

61

Fecha de presentación: noviembre, 2022

Fecha de aceptación: enero, 2023

Fecha de publicación: marzo, 2023

DISEÑO Y FABRICACIÓN

DE MÁQUINA PARA ENSAYO DE TRACCIÓN EN MATERIALES PARA INGENIERÍA DE TEJIDOS

DESIGN AND MANUFACTURE OF A MACHINE FOR TENSILE TESTS ON MATERIALS USED IN TISSUE ENGINEERING

Carlos Figueroa Hernández¹

E-mail: carlosrfh@tesla.cujae.edu.cu

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3821-8748>

Janet Carvajal de la Osa¹

E-mail: janetco@automatica.cujae.edu.cu

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7954-8359>

Liosmel Garcés Silveira²

E-mail: liosme.gs@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7125-9605>

John William Sandino del Busto³

E-mail: jwsandinod@unal.edu.co

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2925-3998>

Abel Fumero Pérez¹

E-mail: afumero@mecanica.cujae.edu.cu

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2542-6564>

¹Universidad Tecnológica de La Habana “José Antonio Echeverría” (CUJAE). La Habana, Cuba.

²Laboratorios Farmacéuticos AICA. UEB Sueros y Hemoderivados La Lisa. La Habana Cuba

³Universidad Nacional de Colombia (UNAL). Colombia.

Cita sugerida (APA, séptima edición)

Figueroa Hernández, C., Carvajal de la Osa, J., Garcés Silveira, L., Sandino del Busto, J. W., & Fumero Pérez, A. (2023). Diseño y fabricación de máquina para ensayo de tracción en materiales para ingeniería de tejidos. *Revista Universidad y Sociedad*, 15(2), 584-595.

RESUMEN

En el presente trabajo se realizó el diseño y fabricación de una máquina horizontal para el ensayo de tracción de bajas cargas en biomateriales, los cuales serán destinados a la Ingeniería de Tejidos (IT), fundamentalmente polímeros naturales y sintéticos. Se realizó una valoración de las características de este tipo de máquinas, del propio ensayo de tracción, así como de las propiedades de los materiales a ensayar, y de este modo proponer el diseño correspondiente. En la propuesta del diseño, el cual se ejecutó utilizando el software Autodesk Inventor 2018, se tuvo en cuenta, además, que se requiere de una máquina que permita la realización del ensayo a probetas de materiales biológicos bajo condiciones de biodegradación. Una vez definido el diseño de cada uno de los elementos mecánicos, se realizó la validación de los mismos a través de una simulación de las condiciones de carga reales por el Método de los Elementos Finitos con el software comercial Ansys Workbench 16.0 (Canonsburg, PA, USA). El trabajo culminó con la construcción de la máquina de ensayo.

Palabras clave: diseño, máquina de ensayo, ensayo de tracción, elementos finitos

ABSTRACT

In the present work, the design and manufacture of a horizontal machine was carried out, for the tensile test of low loads in biomaterials, which will be used for Tissue Engineering (IT), mainly natural and synthetic polymers. It was made an assessment of the characteristics of this type of machines, the tensile test itself, as well as the properties of the materials to be tested, and thus make the correct decisions to make the corresponding design. In the design proposal, which was executed using Autodesk Inventor 2018 software, it was also taken into account that a machine is required that allows the testing of biological materials to be tested under biodegradation conditions. Once the design of each of the mechanical elements was defined, their validation was carried out through a simulation of the real load conditions by the Finite Element Method with the commercial software Ansys Workbench 16.0 (Canonsburg, PA, USES). The work culminated in the construction of the tensile testing machine

Keywords: design, machine test, tensile test, finite elements.

INTRODUCCIÓN

El desarrollo de nuevos materiales para su uso en la Ingeniería de Tejidos (IT) ha planteado la necesidad de incrementar los estudios sobre materiales poliméricos, tanto los obtenidos de origen natural como sintético, los cuales son destinados para la construcción de los andamios, que poblados con células madre garantizarán la regeneración de los tejidos (Pengju, 2021).

El implante de estos andamios en el organismo lleva consigo un contacto con los fluidos corporales, los cuales activarán el proceso de biodegradación programado para una regeneración efectiva de los tejidos. Durante este proceso, la resistencia mecánica de los andamios debe garantizarse de forma tal que no ocurran deformaciones elasto plásticas en los mismos y el fluido de nutrientes y la motilidad celular se desarrolle de manera efectiva (Fan, 2021).

En el diseño de las máquinas convencionales para los ensayos mecánicos no se consideran las condiciones de biodegradación, este elemento es tenido en cuenta en el desarrollo del presente trabajo, además de los bajos niveles de resistencia con los cuales se fabrican los materiales para andamios, esto implica que las celdas de carga permitan medir esfuerzos menores que 150 N, lo cual motivó el diseño construcción y calibración de este elemento. No obstante, a las condiciones específicas del ensayo para materiales de baja resistencia, el principio de funcionamiento de las máquinas de tracción es el mismo en todos los casos (Rodríguez, 2019), por lo que también se deben considerar las dimensiones normadas de la probeta. Otros elementos a tener en cuenta son: la resistencia y rigidez de la estructura de la máquina (Osorio, 2017).

El diseño de los elementos de máquinas es asistido por **software**, los cuales facilitan la selección de las formas y cálculo de las dimensiones de las piezas a construir. En el presente trabajo es utilizado el Autodesk Inventor. Otro elemento a considerar en el diseño es el cálculo de los niveles de esfuerzo, así como las deformaciones experimentadas. Todo esto se pueden determinar utilizando software de elementos finitos (Pérez, 2013; Gómez, 2015), entre los cuales se encuentra el **Ansys Workbench** 16.0. La consideración de los elementos anteriormente citados permite hacer un diseño adecuado de una máquina de ensayo de tracción para biomateriales de baja resistencia.

El objetivo del presente trabajo consiste en diseñar y construir una máquina para realizar ensayos de tracción en biomateriales de baja resistencia, los cuales son utilizados en la Ingeniería de Tejidos.

MATERIALES Y MÉTODOS

En el diseño de la máquina se utilizaron los programas Autodesk Inventor Professional 2018 (para generar la geometría de los elementos mecánicos) y el **Ansys Workbench** 16.0 (**Canonsburg, PA, USA**) 2017, para determinar el estado tensional de la estructura de la máquina de ensayo.

Los requerimientos necesarios para el diseño y fabricación del prototipo se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1. Parámetros requeridos para el diseño de la máquina de ensayos a tracción

Requerimientos	Valor
Tipo de prueba	Ensayo de tracción
Capacidad de carga	150 N
Resolución mínima de variables a estudiar	5 N; 0.01 mm
Dimensiones de la muestra de ensayo [6]	longitud máx = 65 mm; ancho máx = 25 mm; espesor máx = 5 mm
Peso de la máquina	Menor de 10 Kg
Dimensiones de la máquina	longitud máx = 400 mm; ancho máx = 120 mm; altura máx = 120 mm
Velocidad recomendada por la norma ASTM D638 [6]	50 mm/min

Fuente. Elaboración propia

El cálculo de los valores necesarios para la construcción de la máquina se realizó tomando como base, procedimientos desarrollados por diferentes autores (Gómez, 2006; Rivero, 2020).

