

# ***OPTIMIZACIÓN DEL MECANISMO DE ARTICULACIÓN DE RODILLA MONOCÉNTRICA PARA PROTOTIPO DE PRÓTESIS BIOMECASTRÓNICA***

L. Pasaguay, M. Ciaccia  
*Ingeniería en Mecatrónica*  
*Universidad Técnica del Norte*  
*Ibarra, Ecuador*  
*lvpasaguayob@utn.edu.ec*  
*mciaccia@utn.edu.ec*

*Abstract*— A transfemoral prosthesis must comply with strict design conditions, because the knee joint is the most complex of the human body; an important aspect for a comfortable prosthesis is its low weight and that supports the demands of a human gait.

The purpose of this work is to optimize the mono-centric knee joint mechanism designed at the Universidad Técnica del Norte, through a non-destructive structural analysis of stresses, checking through the deformations the correct application of the contour conditions in a finite element analysis for the successful improvement of the mechanism. The zones of experimental measurement of deformations in the knee prosthesis were determined by an initial analysis of finite elements; the compression force applied in the tests and analysis of finite elements corresponds to the weight of a person of 65 kg and maximum load of the main structural test of ISO 10328.

The knee prosthesis was instrumented with strain gauges at different points, a system of acquisition of the filtered and amplification signals was developed for the analysis of the results.

The deformations were presented in the predicted areas and the magnitudes obtained had a maximum error of 12,43 % and a minimum of 0,49 %, with which the finite element model was validated. This model was used as a basis to create improved models, with emphasis on weight reduction and a better distribution of the safety factor.

The results obtained were a weight of 42.82 % lower and better distributed safety factors, with a reduction of 37.9 % lower in the base and 44.37 % lower in the mobile.

## **I. INTRODUCCIÓN.**

Las personas con amputación transfemoral consumen hasta un 50% más de energía metabólica que las personas sin discapacidad, a pesar de que los amputados tienen menos

músculos según los autores [1] entre 10% a 60% más energía metabólica consumida que las personas que tienen el miembro real [2], esto implica grandes diferencias en función de la prótesis y extremidades naturales, dependiendo de la velocidad de marcha, el estado físico de la persona, la causa de la amputación, el nivel de amputación, y las características de la prótesis. Además, los amputados caminan entre un 10% y un 40% más lento que las personas intactas

Las personas protetizadas, para evitar consumir más energía metabólica, necesitan prótesis mecánicas que permitan realizar la marcha humana con mayor control y brinden mejor calidad de vida. Un aspecto importante para que una prótesis sea cómoda es su peso [3].

Un primer mecanismo de articulación de rodilla fue desarrollado por Lima Trujillo Xavier en el año 2015 en la Universidad Técnica del Norte, se concluye, pesa 1760 g para una persona de 65 kg, en comparación con otras prótesis indica que es muy pesada, por ejemplo, el grupo OTTOBOCK tiene modelos de prótesis de rodilla básicos que pesan entre 630 g y 750 g para una persona de 100 kg, 760 g y 896 g para una persona de 125 kg y modelos más avanzados que pesan entre 360 g y 1.240 g para una persona de 150 kg, y 1.147 g para una persona de 136 kg [4]. La empresa ÖSSUR tiene modelos de prótesis avanzados que van desde 1.520 g para una persona de 136 kg, 1.140 g para una persona de 136 kg, 1.211 g para una persona de 166 kg y modelos básicos desde 675 g y 690 g para una persona de 100 kg [5].

Para la solución de este problema se propone mejorar el mecanismo de articulación de rodilla para prótesis externa biomecánica desarrollado por Lima Trujillo sin afectar la seguridad del mecanismo la cual se evaluará sometiéndolo a esfuerzos por condiciones de carga máxima de la prueba estructural principal de la norma ISO 10328. Además mediante un método de análisis experimental de esfuerzos que en la actualidad se aplica a través de un enfoque directo para la resolución de problemas mecánicos estructurales como

alternativa y metodología complementaria a la teoría [6], se medirán las deformaciones unitarias que se producen mediante galgas extensométricas.

