

DISEÑO MECÁNICO DE UNA ESTRUCTURA DE CORTADORA LÁSER MEDIANTE EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

J. Eli Eduardo González Durán

Tecnológico Nacional de México/Instituto Tecnológico Superior del Sur de Guanajuato
je.gonzalez@itsur.edu.mx.

Julio Ortega Alejos

Tecnológico Nacional de México/Instituto Tecnológico Superior del Sur de Guanajuato
j.ortega@itsur.edu.mx.

Leonel Estrada Rojo

Tecnológico Nacional de México/Instituto Tecnológico Superior del Sur de Guanajuato
l.estrada@itsur.edu.mx.

Víctor Hugo Pérez Salgado

Tecnológico Nacional de México/Instituto Tecnológico Superior del Sur de Guanajuato
victor.hug1994@gmail.com

Cuauhtémoc Durán Alvarado

Tecnológico Nacional de México/Instituto Tecnológico Superior del Sur de Guanajuato
c.duran@itsur.edu.mx

Resumen

Se presenta el diseño mecánico a partir del método de elementos finitos de una máquina por corte láser para aplicaciones textiles, con el objetivo de disminuir peso y colocar los soportes en lugares estratégicos para optimizar la resistencia de la estructura. Se muestran las partes principales que la componen después del proceso de diseño, así como la función que tiene cada una de éstas en la cortadora láser. En la parte final del trabajo se comparan los resultados obtenidos del análisis teórico con los de la simulación mediante SolidWorks®, en donde se muestra buena concordancia entre ambos resultados, mayor al 85 %.

Palabras clave: Cortadora láser, Método de elementos finitos y textil.

Abstract

The mechanical design is presented by finite element method of a laser cutting machine for textile applications, with the aim of reducing weight and placing the supports in strategic places to optimize the strength of the structure. The paper shows the main parts which compose after de design process, as well as the function that each of them has in the laser cutter. In the final part of the paper we compare the results obtained from theoretical analysis with those of the simulation by SolidWorks®, where it is shown good agreement between both results, more than 85 %.

Keywords: *Finite element method, Laser cutting machine and textile.*

1. Introducción

En el mercado existe una amplia variedad de máquinas por corte láser para diversas aplicaciones industriales. Sin embargo, para aplicaciones textiles el inconveniente de estas máquinas es que la potencia del láser está sobrada. Por lo tanto, el trabajo propone el desarrollo de una máquina por corte láser para aplicaciones textiles con las prestaciones mínimas necesarias para cubrir las necesidades en el área textil. En la primera parte que corresponde a lo mostrado en éste trabajo se presenta el desarrollo de la estructura de la máquina por corte láser mediante el método de elementos finitos [1] con ayuda del software SolidWorks®. Se describe el proceso de diseño y la metodología [2] de cada uno de los componentes de la máquina.

2. Métodos

Diseño

Para determinar el tamaño de la cortadora láser, se analizaron las áreas de trabajo de las existentes en el mercado y debido a la posible alimentación mediante rollos de tela se seleccionó la dimensión de 0.9x1.4 m.

A partir de las dimensiones se seleccionó el material de trabajo. Las consideraciones que se tomaron en cuenta son: rigidez, baja oxidación, baja corrosión, ligero, fácil armado y desarmado, piezas de remplazo disponibles en el país. Por lo tanto, el material que cumple con los requisitos anteriores puede ser un perfil tipo BOSCH®. Debido a sus prestaciones se seleccionó éste tipo de perfil para el desarrollo de la máquina.

Debido a la variedad de perfiles en el catálogo el siguiente paso es la selección del tamaño del perfil adecuado, este dependerá de las cargas a las que estará sometida la cortadora y las partes de las estructuras más críticas [3]. De acuerdo a la estructura se consideró el peor escenario, que corresponde a una viga apoyada en los extremos y con carga en el centro como se muestra en la figura 1. Donde F es la fuerza aplicada en Newton (N), L es la longitud de la viga en milímetros y f es la flexión en milímetros que alcanza la viga con la fuerza (F) aplicada.

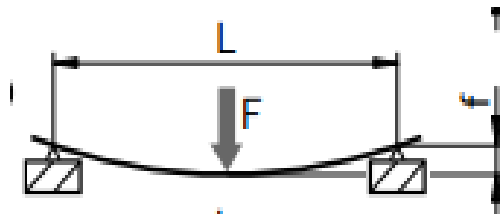


Figura 1 Esquema de una viga apoyada en los extremos con carga al centro.

Para el cálculo de la flexión se utilizó la ecuación 1, en donde F es la fuerza aplicada en N; L es la longitud del perfil en mm; E es el módulo de elasticidad en N/mm²; I es el momento de Inercia en cm⁴ [4].

$$f = \frac{F \cdot L^3}{48EI \cdot 1 \times 10^4} \quad (1)$$

A la flexión generada por la fuerza se le añadió la flexión generada por el peso del perfil, para la cual se utilizó la ecuación 2. En donde m' es el peso por milímetro; g es la aceleración de la gravedad; L es la longitud de la viga en mm; E es el módulo de elasticidad en N/mm²; I es el momento de Inercia en cm⁴ [4].

$$f = \frac{5 \cdot m' \cdot F \cdot L^4}{384EI \cdot 1 \times 10^4} \quad (2)$$

Para el cálculo del esfuerzo se utilizó la ecuación 3 en donde m' es el peso por milímetro; g es la aceleración de la gravedad; L es la longitud de la viga; F es la fuerza aplicada a la viga; W es el módulo de resistencia en cm^3 [4].

$$\sigma = \frac{(m' \cdot g \cdot L + F) \cdot L}{4W \cdot 1 \times 10^4} \quad (3)$$

Para las propiedades del material se tomaron las proporcionadas por el catálogo de BOSCH®. En la tabla 1 se muestra un análisis de diferentes longitudes y tipos de perfiles mediante las ecuaciones 1,2 y 3. El objetivo fue encontrar la fuerza (F) que genere una flexión máxima de 1.5 mm en el perfil, debido a que es la tolerancia máxima que se permitirá en el diseño.