Para facilitar el diseño de la instalación, se trabajaron tres sistemas independientes que luego se ensamblaron: sistema para transmisión de movimiento, sistema de sujeción de las probetas, sistema base o de estructura, y sistema de medición de fuerzas y desplazamientos. El esquema de la instalación obtenido por el Autodesk Inventor se muestra en la figura 1, el mismo se tomó como punto de partida para el posterior análisis de sus componentes.

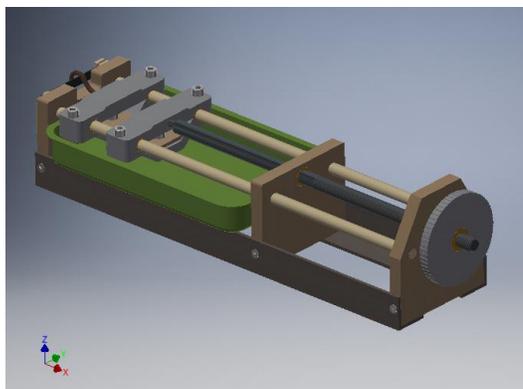


Figura 1. Esquema de la máquina para ensayo de tracción
Fuente. Elaboración propia

Sistema para transmisión de movimiento

El sistema para la transmisión del movimiento de la máquina se diseñó de forma tal que el desplazamiento originado sobre la probeta permita medir correctamente sus deformaciones, notando que el tornillo utilizado para la transmisión del esfuerzo debe ser autofrenado, evitando retrocesos durante la deformación de la muestra.

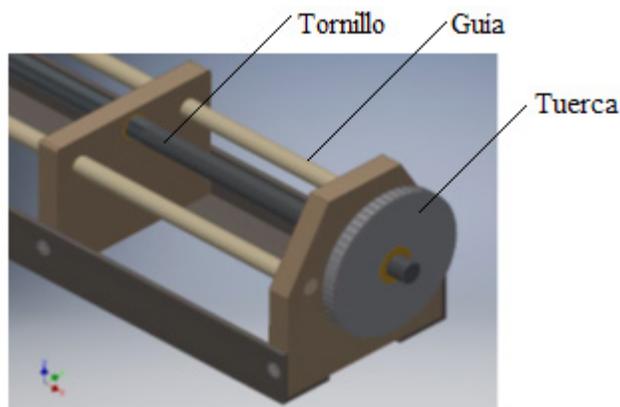


Figura 2. Esquema del sistema para transmisión de movimiento
Fuente. Elaboración propia

Este sistema incluye: una manivela, un tornillo de potencia y dos guías de soporte al sistema, como se observó en la figura 2. Estos componentes no entran en contacto directo con la probeta y el líquido para ensayos, por lo que no es necesario materiales resistentes a la corrosión para su fabricación, mientras que para el caso de la transmisión husillo-tuerca, la selección de los materiales debe cumplir con lo recomendado para este tipo de transmisiones.

Tornillo de potencia

El tornillo de potencia se diseña para transmitirle a la probeta un movimiento de traslación longitudinal que provoque su estiramiento. Las dimensiones características de la transmisión se determinan partiendo de la verificación a desgaste en el par husillo – tuerca, las cuales se validan comprobando posteriormente la resistencia de la transmisión (Rechetov, 1990; Budynas, 2012).

Determinación del diámetro medio de la transmisión

Para este cálculo se utiliza la expresión (1)

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2P}{\pi[P]\varphi H}} \geq \sqrt{\frac{2.150}{\pi \cdot 8,826 \cdot 2}} \geq 2,32 \text{ mm} \quad (1)$$

Donde P representa la fuerza axial actuante sobre el tornillo, que en este caso será de 150 N (carga máxima admisible para el diseño de la máquina de ensayos). El coeficiente [P] indica la presión admisible en la superficie de contacto de la rosca, toma su valor dependiendo de los materiales del husillo y la tuerca. En este caso el coeficiente toma un valor de 8,826 MPa (tornillo de acero AISI 1045 sin tratamiento térmico y tuerca de bronce SAE 64). El coeficiente de altura de la tuerca (φH) toma valores entre 1,2 y 2,5 para tuercas enterizas. Para el cálculo del diámetro medio se emplea $\varphi H = 2$.

Parámetros geométricos de la transmisión

Primero se define el diámetro exterior de la rosca en el tornillo, que se normaliza según la norma GOST 9484 – 60. Para ello se considera que $d \approx 1.25 \cdot d_2$ (Rechetov, 1982; Budynas, 2012).

$$d \approx 1.25 \cdot d_2 \approx 2,9 \text{ mm}, \text{ Normalizando se tiene que: } d = 12 \text{ mm}$$

El valor de d se sobredimensiona para facilitar su manufactura e incrementar su resistencia a la tracción. El resto de los parámetros geométricos son normalizados y calculados a continuación y representados en la figura 3:

$p = 2 \text{ mm}$ (paso de la rosca); el valor de paso seleccionado permitirá realizar el ensayo con una velocidad de avance moderada.

$$h_1 = 1.25 \text{ mm} \text{ (altura del perfil de la rosca del tornillo)}$$

$$h = 1 \text{ mm} \text{ (altura de trabajo del perfil)}$$

$$z = 0.25 \text{ mm} \text{ (holgura de rosca)}$$

$$\alpha = 30^\circ \text{ (ángulo entre flancos)}$$

$$b = 1.402 \text{ mm} \text{ (ancho de la base del filete de rosca)}$$

$D_1 = d - p = 12 - 1 = 11 \text{ mm}$ (diámetro exterior de la tuerca)

$d_3 = d - 2h_1 = 12 - 2(1,25) = 9,5 \text{ mm}$ (diámetro interior de la rosca del tornillo)

$D_4 = d + 2(z) = 12 + 2(0,25) = 12,5 \text{ mm}$ (diámetro interior de la tuerca)

$d_2 = D_2 = (D_4 + d_3) / 2 = (12,5 + 9,5) / 2 = 11 \text{ mm}$ (diámetro medio de la rosca)

$H = (d_2) = 2(11) = 22 \text{ mm}$ (altura de la tuerca)

$D = 20 \text{ mm}$ (diámetro exterior de la tuerca)

$l = H / p = 22 / 1 = 22 \text{ hilos}$ (cantidad de hilos de la tuerca)

$\rho' = \arctan [f / \cos (\alpha / 2)] = \arctan [0,2 / \cos (30 / 2)] = 11,698^\circ$; es el ángulo de fricción reducido; f es el coeficiente de fricción entre los materiales en contacto de la transmisión. Para un tornillo de acero y una tuerca de bronce toma valores entre 0,15 y 0,23 empleándose un valor de $f=0,20$.