## II. MODELO GEOMÉTRICO DEL MECANISMO DE RODILLA.

El modelo geométrico que se usará para la optimización se muestra en la figura 1, donde los 100 grados corresponden a una flexión de 0 grados en la rodilla, los materiales que se aplicarán en el análisis de elementos finitos son aleación de aluminio 7075 T6 para la base y el móvil y para los pasadores acero AISI 304. El mecanismo original pesa 989,06 g sin tomar en cuenta el actuador.

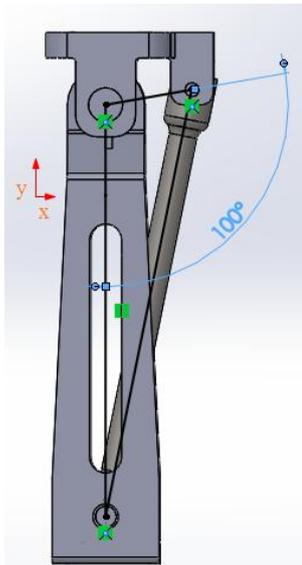


Fig. 1 Modelo geométrico del mecanismo de rodilla con una flexión de 100°

## III. MODELADO Y SIMULACIÓN DEL MECANISMO.

Para determinar las zonas de medición experimental de deformaciones se realiza el estudio del comportamiento del mecanismo cuando se aplica fuerzas de compresión, como el peso de la persona y las condiciones de carga máxima de la prueba estructural principal de la norma ISO 10328, utilizando un modelo inicial de elementos finitos basado en el diseño original del mecanismo de rodilla.

Para realizar el análisis de elementos finitos se reemplaza el actuador por una barra de acero AISI 1018 como se muestra en la figura 1, que tiene las dimensiones adecuadas para que la prótesis tenga una flexión de cero grados.

La barra no debe alterar el comportamiento mecánico del mecanismo, debe tener las mismas características mecánicas del actuador.

Se determinará la rigidez del tornillo sin fin del actuador tomando en consideración el módulo de Young del material constitutivo del mismo que corresponde a un acero con un valor de 207 GPa el diámetro del tornillo sin fin corresponde a

12 mm y la longitud de la barra corresponde a 204,61 mm, utilizando la ecuación 1 se establece que la rigidez del tornillo sin fin es  $132,42 \times 10^6 \text{ N/m}$ .

Ecuación 1: Ecuación de rigidez para fuerzas de compresión y tensión. [7]

$$K = E * A / L$$

Se utilizará para la barra sustitutiva el material acero AISI 1018 que tiene un módulo de elasticidad de 205 GPa se utilizará la longitud anterior y se determinará el diámetro de la barra utilizando la rigidez del tornillo sin fin. Obteniendo un diámetro de 13mm.

## IV. APLICACIÓN DE LA FUERZA Y RESTRICCIONES

En la simulación mediante elementos finitos se aplican las mismas fuerzas a las que será sometido el mecanismo de rodilla durante el ensayo de compresión. De igual manera, se realizará la simulación con los elementos mecánicos que se van a ensayar experimentalmente, como se muestra en la figura 2.

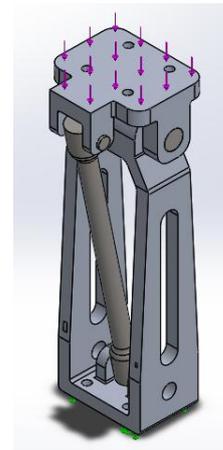


Fig. 2 Vista isométrica de la aplicación de la fuerza.

El mecanismo tendrá una restricción fija en la base inferior que indica el apoyo plantar durante el ciclo de la marcha, como se muestra en la figura 3.