Tabla 1 Análisis del tipo de perfil por deflexión máxima de 1.5 mm.

| Longitud | Perfil | Carga (N) | Deflexión (mm) | FS |
|----------|--------|-----------|----------------|-------|
| 900 mm | 20x20 | 46.5 | 1.51 | 12.1 |
| | 30x30 | 195 | 1.55 | 7.68 |
| | 40x40 | 625 | 1.51 | 6.1 |
| | 45x45 | 800 | 1.5 | 5.53 |
| 1400 mm | 20x20 | 10 | 1.57 | 25 |
| | 30x30 | 45 | 1.54 | 17 |
| | 40x40 | 155 | 1.51 | 14.24 |
| | 45x45 | 200 | 1.49 | 13 |
| 1340 mm | 20x20 | 11.5 | 1.519 | 25 |
| | 30x30 | 52.5 | 1.535 | 17 |
| | 40x40 | 180 | 1.51 | 14.24 |
| | 45x45 | 232.5 | 1.5 | 11.91 |

De la tabla 1, la condición más crítica es para la longitud de 1.4 m, la última columna muestra el factor de seguridad (FS) calculado con la ecuación 3 y tomando en cuenta el límite elástico del aluminio 6060. Para un perfil de 30x30 se observa que tan solo resistiría una carga máxima de 45 N lo que representa

aproximadamente 4.6 kg, para el perfil de 40x40 con la misma longitud puede resistir una carga casi de 16 kg, cuatro veces más que el perfil 30x30, para el perfil 45x45 la diferencia es de 4kg más con respecto al perfil de 40x40. Por lo tanto, para el desarrollo de la máquina se seleccionó un perfil de 40x40, debido a su capacidad de carga, la diferencia superior con respecto al de 30x30 y al no ser considerable la variación con respecto al perfil de 45x45.

Diseño de la estructura principal

Una vez que se seleccionó el tamaño de perfil, el siguiente paso es comenzar el desarrollo de la estructura principal la cual tendrá como función soportar los demás componentes de la cortadora. En la figura 2, se muestra un esquema con las dimensiones aproximadas de la estructura principal.

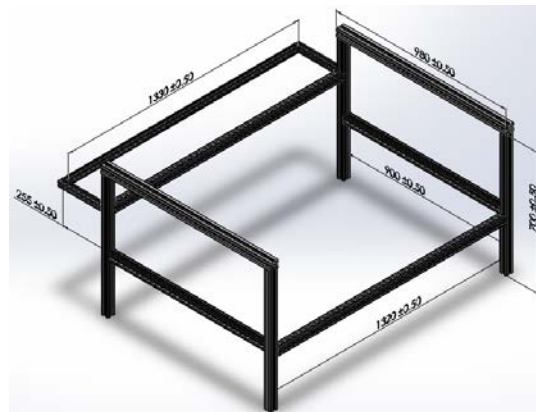


Figura 2 Estructura principal (dimensiones en milímetros).

El rectángulo de la parte posterior es para montar toda la electrónica necesaria para la automatización. Las dimensiones con las que debe de contar no se pueden cambiar debido a que son las tomadas de las cortadoras comerciales y contemplan las dimensiones de la alimentación de los rollos de tela que se utilizan en la región Moroleón-Uriangato.

Diseño de la campana de extracción

La siguiente parte necesaria es una campana de extracción la cual tiene como función retirar los gases generados por la interacción del láser con lo que se está

cortando. Por lo tanto, se diseñó una estructura para soportar la campana la cual se muestra en la figura 3. Para la campana de extracción se seleccionó acero galvanizado calibre 18, debido a que los gases no son corrosivos y es más barato que el acero inoxidable. El calibre seleccionado es el que se usa comercialmente en los ductos de aire acondicionado, lavado y campanas de extracción en los restaurantes.



Figura 3 Estructura para la campana de extracción.

Diseño de la malla

Para soportar la tela y como medio para atenuar la intensidad del láser se propuso el uso de una malla perforada de acero inoxidable, para la cual también se necesitó diseñar una estructura para soportarla además de agregarse unas ruedas para facilitar el desplazamiento, tal y como se muestra en la figura 4.



Figura 4 Malla para la tela y atenuar la intensidad del láser.

Diseño de la estructura del movimiento

Para el diseño del movimiento se requieren varios componentes y partes que logran el desplazamiento en los ejes x y y al momento de cortar. El movimiento

consta de varias partes las cuales se mencionan a continuación. Un motor para desplazamiento longitudinal, el cual consta de una base como soporte y una polea, como se muestra en la figura 5. Su función es generar el torque necesario para desplazar el láser en dirección y. La polea del motor mediante una banda transmite el par a otra polea que funciona como reductora e incrementará el torque, la cual a su vez transmitirá éste torque mediante una flecha hacia el otro riel que está en la parte frontal. La polea reductora está montada sobre un eje, baleros y un soporte (color negro) el cual está fijo a la estructura principal de la cortadora como se muestra en la figura 5.

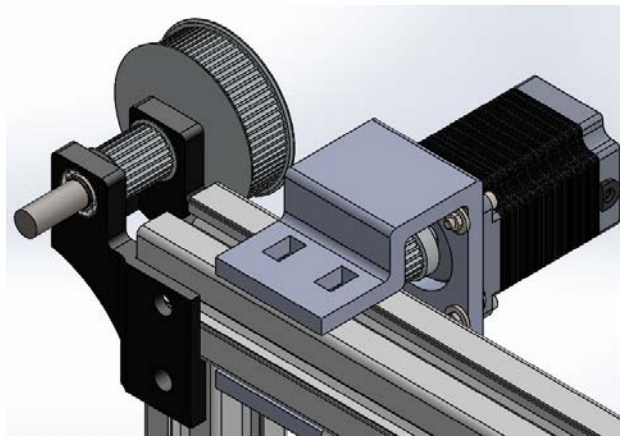


Figura 5 Motor para desplazamiento longitudinal.

Entonces mediante el eje donde está montado la polea reductora, a través de un cople se conecta el eje de transmisión de par como se muestra en la figura 6 el cual moverá el otro riel paralelo. El cople se conecta a otro eje que está montado sobre unos baleros empotrados sobre otra base fija (de color negro) a la estructura principal de la cortadora. Sobre el eje y entre ambos baleros se monta una polea que será la encargada de transmitir el movimiento longitudinal.

Lo anterior fue lo correspondiente al movimiento longitudinal. Sin embargo, aun faltan los elementos para el movimiento transversal. Se necesita un motor su base y otra polea reductora fijos a un carrito de desplazamiento lineal que es accionado por los elementos ya mencionados, por lo tanto esta segunda polea reductora y motor se encargan de generar el movimiento transversal donde estará montado

otro carrito de desplazamiento en donde se fijara el láser (no se muestra), del lado opuesto se necesita un rodillo que permita ajustar la banda el cual está montado sobre una base que esta fija a otro carrito de desplazamiento lineal tal y como se muestra en la figura 7.