$\psi = \arctan [p/(\pi d_2)] = \arctan [1\pi \cdot 11] = 1,657^\circ$ (ángulo de elevación de la hélice)

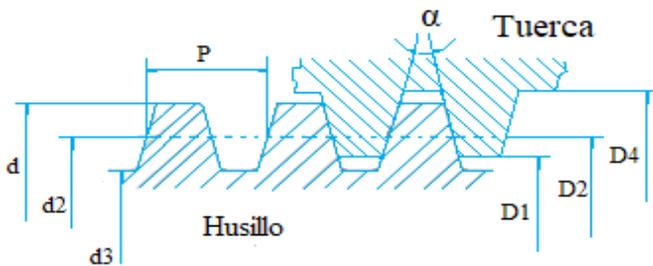


Figura 3. Parámetros de la transmisión husillo-tuerca

Fuente. Elaboración propia

De esta forma, se obtiene un perfil de rosca trapecial $Tr 12 \times 2 \cdot \alpha$

Verificación de la condición de autorretención

$$\rho' > \psi \quad 11,698^\circ > 1,657^\circ$$

Al cumplirse esta condición, puede afirmarse que la transmisión será autorretenida, cumpliendo con los requerimientos del diseño.

Cálculo de la eficiencia

La eficiencia se determina mediante la expresión (2)

$$\eta = \frac{\tan \varphi}{\tan(\rho' + \varphi)} = \frac{\tan 1,657}{\tan(11,698 + 1,657)} 100 = 12,18 \% \quad (2)$$

Sistema de sujeción de las probetas

El sistema de sujeción, mostrado en la figura 4, se diseñó teniendo en cuenta las características del material a analizar y las condiciones que sobre él se impondrán. Se trata de materiales de baja resistencia mecánica y poca rigidez, manifestada en su elevada elasticidad. El componente fundamental de este sistema son las mordazas, aunque también cuenta con dos guías, y un recipiente para líquidos de ensayo. Para cumplir con las características del ensayo, en el que las mordazas estiran la probeta analizada, se requiere que ambas mordazas permitan el deslizamiento de éstas con respecto a las guías. Para ello será necesario calcular un ajuste móvil o ajuste con juego en esa unión.

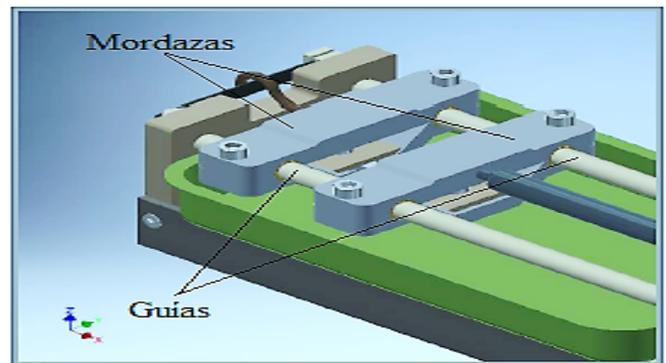


Figura 4. Esquema del sistema de mordazas

Fuente. Elaboración propia

Mordazas

Las mordazas se diseñan como dos piezas separadas y unidas entre sí por medio de dos tornillos que la fijan a las guías. Esta unión se logra diseñando superficies semicilíndricas en los extremos, de forma tal que una vez unidas se complete la forma de un cilindro con el diámetro de las guías por las que se deslizan.

La pieza inferior de las mordazas, en la figura 5a, se diseña con una geometría tal que la probeta mantenga contacto permanente con el líquido de ensayos que se deposita en el recipiente. En su base se elabora un agujero roscado ISO M6 x 1 mm por el que se inserta un tornillo que empuja una tapa (figura 5c) sobre la probeta para fijarla a la mordaza.

La pieza superior completa el esquema de las mordazas y se diseñó lo más sencilla posible, tal como se muestra en la figura 5b. Una de ellas cuenta con un agujero roscado ISO M6 x 1 mm que se vincula con la sección roscada que tiene el husillo en uno de sus extremos. Mientras que la otra se diseña con un pequeño agujero roscado ISO

M4 x 0,7 mm donde se inserta un gancho metálico que vinculará la mordaza con la celda de carga.

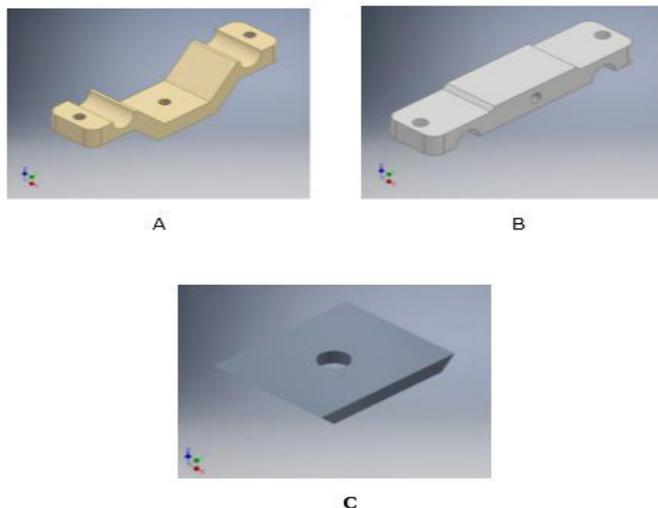


Figura 5. Componentes de las mordazas: a) pieza inferior, b) pieza superior y c) tapa para fijar la probeta.

Fuente. Elaboración propia

Recipiente para los líquidos de ensayo

Teniendo en cuenta que se necesita analizar el comportamiento de las muestras bajo condiciones de biodegradabilidad, se diseña un recipiente para almacenar los líquidos. Como resultado del proceso de diseño se obtuvo un recipiente mostrado en la figura 6 que en sus dimensiones abarca todo el recorrido de las mordazas, o sea, que garantiza la condición de biodegradabilidad durante todo el estiramiento de la probeta. El volumen total del recipiente para líquidos de ensayo no supera los 0,50 dm equivalentes a 0,5 litros. En la figura 6 se muestra una representación del diseño de este componente del sistema.