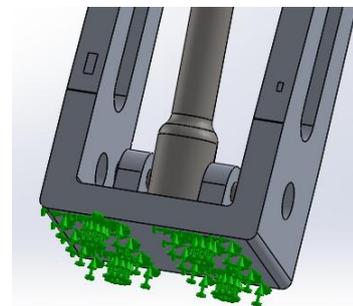


Fig. 3 Restricción de la base del mecanismo de rodilla.

En la simulación también se modelarán las superficies de contacto entre las distintas partes como se muestra en la figura 4, además se observa los nombres de los elementos que

constituye el mecanismo con los que se identificarán en el desarrollo del proyecto.

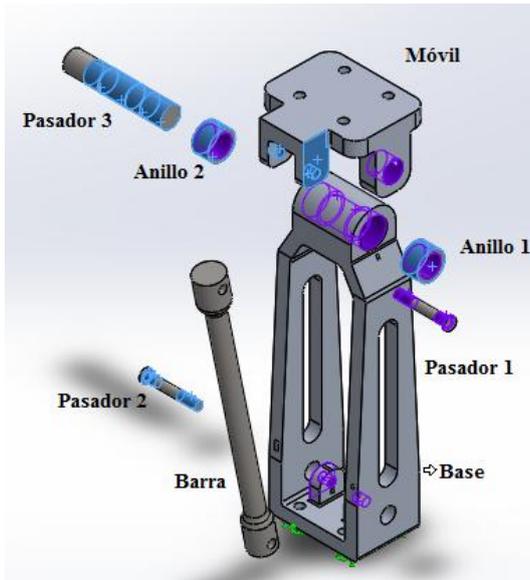


Fig. 4 Vista explosionada del mecanismo de rodilla con los contactos entre componentes.

Al realizar la simulación del prototipo de rodilla se determinan los esfuerzos combinados de von Mises, esta teoría es la más exacta para materiales dúctiles. En la tabla I se muestran las fuerzas correspondientes a cada ensayo; se debe observar que el modelo no falle, el modelo falla cuando el esfuerzo supera el límite elástico del material.

**Tabla I**  
Fuerzas para el ensayo de compresión.

Fuerzas para el ensayo de compresión					
Ensayo	Especificaciones		Fuerza	Categoría P5	Unidades
			Condición I		
1	Peso de la persona	65 kg	637		N
2	Norma ISO 10328	Mínima fuerza de ensayo	Fsp	2240	N
3		Límite de carga para prueba estática	Fsu, nivel inferior	3360	N
4		Fsu, nivel superior	4480	N	

**Fsp: fuerza mínima de ensayo estático.**  
**Fsu: límite de carga de ensayo estático.**

Las galgas extensométricas se colocarán en los puntos donde se produce mayor concentración de esfuerzos, como se indica en la figura 5.

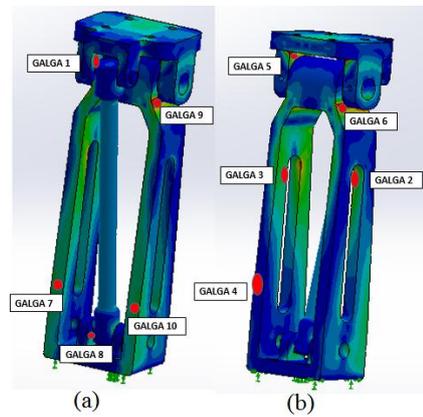


Fig. 5 Ubicación de las galgas extensométricas, (a) vista posterior inclinada del mecanismo, (b) vista frontal inclinada del mecanismo.

La barra sustitutiva realiza la función del actuador, cuando el mecanismo de rodilla se encuentra a cero grados, por lo que debe tener las mismas características mecánicas que el actuador, entonces se calcula la rigidez de la barra y se obtiene las magnitudes como se muestra en la figura 6 expresadas en milímetros.

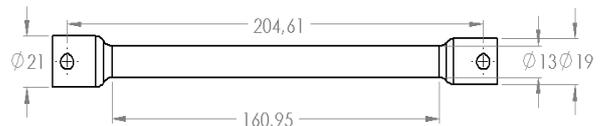


Fig. 6 Barra sustitutiva del actuador.