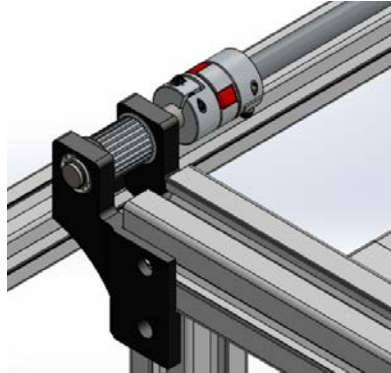


Figura 6 Eje de transmisión y cople.



Figura 7 Elementos para el movimiento transversal.

Las bandas que se utilizan para la transmisión de movimiento son de tiempo, debido a la precisión que se necesita tanto para el desplazamiento lineal como transversal.

Diseño de la carcasa o cubierta

Ahora que ya están los elementos principales de la máquina, falta una cubierta que permita acceso a los componentes principales como la malla para colocar la tela y la electrónica que es la que se encargara de automatizar los movimientos de los carritos descritos para el corte mediante láser. Por lo tanto se decidió trabajar

con perfil de bastidor de la misma marca BOSCH® para sostener PVC rígido de 4 mm de espesor como se muestra en la figura 8 y cristal en la cubierta del láser.

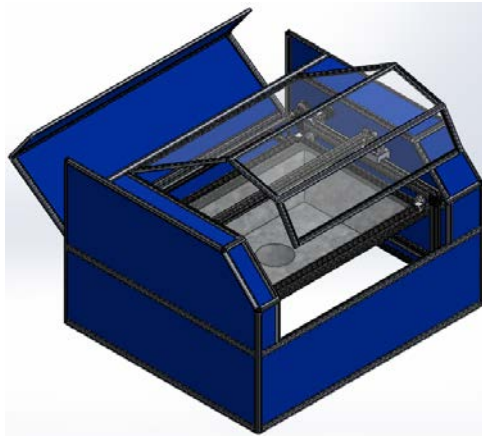


Figura 8 Carcasa de la cortadora láser.

En la figura 8 se pueden observar dos compartimientos semiabiertos; el frontal el cual tiene una cubierta de vidrio para permitir el ingreso de la tela, el posterior en PVC azul es para acceder a la electrónica que albergara la máquina por corte láser.

Esta parte del trabajo mostró de manera general el diseño final de cada uno de los elementos principales que componen la máquina por corte láser. En la sección de análisis se estudia el diseño de cada parte mostrada arriba.

Análisis

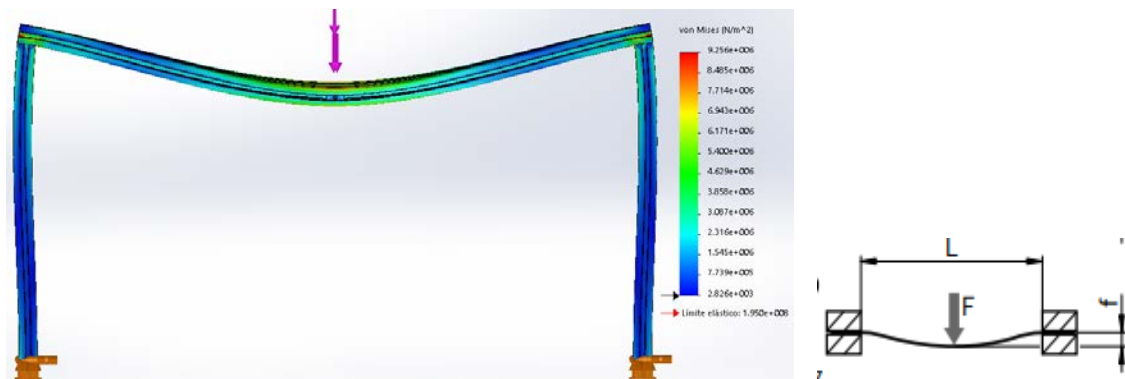
En esta sección se muestran los análisis mediante elementos finitos con la ayuda del software SolidWorks® para identificar los refuerzos críticos y corroborar si el perfil puede con las cargas generadas por los elementos que componen la cortadora láser.

Se utilizó un mallado con tamaño de elemento de un tercio de la dimensión mínima del modelo, con elementos tetraédricos. Como solver se utilizó el Direct Sparse para problemas grandes, esto debido a los contactos que se utilizaron los cuales se establecieron como unión rígida. Se utilizó también el Método-h para

una solución adaptativa y así obtener un refinamiento en las zonas donde la malla lo requiere [5].

Se realizó una comparación entre los resultados obtenidos analíticamente mediante las ecuaciones. 1,2 y 3 y el método de elementos finitos con el apoyo del software SolidWorks®.

Para el primer caso se utilizó la longitud de 1.4 m, con una fuerza de 155 N al centro y un contacto entre perfiles rígido (opción en el software) y restricción de desplazamiento cero como se muestra en la figura 9. Los resultados para esfuerzo se muestran en la figura 9. Donde se observa que el esfuerzo máximo está ubicado en la unión entre los contactos generados con el perfil horizontal y el vertical. Sin embargo, aun así, el esfuerzo es menor al de cedencia generando un factor de seguridad (FS) alrededor de 20.



a) Perfil de 40x40 a carga de 155 N al centro y contacto rígido.

b) Diagrama que se utilizó.

Figura 9 Resultados de esfuerzos.

De la ecuación 3 el valor analítico corresponde a 6.84 MPa, es difícil compararlo con los resultados de la figura 9 por lo tanto en la figura 10 se muestra una iso-superficie donde el valor mínimo corresponde a 7 MPa, la cual muestra que el valor de esfuerzo superior a 7 MPa está indicado en las zonas de color rojas, lo cual da un valor muy aproximado al obtenido con la ecuación 3.

Para el resultado de los desplazamientos obtenidos de la suma de la ecuación 2 y ecuación 3 el resultado analítico es de 0.371 mm. Los resultados obtenidos de la simulación se muestran en la figura 11, donde se observa que el valor máximo

ubicado al centro donde se localiza la carga es de 0.6 mm, con una diferencia del doble. Sin embargo, esto es debido a que en la simulación debido a las condiciones establecidas también se está tomando en cuenta la flexión de los dos perfiles verticales. Lo cual no se contempla en la ecuación 2 y ecuación 3.