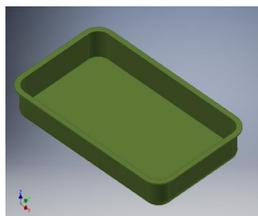


Figura 6. Esquema del recipiente para líquidos de ensayos

Fuente. Elaboración propia

Estructura de la máquina

En el diseño de la máquina, el sistema base, debe garantizar la estabilidad de todas las piezas que la conforman, así como la de los instrumentos de medición que en este caso son dos comparadores de perfil para medir

deformaciones de hasta 0.001 mm. Por tal motivo este sistema requiere un diseño que permita obtener la rigidez y resistencia adecuada para no interferir en la calidad de la medición que se efectuará, para esto se seleccionó cuidadosamente los espesores y otras dimensiones importantes de sus elementos constituyentes, permitiendo la creación de una máquina compacta. Tal como se muestra en la figura 7, este sistema está compuesto por tres soportes y una base que los une.

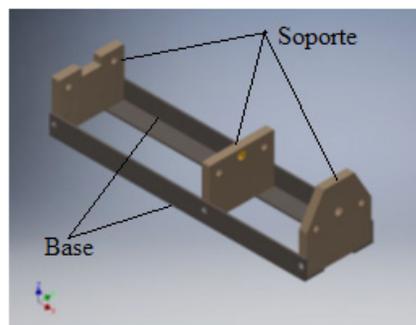


Figura 7. Esquema del sistema base

Fuente. Elaboración propia

En el proceso de diseño se requiere fijar la celda de carga al soporte, para lo que se realizaron dos agujeros roscados en una de sus superficies como se muestra en la figura 8. Esta fijación al soporte garantiza la flexión de la celda de carga.

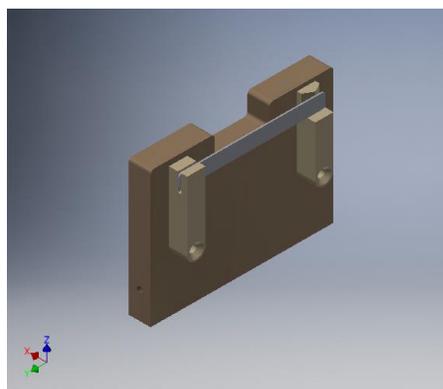


Figura 8. Esquema de ensamble de la celda de carga en el soporte izquierdo

Fuente. Elaboración propia

Sistema de medición de fuerzas y desplazamientos

El sistema de medición de fuerzas y desplazamiento mostrado en la figura 9, tiene como función principal el registro de carga y el alargamiento de la probeta para con estas magnitudes construir la curva de tensión vs

deformación. Se incluye como un sistema más en el diseño de la máquina de ensayos a tracción, formado por: una celda de carga, un gancho que vincula la celda con el sistema de mordazas, dos comparadores de perfil con un error de 0.001 mm.

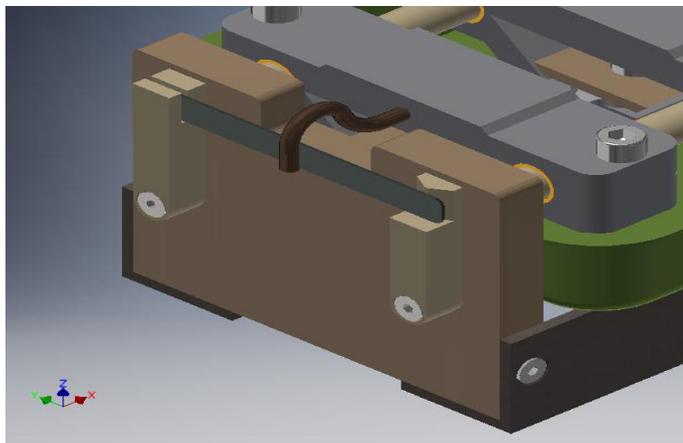


Figura 9. Sistema de medición de fuerzas y desplazamientos (celda de carga)

Fuente. Elaboración propia

Diseño de la celda de carga

La celda de carga se diseña para medir correctamente los valores de fuerzas aplicados sobre la probeta analizada por medio de un sensor. Con su diseño se busca una alternativa a las celdas de carga extensométricas utilizadas tradicionalmente. El mismo consiste en una lámina de sección transversal uniforme dispuesta entre dos apoyos, que al aplicarle una carga registra una deflexión que se calcula empleando un modelo matemático basado en la Ecuación Diferencial Elástica de la Viga, que varía según la disposición de los apoyos y de la ubicación de la carga aplicada sobre la viga. Para este diseño se ha previsto el montaje entre un apoyo empotrado y otro con rodillos, mientras que la carga será aplicada en el centro de la viga. La figura 10 muestra el modelo matemático aplicado en estas condiciones para admitir una carga máxima de hasta 150 N. La deflexión en la viga se calcula con la expresión (3):

$$f = \frac{7.F.l^3}{768.E.I} \quad (3)$$

La fuerza F será la fuerza aplicada por el sistema de mordazas a la probeta y es el valor a determinar en el ensayo. Este, junto a la deformación de la probeta constituyen la curva tensión - deformación. El coeficiente E representa el Módulo de Young del material empleado para la

fabricación de la celda. Este material debe poseer buenas propiedades elásticas y elevada resistencia mecánica. Para cumplir con estos requerimientos se selecciona el acero rápido DIN 1.3343 (AISI M2) cuyas propiedades mecánicas se presentan en la Tabla 2.

Tabla 2. Propiedades mecánicas del acero rápido DIN 1.3343 (Waldun, 2022)

Propiedad	Valor
Densidad (g/cm^3)	8,12
Módulo de elasticidad (N/mm^2)	217.103
Límite de elasticidad (N/mm^2)	850
Resistencia máxima a tracción (N/mm^2)	920

Fuente. Elaboración propia

El momento de inercia I , refleja la distribución de masa de la celda de carga respecto a un eje de giro. Para realizar el cálculo de este coeficiente se considera que el cuerpo de la celda rotará respecto al eje Y mostrado en la figura 10. Se calcula entonces de la forma siguiente:

$$I_x = \frac{b.h^3}{12} = \frac{1,60.(8)^3}{12} = 68,26 \text{ mm}^4 \quad (4)$$

$$I_y = \frac{h.b^3}{12} = \frac{8.(1,60)^3}{12} = 2,73 \text{ mm}^4 \quad (5)$$

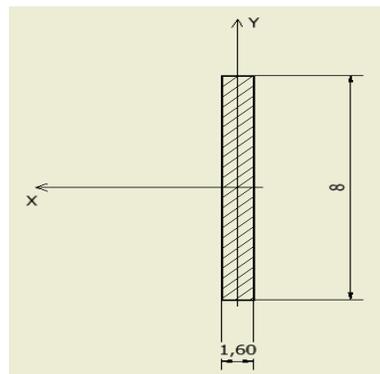


Figura 10. Esquema para calcular el momento de inercia de la celda

Fuente. Elaboración propia

Con la definición de todos los coeficientes, se sustituyen los valores en la expresión (3), obteniéndose el valor de F .

El resultado de esta expresión se asemeja a la ecuación para el cálculo de la fuerza elástica en los resortes. Como

se observa de la sustitución queda que $F = f \cdot K$, donde el coeficiente K representa la constante elástica del muelle o resorte y f la deformación del resorte.

