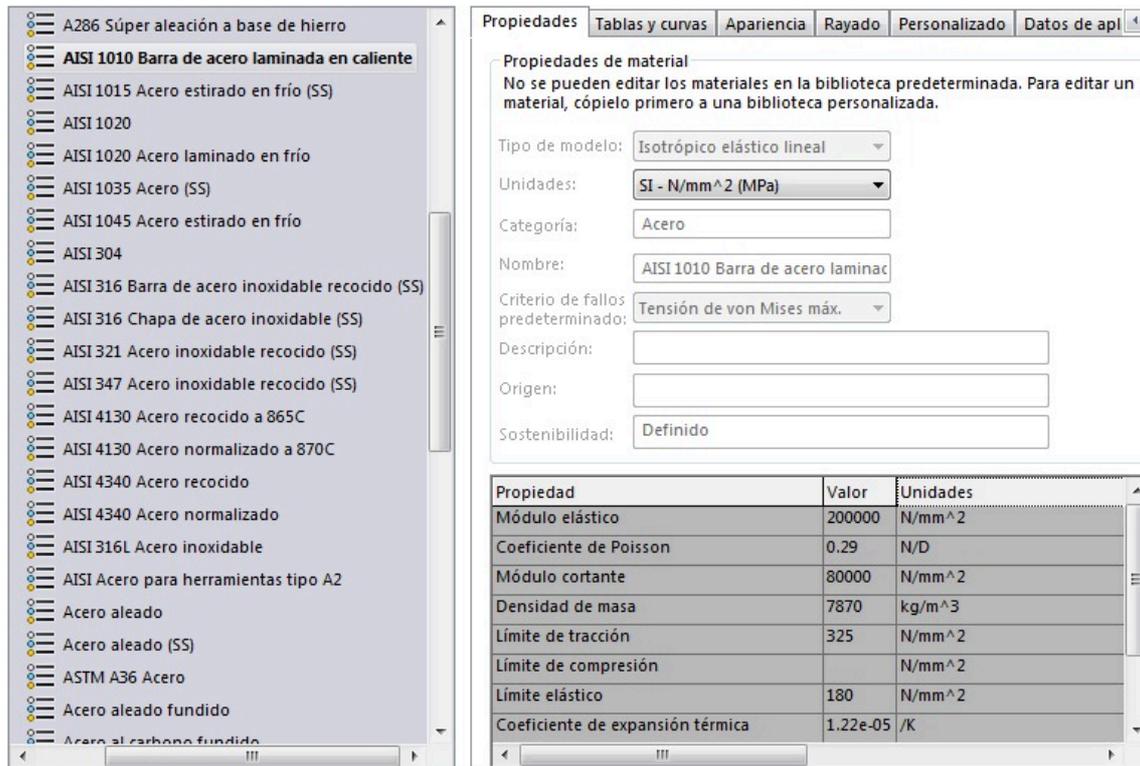
SAE International. (1992). *ESTIMATED MECHANICAL PROPERTIES AND MACHINABILITY OF STEEL BARS J3197*.

(s.f.). *Información y manuales de usuario proporcionados por De Grande S.A.*

8

ANEXOS

8.1 Propiedad AISI 1010 Barra de Acero Laminada en Caliente. Fuente SolidWorks.



The screenshot shows the SolidWorks Material Properties dialog for AISI 1010 hot rolled bar steel. The left pane shows a list of materials, with 'AISI 1010 Barra de acero laminada en caliente' selected. The right pane shows the material properties, including a table of mechanical properties.

Propiedades de material
No se pueden editar los materiales en la biblioteca predeterminada. Para editar un material, cópielo primero a una biblioteca personalizada.

Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal
Unidades: SI - N/mm² (MPa)
Categoría: Acero
Nombre: AISI 1010 Barra de acero laminada en caliente
Criterio de fallos predeterminado: Tensión de von Mises máx.
Descripción:
Origen:
Sostenibilidad: Definido

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	200000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.29	N/D
Módulo cortante	80000	N/mm ²
Densidad de masa	7870	kg/m ³
Límite de tracción	325	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	180	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	1.22e-05	/K

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento, en primer lugar, a mi familia, por haberme apoyado incondicionalmente en cada etapa de este camino, brindándome su aliento, paciencia y confianza en todo momento. Sin su respaldo, este logro no habría sido posible.

Asimismo, agradezco profundamente a mis amigos y compañeros, quienes han sido un pilar fundamental a lo largo de estos casi seis años de formación. Compartimos desafíos, aprendizajes y grandes momentos que quedarán en mi recuerdo para siempre.

Extiendo mi gratitud a todos los docentes, en especial, quiero agradecer a Emiliano Belloumini por su orientación y compromiso durante la Práctica Profesional Supervisada.

Finalmente, quiero agradecer al equipo de De Grande S.A. por brindarme la oportunidad de incorporarme a su entorno de trabajo.