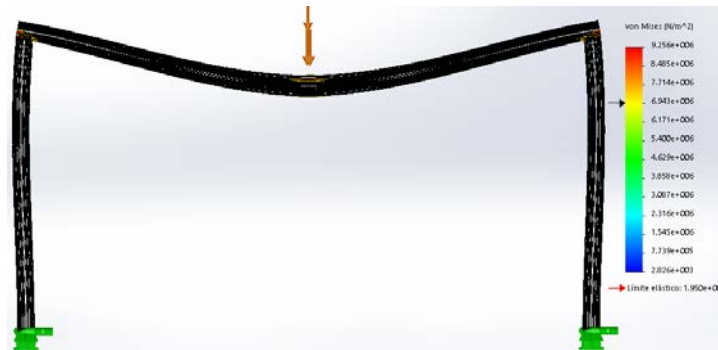


Figura 10 Iso-Superficie para esfuerzos en un perfil de 40x40 carga de 155 N al centro.

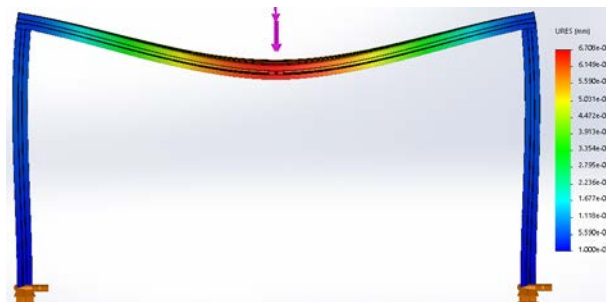
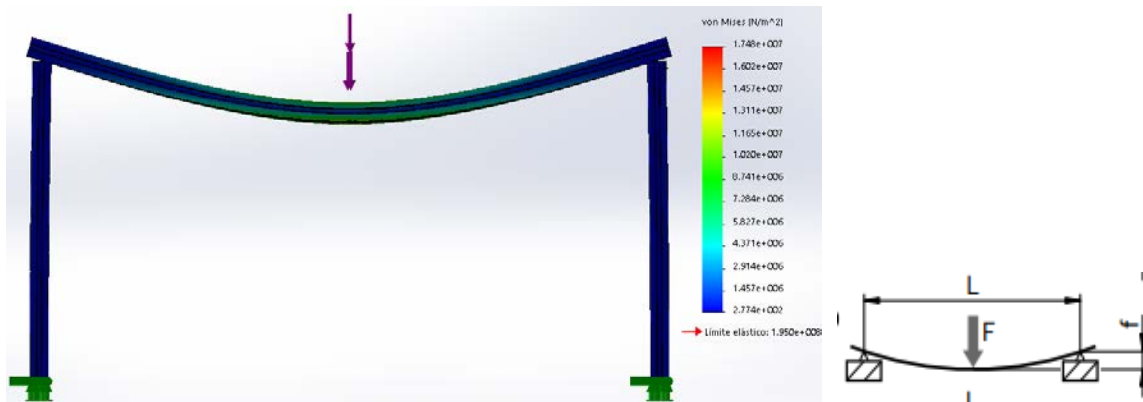


Figura 11 Desplazamientos en un perfil de 40x40 mediante una carga de 155 N al centro.

Para el segundo caso se utilizó la longitud de 1.4 mm, con una fuerza de 155 N al centro y un contacto entre perfiles sin penetración (opción en el software) lo que genera un diagrama como el que se muestra en la figura 12 b) y restricción de desplazamiento cero como se observa en la figura 12 a). Los resultados para esfuerzo se muestran en la figura 12 a). Donde se observa que el esfuerzo máximo está ubicado al centro del perfil donde se aplica la fuerza, cuyo valor máximo es de 17.48 MPa comparado con el analítico obtenido de la ecuación 3 que es de 13.68 Mpa, generando una diferencia del 22%.



a) Perfil de 40x40 carga de 155 N al centro y contacto sin penetración. b) Diagrama que se utilizó.
Figura 12 Resultados de esfuerzos (segundo caso).

Para el resultado de los desplazamientos obtenidos de la suma de la ecuación 2 y ecuación 3 el resultado analítico es de 1.50 mm. Los resultados obtenidos de la simulación se muestran en la figura 13, donde se observa que el valor máximo ubicado al centro donde se localiza la carga es de 1.218 mm, con diferencias del orden de decimas de milímetro. Lo cual representa una muy buena aproximación por parte del software.

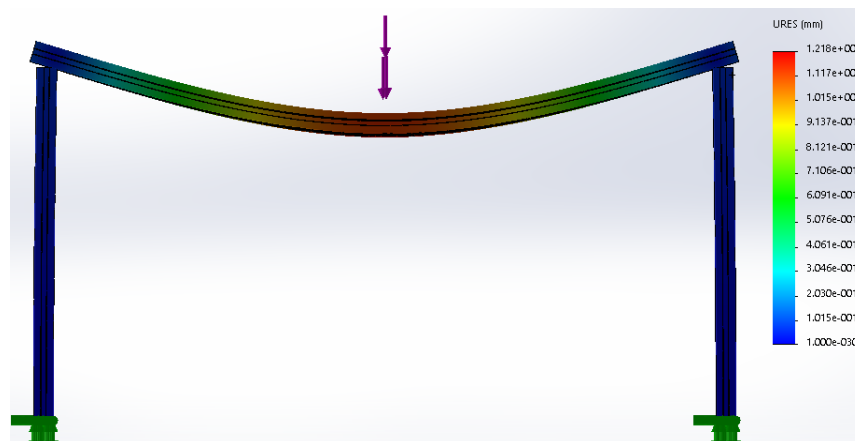


Figura 13 Desplazamientos perfil 40x40 carga 155 N al centro y contacto sin penetración.

El ejercicio anterior se muestra con el objetivo de demostrar que utilizar el software puede proporcionar resultados similares a los analíticos e incluso mejorarlos debido que las condiciones que se modelan permiten incluir más parámetros permitiendo un mejor acercamiento al problema real.