Entonces se considera que la celda de carga se comporta como un resorte de constante elástica equivalente a 236,67 N/mm, con un error de cálculo admisible de $\pm 1\%$. Debe observarse que el valor de esta constante sólo puede aplicarse para la geometría y el material propuesto de la celda de carga. Si es empleada con una celda de sección transversal y material diferentes, se obtendrán errores en la medición de fuerza aplicada.

Llegado a este punto se concluye que la forma para determinar la fuerza aplicada a la probeta utilizando la celda de carga que se propone, consiste en registrar los valores de deflexión en la celda (utilizando el indicador de esferas) y sustituirlo en la fórmula señalada anteriormente.

Para validar esta propuesta y evaluar hasta qué valor puede aplicársele cargas a la celda de carga sin inutilizarla por una deformación plástica o por rotura, debe realizarse una simulación del estado tensional.

Gancho de celda

Como ya se ha descrito anteriormente, el sistema de mordazas se conectará al sistema de medición de fuerzas y desplazamientos mediante un gancho, que se muestra en la figura 11.



Figura 11. Gancho para la celda de carga

Fuente. Elaboración propia

El diseño de este componente requiere del cumplimiento de dos condiciones: al aplicar las cargas sobre el sistema de mordazas el gancho no debe sufrir deformaciones plásticas y no llegar a la rotura. Ambas condiciones son de estricto cumplimiento, pues si no se cumple la primera de ellas se verá afectada la medición de desplazamientos, mientras que la segunda condición debe cumplirse para garantizar la correcta medición de las fuerzas aplicadas.

Para su fabricación se considera emplear el acero AISI 1045 que por sus características permite obtener una elevada resistencia mecánica en este componente de la máquina. No obstante, queda por comprobar si este material resulta el más idóneo. Este último aspecto se

valora durante la simulación, de cuyo resultado también depende definir si las dimensiones dadas a la pieza son correctas.

Simulación de la instalación por el método de los elementos finitos (MEF)

La simulación por el MEF de la instalación se realiza con el objetivo de comprobar que las tensiones y deformaciones originadas en cada pieza por el estado de carga no superen el límite elástico del material con que se construyen. Si las tensiones y deformaciones en la pieza superan el límite elástico del material, entonces se obtendrán deformaciones plásticas que dañarían la calidad de la pieza y afectarían la calidad de las mediciones que se realizarán.

Para simular la instalación durante su funcionamiento se utiliza el software *ANSYS Workbench* 16.0. Al comenzar el análisis, primero se deben identificar las piezas o componentes que se encuentren en mayor sollicitación de cargas. Una vez identificadas dichas piezas, se procede con la secuencia mostrada a continuación:

1. Analizar las piezas utilizando métodos de la Resistencia de Materiales, para definir magnitud, dirección y sentido de las cargas actuantes.
2. Establecer las restricciones de movimiento en las piezas simulando las restricciones establecidas por el ensamble (por ejemplo, las uniones atornilladas, las guías, etc.).
3. Definir el material de la pieza por analizar, del que el software establece automáticamente las propiedades físicas y mecánicas. En caso de que no se encuentren las propiedades del material en la biblioteca del programa, éstas deben ingresarse manualmente.
4. Obtener el mallado de cada pieza, generado por el programa. En las superficies que se consideren relevantes debe refinarse la malla para obtener mejores resultados.
5. Obtener los resultados de la simulación.

En los resultados se analizan fundamentalmente los valores de las tensiones de Von Mises (tensión equivalente) y las deformaciones, que son las magnitudes que mejor caracterizan el estado del material. Para facilitar el estudio de la máquina de ensayos, se realizan simulaciones de tres estados de carga diferentes que reflejen el comportamiento de la probeta durante el ensayo. Esta simulación se realiza en la sección de la máquina más comprometida con la medición de desplazamiento y de fuerzas. Por tal motivo para la simulación de la máquina se presenta solo una sección de ésta a la vez.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Simulación del estado de carga inicial

En esta etapa se comprueba el comportamiento de la máquina cuando la fuerza en la probeta comienza a tener una magnitud significativa. En la curva de tensión-deformación, esta pudiera definirse como la zona elástica del material de la probeta, donde al aplicar una carga determinada de 25N, la probeta regresa a su forma original una vez descargada. Siguiendo la metodología antes mencionada, se obtiene que las cargas que se exponen en la tabla 3 (para ambos casos), serán aplicadas fundamentalmente en las mordazas tal como se observa en la figura 12 a y b

Tabla 3. Tabla donde se exponen las condiciones de carga inicial a aplicar durante la simulación de los diferentes estados de carga

Static Structural Time: 1.s 24/1/2020
Force: 25.N Force 2: 25.N Force 3: 25N Force 4: 25.N Force 5: 12.5.N Force: 6: 12.5 N Fixed Support Fixed Support 2

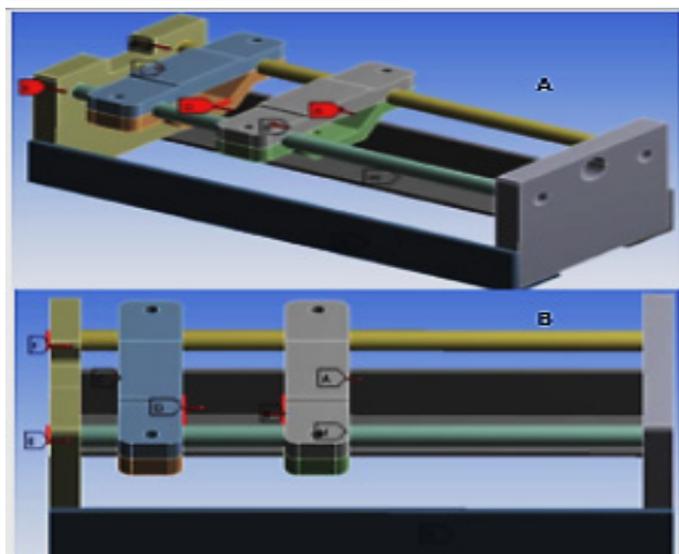


Figura 12. Aplicación de las cargas actuantes sobre la máquina

Fuente. Elaboración propia

Las restricciones de movimiento en las piezas se definen a partir del propio ensamble, donde los contactos entre las piezas serán determinantes para esto. De esta forma las mordazas no pueden desplazarse libremente pues están restringidas por el contacto con las guías y la unión atornillada entre ambas. Estas (las guías) quedan restringidas al estar insertadas en los agujeros de los soportes. Finalmente se restringe la base de la máquina hacia un plano que simularía la fijación de la máquina a la mesa de trabajo, insertando correctamente los materiales definidos para la construcción en el programa para obtener resultados confiables. En el caso del acero AISI 1045 las propiedades mecánicas que se insertan al programa son mostradas a continuación.

- Módulo de Young = 200 000 MPa
- Coeficiente de Poisson = 0,30
- Límite de fluencia a tracción = 310 MPa
- Resistencia máxima a tracción = 565 MPa
- Densidad = 7,85 g/cm³

Propiedades del acero inoxidable AISI 316L (31):

- Módulo de Young = 197 GPa
- Coeficiente de Poisson = 0,30
- Límite de fluencia a tracción = 205 MPa
- Resistencia máxima a tracción = 515 MPa
- Densidad = 8,03 g/cm³

Propiedades del bronce SAE 64 (32):

- Módulo de Young = 17,5. 10e6 psi
- Coeficiente de Poisson = 0,2
- Límite de fluencia a tracción = 12,7 kg/mm²
- Resistencia máxima a tracción = 24,6 kg/mm²
- Densidad = 8,86 g/cm³

El mallado de los componentes se realizó de forma individual, utilizando mayor cantidad de elementos en aquellos componentes donde se quiere medir con mayor exactitud el efecto del estado de carga impuesto. Por lo que para las mordazas y las guías se utilizaron elementos con un tamaño medio de 1 mm, mientras que para el resto de los componentes se utilizó un mallado con tamaño de 3 mm. El resultado de esta etapa de la simulación se muestra en la figura 13.

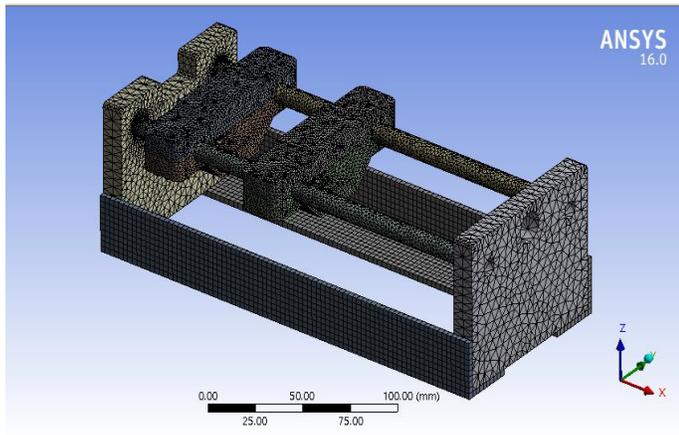


Figura 13. Mallado de la instalación generado para el estado de carga inicial

Fuente. Elaboración propia

Durante el proceso de mallado se observaron superficies de contacto entre dos o más piezas en las que puede generarse un nivel de tensiones relevante. Para obtener mejores resultados de la simulación, se refinó el mallado de la forma que se muestra en la figura 14.

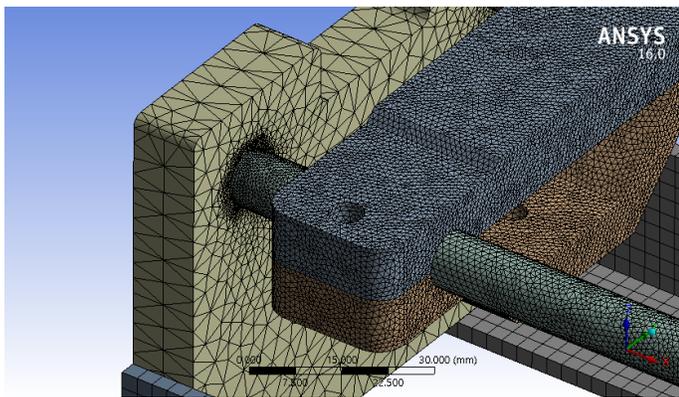


Figura 14. Vista de refinamiento de la malla en la unión guías de mordazas-soporte

Fuente. Elaboración propia

Con la generación del mallado en la pieza, se procedió a obtener los resultados de la simulación, mostrados gráficamente en la figura 15.

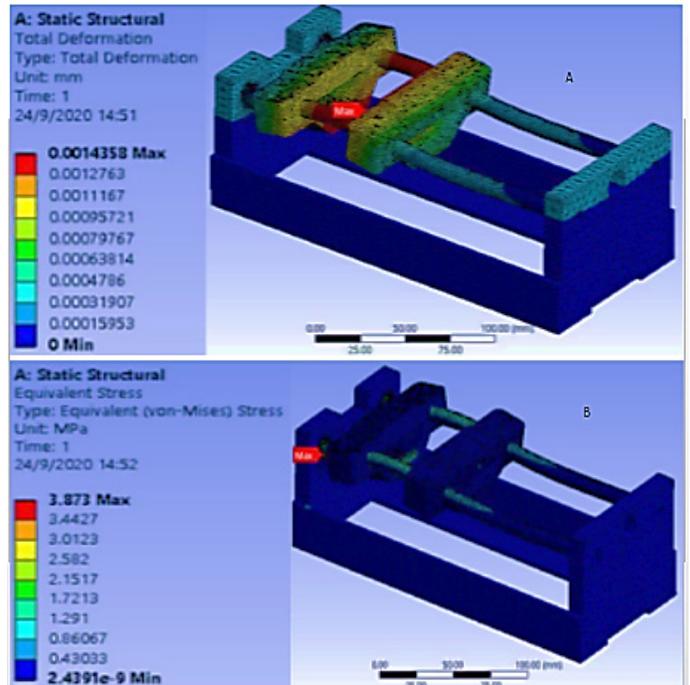


Figura 15. Resultados de la simulación: a) deformación total, b) tensión de Von Mises o tensión equivalente

Fuente. Elaboración propia

En la figura 15a se observa, que como consecuencia de las cargas aplicadas se obtiene un valor máximo de desplazamiento equivalente a 0,0014 mm, siendo un valor tan pequeño que no provoca afectaciones en la calidad de la medición.

De la misma forma se observa en la figura 15b que la tensión equivalente alcanza muy pequeños valores con un máximo de 3,873 MPa en la superficie de contacto entre las guías de mordazas y el soporte izquierdo. Al comparar este valor de tensión con el límite elástico del material con que se fabrican las guías construidas de acero (0,45%), queda establecido que esta pieza no sufrirá deformaciones plásticas.

Estado de carga intermedio

En esta etapa de la simulación se comprueba el comportamiento de la máquina cuando el desplazamiento en la probeta tiene un crecimiento proporcional al incremento de la carga aplicada. En la curva de tensión-deformación esta etapa pudiera definirse como la zona de deformación plástica del material de la probeta, donde se le aplica una carga determinada y la probeta no regresa a su forma original una vez descargada. En este sentido, se considera que la carga con que se realizará la simulación corresponde a 75 N. La metodología aplicada para

la simulación en estas condiciones es la misma que se ha seguido para el análisis anterior. Tanto el proceso de mallado, como la selección de materiales y la aplicación de restricciones, se mantiene constante. Solamente debe considerarse que la posición de las mordazas en el ensamble es diferente. La figura 16 muestra los resultados de la simulación realizada.