Análisis de la estructura de la malla

Para la estructura de la malla perforada se simplificó el modelo y se trabajó con una cuarta parte recreando la condición más crítica que sería una viga apoyada en los extremos de pernos que representan tornillos y con una carga al centro de 150 N. Se utilizan pernos porque mediante ellos se unirá el marco que sostendrá la malla. Los resultados obtenidos para el esfuerzo se muestran en la figura 14, donde se observa mediante una iso-superficie que el esfuerzo donde se aplica la carga es menor de 8 MPa. La parte más crítica corresponde a los pernos; sin embargo, no superan el límite elástico lo que genera un FS de 4.16, lo cual es más que aceptable para una estructura que permanecerá estática.

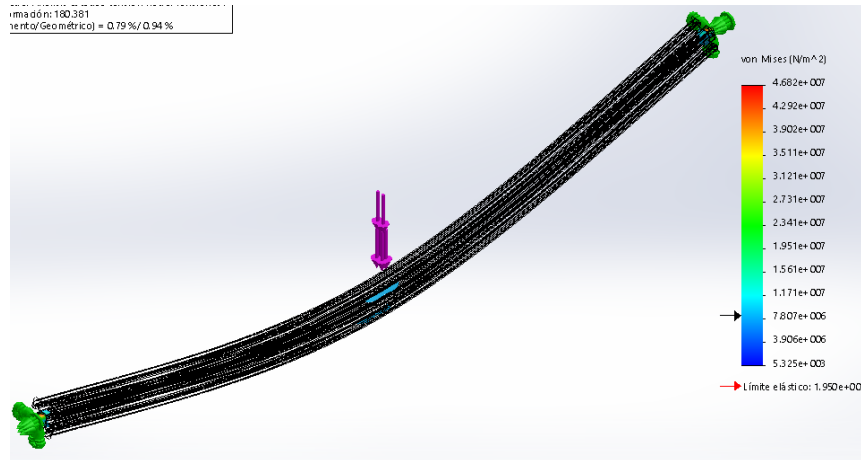


Figura 14 Esfuerzos de la estructura simplificada para la malla perforada.

En la figura 15 se puede observar los desplazamientos generados en la estructura simplificada, el desplazamiento máximo apenas supera 0.5 mm, lo cual también resulta aceptable. Los diámetros de los pernos que representan los tornillos son los que proporciona BOSCH® para poder ensamblar de esa manera lo perfiles de 40x40.

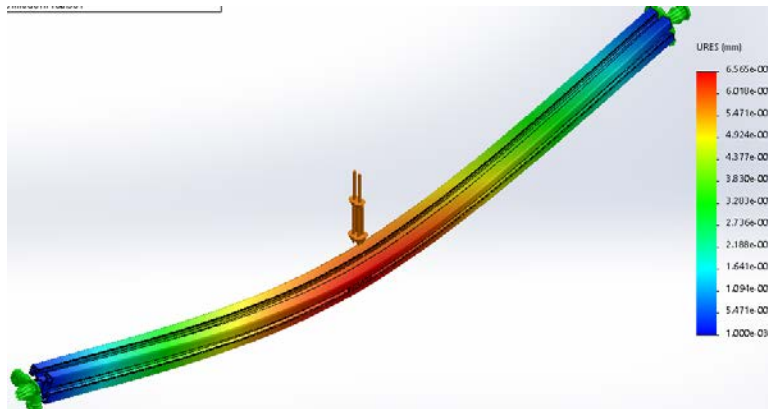


Figura 15 Desplazamientos de la estructura simplificada para la malla.

Análisis de la estructura frontal y posterior

Para el análisis de la estructura posterior se tomó en cuenta el perfil transversal de refuerzo, parte del perfil que sostendrá la malla y la campana para lo cual se utilizó una carga distribuida de 226 N lo que representa la carga simplificada, desplazamiento de 0 en las caras de los perfiles verticales. Los resultados que se muestran en la figura 16 son en una situación donde un perfil vertical recibiera una fuerza en las direcciones mostradas de 75 y 100 N. Como se observa en la figura 16 los esfuerzos son mayores en las zonas fijas o próximas a ellas; sin embargo, el FS es de alrededor 2.8 lo que demuestra que sigue siendo aceptable la configuración propuesta. La ubicación del perfil de refuerzo que une ambos perfiles verticales se encontró realizando varias iteraciones y esa es la ubicación óptima.

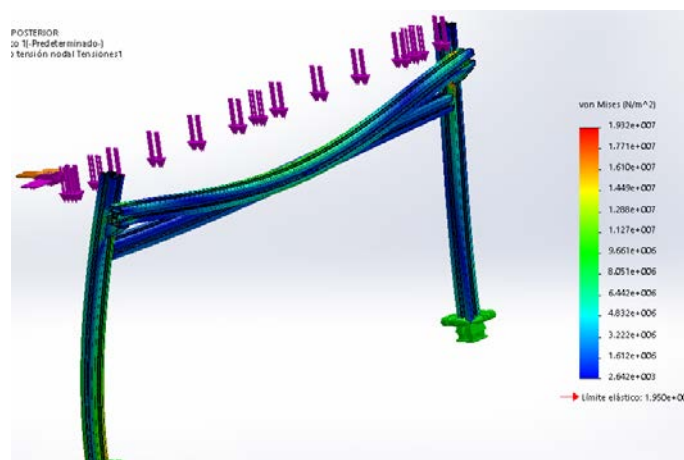


Figura 16 Esfuerzos en la estructura posterior simplificada.

Para los desplazamientos como se observa en la figura 17 son alrededor de 1.6 mm; sin embargo, solo es parte de la estructura simplificada y con un factor de 2.8 por lo tanto se estima que sean menos de la mitad.

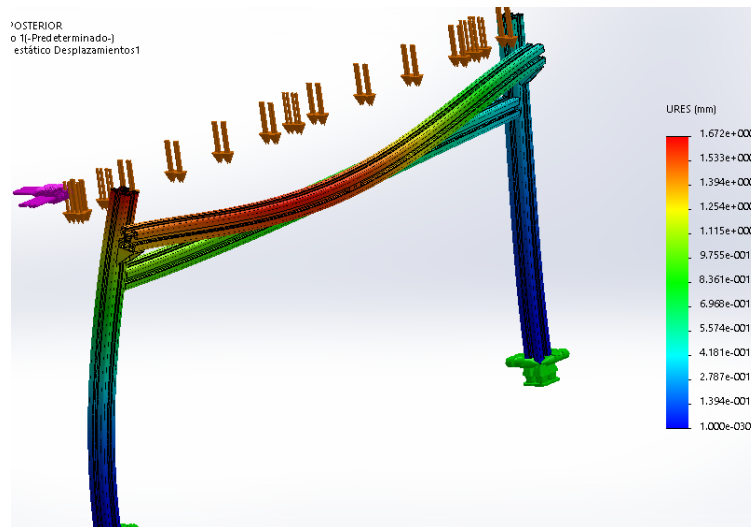


Figura 17 Desplazamientos en la estructura posterior simplificada.