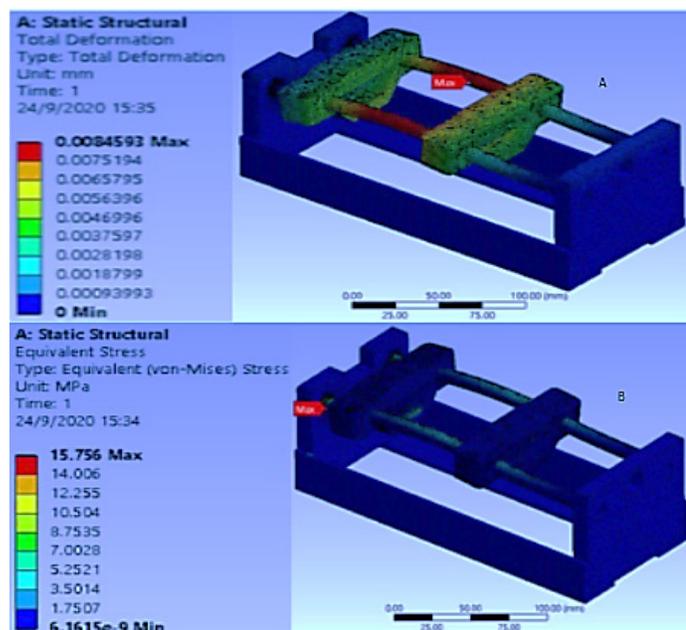


Figura 16. Resultados de la simulación: a) deformación total, b) tensión de Von Mises o tensión equivalente

Fuente. Elaboración propia

En la figura 16a se observa que como consecuencia de las cargas aplicadas se obtiene un valor máximo de desplazamiento equivalente a 0,0084 mm en las guías de las mordazas, siendo un valor que no provoca afectaciones en la calidad de la medición. Mientras en la figura 16b la tensión equivalente alcanza muy pequeños valores con un máximo de 15,756 MPa en la superficie de contacto entre las guías de mordazas y el soporte izquierdo. Al comparar este valor de carga con el límite elástico del material con que se fabrican el soporte y las guías (acero AISI 1045 y acero inoxidable AISI 316L) queda establecido que esta pieza no sufrirá deformaciones plásticas, pues la tensión equivalente no supera el valor del límite elástico del material.

Estado de carga final

En la última etapa de la simulación se comprueba el comportamiento de la máquina cuando el desplazamiento en la probeta llega a un valor límite, a partir del cual comienza a apreciarse la rotura de ésta. En la curva de

tensión–deformación esta etapa pudiera definirse como la zona de estricción o falla del material de la probeta, donde se le aplica una carga máxima (150N) que provoca la rotura de esta. Variando la posición de las mordazas en el ensamble y siguiendo la metodología ya descrita, en la figura 17 se muestran los resultados de la simulación.

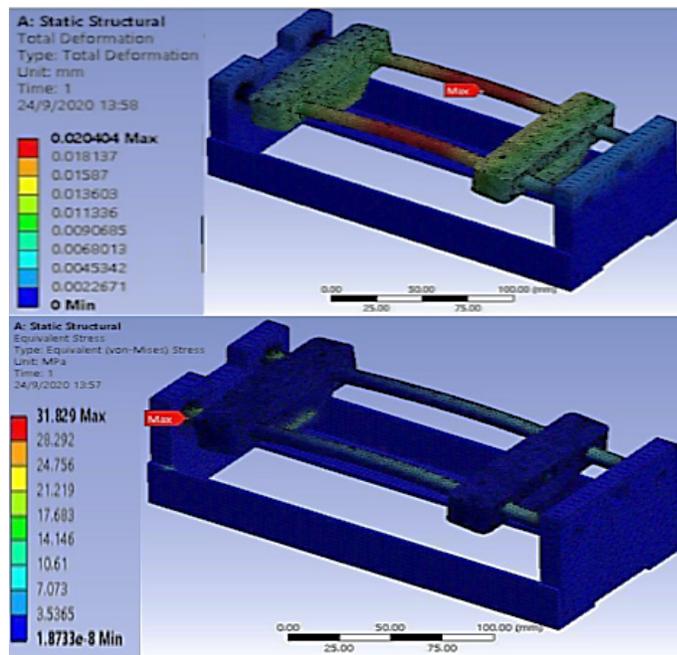


Figura 17. Resultados de la simulación: a) deformación total, b) tensión de Von Mises o tensión equivalente

Fuente. Elaboración propia

La figura 17a muestra que la deformación total de los componentes de la máquina tiene un valor máximo equivalente a 0,0204 mm el cual resulta insignificante como para introducir errores en la medición de la deformación de la probeta. En el caso de la tensión equivalente, se observa en la figura 17b que su valor máximo para estas condiciones de carga no supera los 31,829 MPa lo cual significa que no existirán deformaciones plásticas en ninguno de los componentes analizados. Al finalizar la simulación del comportamiento de la máquina para diferentes estados de carga y observar los resultados, puede considerarse válido el diseño propuesto para la máquina de ensayos.

Simulación de la celda de carga

La simulación realizada a este componente de la máquina comprueba que el diseño propuesto es válido. Por lo que se requiere que durante la aplicación de cargas este no sufra deformaciones plásticas. Se empleó para la simulación la metodología propuesta, aplicando 150 N a la

celda de carga directamente en el centro de esta pieza y actualizando el análisis con los materiales usados en la fabricación de la celda de carga.

La celda de carga se construyó de acero rápido DIN 1.3343 para aprovechar sus propiedades elásticas, mostradas en la tabla 2. Esas propiedades fueron las ingresadas al programa.

El mallado de los componentes se realizó de forma individual, utilizando mayor cantidad de elementos en la celda de carga, que será el componente más afectado y donde se quiere medir con mayor exactitud el efecto del estado de carga impuesto, por lo que se utilizaron elementos con un tamaño medio de 1 mm, mientras que para el resto de los componentes se utilizó un mallado con tamaño de 3 mm.

Con la generación del mallado en la pieza y la aplicación de las cargas, se procede a obtener los resultados de la simulación, mostrados gráficamente en la figura 18.