Los resultados respecto a la estructura frontal son similares, debido a que son las mismas dimensiones.

Análisis de la estructura lateral

Para la estructura lateral se añadieron las escuadras de sujeción que unirán los perfiles y se tomó en cuenta una carga distribuida de 150 N y dos cargas de 75 N como se muestra en la figura 18 en donde se observa que los esfuerzos son mayores cerca de la parte fija en el perfil vertical y en las uniones de las escuadras; sin embargo, el FS es del alrededor de 11 por lo que la estructura puede resistir las condiciones mostradas.

Los desplazamientos en la estructura lateral de acuerdo a las condiciones descritas anteriormente se muestran en la figura 19 donde se observa que el desplazamiento es mayor en la esquina superior derecha por las fuerzas aplicadas en esas direcciones, aunque esas direcciones se reforzaran por las otras partes

que faltan en la estructura. Se están analizando las estructuras de manera simplificada.

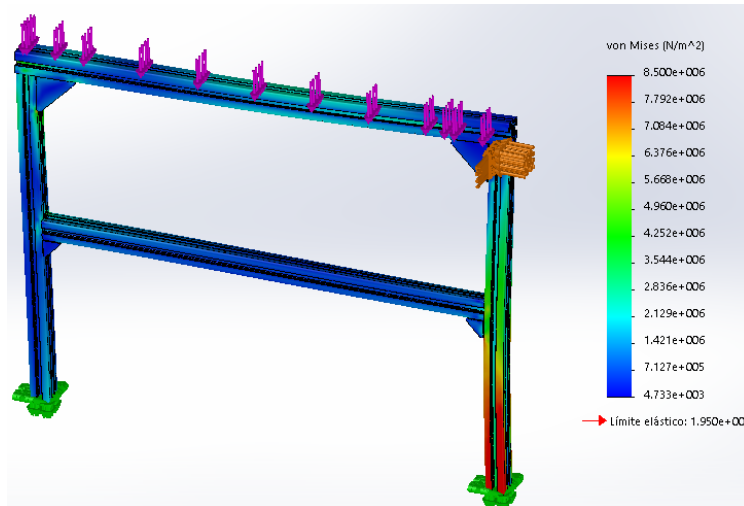


Figura 18 Esfuerzos en la estructura lateral.

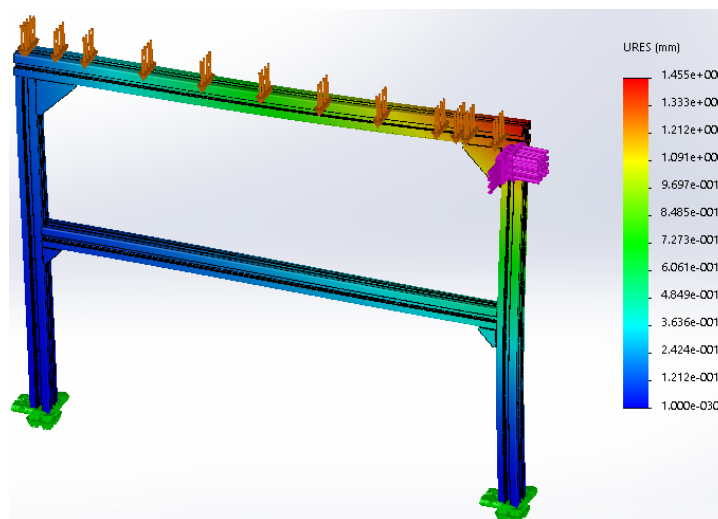


Figura 19 Desplazamientos en la estructura lateral.

Análisis de los soportes de la malla y la campana

Debido a que los soportes son los que soportaran los marcos que forman la campana y la malla se decidió analizar su capacidad de carga. Por lo tanto, en la figura 20 se muestran los esfuerzos correspondientes a una fuerza de 126 N sobre

la parte superior del soporte y un desplazamiento no cero en donde ira el tornillo. En la figura 20 se observa que el esfuerzo máximo es menor que el límite elástico lo que genera un FS de alrededor de 6.8 lo cual es más que aceptable.

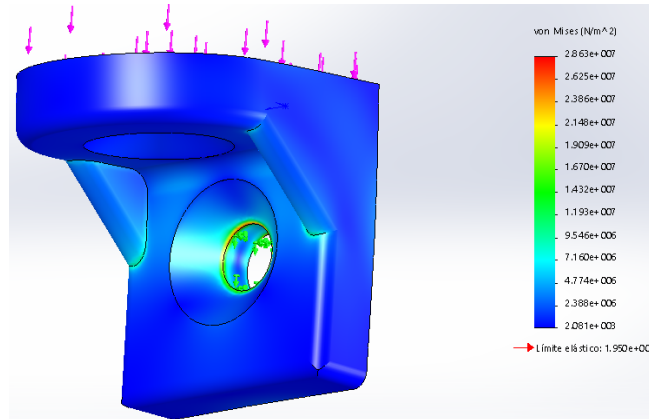


Figura 20 Esfuerzos en el soporte de la malla-campana.

En la figura 21 se muestra el resultado de los desplazamientos los cuales no superan 0.1 mm a pesar de que el material para el soporte, se utilizó la misma aleación de aluminio que para los perfiles.

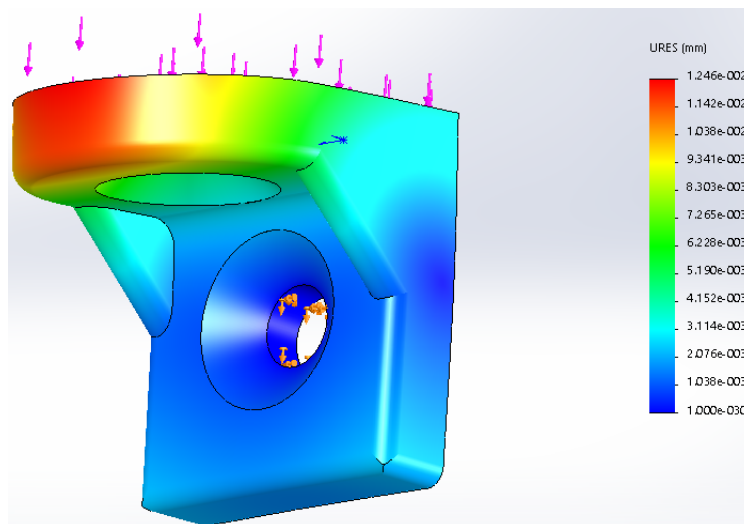


Figura 21 Desplazamientos en el soporte de la malla-campana.

Análisis del soporte del motor 1

Para el soporte del motor se utilizó la misma aleación de aluminio que para los perfiles; sin embargo, podrían fabricarse de nylacero® debido a las prestaciones

de maquinabilidad y a los resultados arrojados con el aluminio los esfuerzos son considerablemente bajos como se muestra en la figura 22 y podría resistirlo el nylacero® sin problema. Las condiciones de frontera son un torque de 30 Nm más del doble de lo que generara el motor y desplazamientos de 0 en donde se fijaran cuatro tornillos. Con estas condiciones como se observa en la figura 22 los esfuerzos mayores se concentran en la parte superior para fijar al perfil; sin embargo, se genera un FS de casi 2, lo cual resulta aceptable.

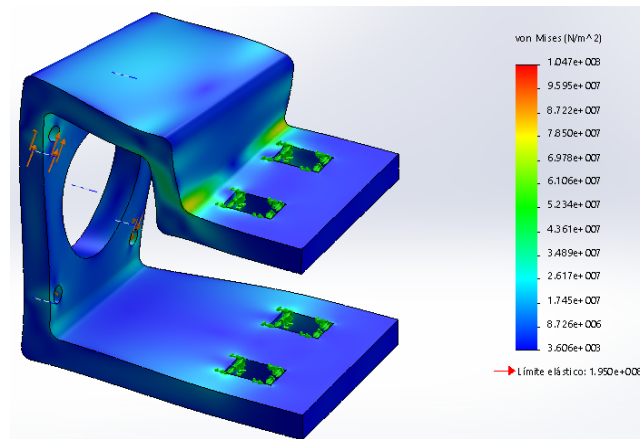


Figura 22 Esfuerzos en el soporte motor 1.

Con un FS de 2 los desplazamientos alcanzan menos de 0.1 mm tal y como se muestra en la figura 23 lo que resulta favorable por parte del diseño del soporte del motor.

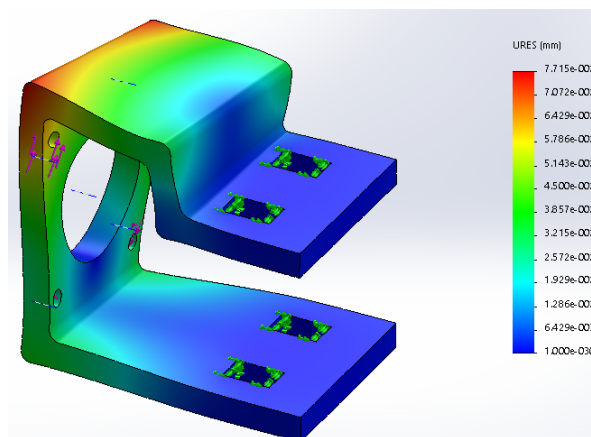


Figura 23 Desplazamientos en el soporte motor 1.

Análisis del soporte del motor 2

Debido a que cambia la configuración de la sujeción para el motor 2, encargado del movimiento transversal. En la figura 24 se muestran el resultado de aplicar un par de 20 Nm al diseño propuesto. Para éste caso los esfuerzos más críticos se ubican cerca de la sujeción y el lado del doblado; sin embargo, el FS sigue siendo de 2, con un resultado aceptable para el desempeño del soporte.

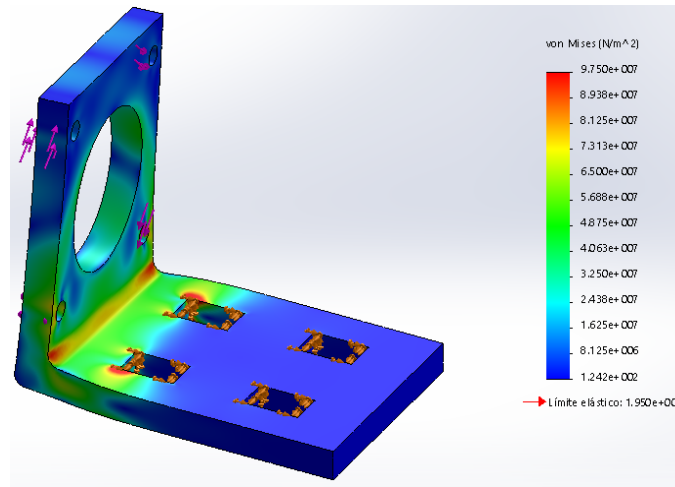


Figura 24 Esfuerzos en el soporte motor 2.

Por otro lado, los desplazamientos máximos no alcanzan los 0.5 mm como se muestra en la figura 25 lo cual no genera ningún inconveniente con respecto a los demás componentes.

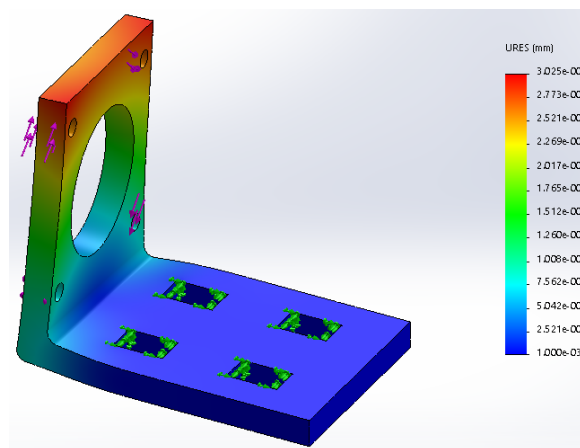


Figura 25 Desplazamientos en el soporte motor 2.

Análisis del soporte del reductor 1

Otro elemento importante para el movimiento es el soporte del reductor, este elemento se encarga de transmitir el par de la polea reductora hacia el carrito para generar el desplazamiento. Para su análisis se aplicaron dos fuerzas de 100 N en las direcciones que se muestran en la figura 26 recreando la tensión de la banda. Como se muestra en la figura 26 el esfuerzo es pequeño de manera general en toda la pieza, con un FS de alrededor de 11.