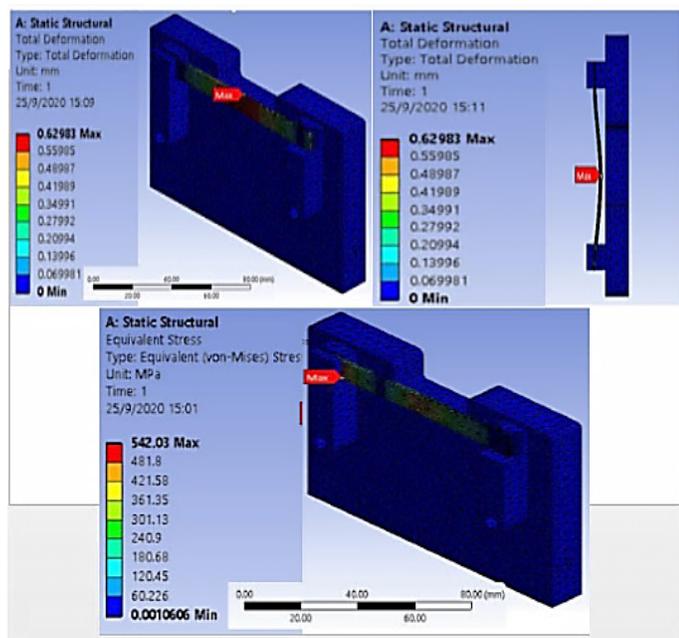


Figura 18. Resultados de la simulación: a) deformación total y b) tensión de Von Mises o tensión equivalente

Fuente. Elaboración propia

En la figura 18a se observa que como consecuencia de las cargas aplicadas se obtiene un valor máximo de desplazamiento equivalente a 0,0014 mm, siendo un valor tan pequeño que no provoca afectaciones en la calidad de la medición.

De la misma forma se observa en la figura 18b que la tensión equivalente alcanza muy pequeños valores con un

máximo de 3,873 MPa en la superficie de contacto entre las guías de mordazas y el soporte izquierdo. Al comparar este valor de tensión con el límite elástico del material con que se fabrica las guías (acero 45) queda establecido que esta pieza no sufrirá deformaciones plásticas, pues la tensión equivalente no supera el valor del límite elástico del material.

Simulación del gancho

Conocida la carga máxima posible que se le puede aplicar a la celda de carga propuesta en el diseño, se simula el comportamiento del gancho que la vincula a la mordaza. Para que el resultado sea satisfactorio la carga aplicada sobre el gancho no debe provocarle una deformación plástica, que invalidaría el diseño propuesto de este componente.

La metodología descrita en los epígrafes anteriores fue utilizada en este caso. Comenzando por la imposición de restricciones al modelo y la aplicación de cargas.

Esta pieza al tener dimensiones pequeñas requiere un tamaño de malla ajustado a estas características. De esta forma se obtiene un mallado del modelo con tamaño medio de 0,10 mm.

Una vez que se obtiene el mallado de la pieza y se conocen las condiciones de contorno aplicadas (restricciones y cargas), se procede a realizar la simulación del estado tensional que se genera en el modelo. En ella se observa que la tensión equivalente alcanza un valor máximo de 298,81 MPa localizado en la superficie interior del arco más cerrado en la geometría del gancho. Al comparar este valor de tensión generada sobre el modelo con el límite elástico del material con que se fabrica el gancho (acero 45), queda establecido que esta pieza no sufrirá deformaciones plásticas, pues la tensión equivalente no supera el valor del límite elástico del material. En caso de ser necesario aumentar el valor de la carga aplicada por un rediseño de la máquina de ensayos, se puede valorar el aumento del diámetro en la sección transversal del gancho, obteniendo que la deformación de los componentes de la máquina alcanza un valor máximo equivalente a 0,1806 mm. Este valor, a pesar de no ser tan pequeño, no se considera que influya sobre la calidad de la medición de la fuerza y la deformación en la probeta.

Construcción de la instalación

Finalmente se realiza la construcción de la máquina teniendo en cuenta los datos aportados por la simulación, como se observa en la imagen de la figura 19.



Figura 19. Máquina construida. Vista general

Fuente. Elaboración propia

CONCLUSIONES

El uso de los softwares *Inventor* y *Ansys* para el diseño y la simulación por elementos finitos, en combinación con los procedimientos recomendados para el cálculo de los parámetros requeridos en una máquina de ensayos mecánicos tales como geometría y velocidad de la transmisión husillo tuerca, condición de autofrenado, eficiencia y resistencia a la rotura de las partes sometidas a estados tensionales complejos, dieron como resultado el dimensionamiento y la fabricación de una máquina para ensayar a tracción biomateriales destinados a la ingeniería de tejidos que requieran esfuerzos menores a los 150 N.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Budynas, R.G. & Nisbett, J.K. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (J.E. Murrieta, Trad.: 9na ed.). Educación. (Trabajo original publicado en 2011).
- Fan, Zh., Tushar, B., Yu, X., Laijun, L., Hakan, C., Lu, W., Ozan, A. & Martin, W. K. (2021). A hybrid vascular graft harnessing the superior mechanical properties of synthetic fibers and the biological performance of collagen filaments. *Materials Science & Engineering, C* (118), 111418. <https://doi.org/10.1016/j.msec.2020.111418>
- Gómez, R., Figueroa, C.R., Pascual, L., & González, J. (2015). Análisis por método de elementos finitos de la nucleación de grietas por fatiga superficial debido a tensiones de contacto. *Revista Cubana de Ingeniería*, 6(1): p.43-49.
- Gómez, S. (2006) *Procedimientos de mecanizado*. 2da ed. Paraninfo.
- Osorio, M.A., Henao, L. J., Velázquez, J.A., Cañas, A.I., Restrepo, L.M., Gañan, P.F., Zuluaga, R.O., Ortiz, I.C. & Castro, C.I. (2017). Aplicaciones biomédicas de biomateriales poliméricos. *Dyna*, 84(201): p.241-252.
- Pengju, W., Yazhou, S., Xiaoquan, Sh., Huixing, Sh., Hao-hao, N., Haitao, L. (2021). 3D printing of tissue engineering scaffolds: a focus on vascular regeneration. *Bio-Design and Manufacturing*, 4, 344–378. <https://doi.org/10.1007/s42242-020-00109-0>
- Pérez, O.G., González, G. & Pérez, O. (2013) Análisis de la influencia del espesor de llanta en la resistencia de engranajes mediante el método de los elementos finitos. *Revista Cubana de Ingeniería*, 4(2): p.43-48.
- Rechetov, D. (1982) *Atlas de diseño de elementos de máquinas*. La Habana: Pueblo y Educación.
- Rechetov, D. (1990) *Elemento de máquinas*. La Habana: Pueblo y Educación.
- Rivero, K., Figueroa, C.R., Carvajal, J., Gómez, R. & Fumero, A. (2020) Máquina para ensayo de compresión en materiales utilizados en ingeniería de Tejidos. *Revista Cubana de Ingeniería*, XI (3) ,11-21.
- Rodríguez, X. (2019) *Propiedades mecánicas y ensayos físicos*. 2da Ed. Editorial Síntesis.
- Waldun Steel en español, (2022) “Acero de alta velocidad M2 | AISI M2 | 1,3343 | SKH51” <https://waldunsteel.com/es/products/m2-high-speed-steel/>