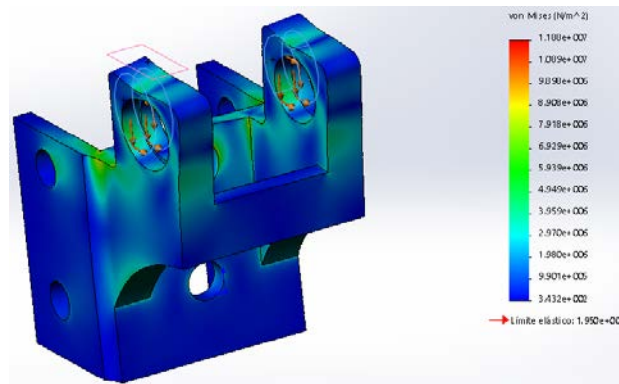


Figura 26 Esfuerzos generados en el soporte del reductor 1.

La figura 27 muestra los desplazamientos en el soporte reductor, no alcanzan la décima de milímetro, lo cual implica que no son perceptibles en el sistema de la cortadora láser.

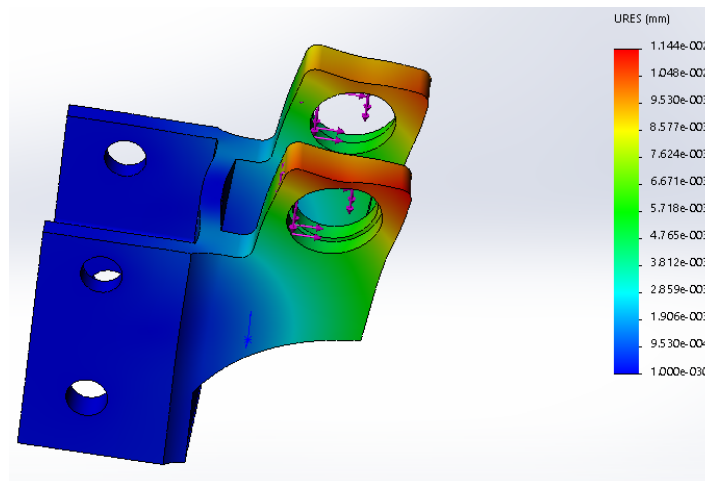


Figura 27 Desplazamientos generados en el soporte del reductor 1.

Análisis del soporte del reductor 2

Para el movimiento transversal el soporte del reductor cambia y bajo la acción de fuerzas de 100 N en dos direcciones como se muestra en la figura 28 se observa que los esfuerzos son mayores que para el soporte reductor 1; sin embargo, el FS es alrededor de 8 lo cual sigue muy por debajo del límite elástico.

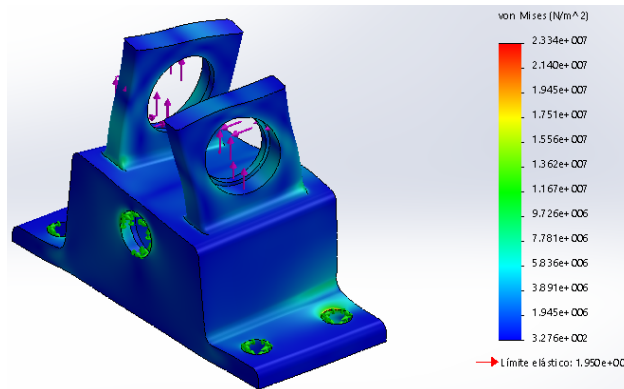


Figura 28 Esfuerzos generados en el soporte del reductor 2.

Los desplazamientos para el soporte reductor 2 son pequeños menores a la décima de milímetro lo cual sigue sin perturbar el sistema para desplazar el carrito que finalmente moverá el láser. Las direcciones de los desplazamientos son cruzadas debido a que ese efecto genera la banda sobre el eje que va montado en el soporte reductor 2.

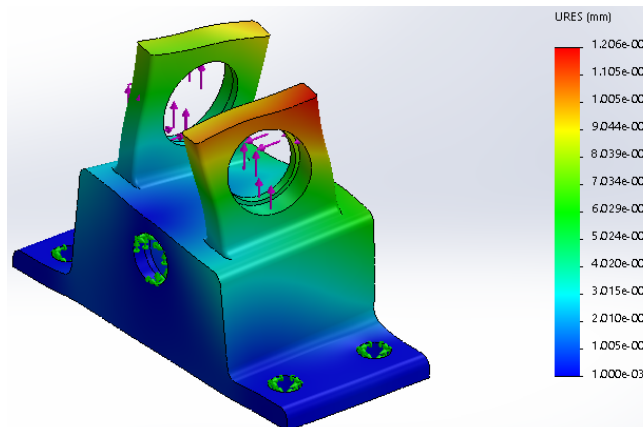


Figura 29 Desplazamientos generados en el soporte del reductor 2.

3. Resultados

Cada una de las piezas mostradas se diseñó para cumplir una determinada función en la cortadora. El análisis estático ayudó a validar el diseño propuesto, mejorar la geometría y optimizar la masa dando como resultado el material también. Aún es posible optimizar material, por ejemplo, en el soporte del reductor 1 los tornillos del extremo se podrían eliminar, sin embargo, sirven de sujeción para los perfiles de la estructura principal. Se tienen los planos para su posterior proceso de fabricación y comenzar la integración de los componentes que conforman la cortadora láser.

4. Discusión

Se compararon resultados analíticos mediante ecuaciones de resistencia de materiales con el método de elementos finitos mediante SolidWorks® en donde las diferencias fueron del orden de décimas para los desplazamientos con una concordancia superior al 85%. La simulación permite acercarse más a el modelo real.

Se presentó el diseño de la estructura con perfil BOSCH® para una cortadora láser. El siguiente paso es maquinar los elementos necesarios como los soportes de los motores y reductores de velocidad para comenzar a construir físicamente la cortadora.

5. Bibliografía y Referencias

- [1] Evengy Barkanov, Introduction to the Finite Element Method. Institute of Materials and Structures Faculty of Civil Engineering, Riga Technical University, 2001.
- [2] Arora Jasbir S., Introduction to Optimum Design, Elsevier 2004.
- [3] G. Budynas and Keith Nisbett J. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Mc Graw Hill, 2008.
- [4] Catálogo Rexroth Bosch Group. Elementos básicos de mecánica 2016.
- [5] Dassault Systemes SolidWorks Corporation, tutorial SolidWorks 2015.