## V. INSTRUMENTACIÓN DE LA PRÓTESIS

Para la selección de las galgas extensométricas se debe considerar algunos parámetros para su correcto funcionamiento. Las galgas seleccionadas de acuerdo a los criterios de la metodología de la sección 2.4 son las SGD-L/R-LY13 de la marca Omega, donde:

SGD corresponde a la serie de la galga.

L, indica la longitud de la banda o grilla en milímetros.

R, indica el valor de la resistencia en ohmios.

LY corresponde al modelo de la banda.

13 es el coeficiente de expansión térmica.

En la tabla II se indica las características principales de las galgas seleccionadas del catálogo de Omega [8] también se puede ver el voltaje máximo (Vrms) de alimentación para cada galga seleccionada.

**Tabla II**  
Dimensiones de las galgas seleccionadas

Modelo	Dimensiones(mm)				Voltaje (V) (Vrms)
	GRILLA		PORTADOR		
	A	B	C	D	
SGD-3/350-LY13	3,2	2,5	7	4	13
SGD-7/350-LY13	6,5	3,1	11,4	5,1	20

## VI. SISTEMA DE MEDICIÓN DE DEFORMACIONES.

Los puntos seleccionados para ubicar las galgas extensométricas son 10 como se indica en la figura 5, donde las galgas extensométricas 1 a 8 serán implementadas con un circuito de medición y un dispositivo myRIO, para determinar los valores de voltaje cuando se producen las deformaciones a través de una interfaz de usuario realizada en la plataforma Labview®, y las galgas 9 y 10 serán conectadas a un dispositivo de monitoreo portátil de tensiones DM-22 de la empresa Omega que permite medir deformaciones.

El circuito de medición implementado es el puente de Wheatstone con una galga, es una configuración de cuatro resistencias para sensores resistivos, el cual mide variaciones de resistencia muy pequeñas y las convierte en voltaje, lo que permite obtener una salida de voltaje para procesar las señales.

En la figura 3.10 se muestra la configuración del puente de Wheatstone realizado en el software Multisim® de Nationals Instruments con la galga extensométrica que reemplaza una resistencia del puente, además se puede observar que las tres resistencias y la galga extensométrica son del mismo valor.

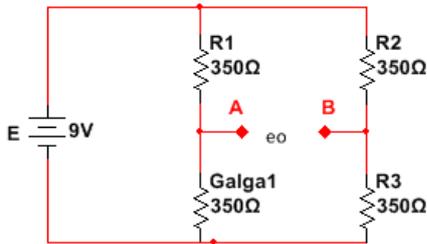


Fig. 7 Puente de Wheatstone con una galga.

Para determinar la tensión de salida de voltaje  $e_0$ , cuando las deformaciones son producidas por compresión se realiza los siguientes cálculos previos.

Utilizando la ecuación 2 se determina la variación de resistencia con los siguientes datos.

$K_s = 2,1$ , es el factor de galga según el catálogo de OMEGA.

$R = 350 \Omega$ , es el valor de resistencia de la galga.

$\epsilon = 0,01$ , el porcentaje de deformación a compresión es el 1%, si supera este rango, la galga sobrepasa el límite de elasticidad, y ya no mide resistencia.

Ecuación 2: Deformación unitaria [9]

$$\epsilon = \Delta L / L$$

Utilizando la ecuación 1.3 y reemplazando los datos antes mencionados obtenemos la variación máxima de la resistencia,  $\Delta R = 7,35 \Omega$ , es decir, indica la deformación máxima que soporta la galga extensométrica.

Ecuación 3: Relación de variación de resistencia [10]

$$\Delta R / R = K_s (\Delta L / L) = K_s * \epsilon$$

Utilizando la ecuación 4 y reemplazando el valor del voltaje de entrada  $E = 9V$  y la variación de resistencia con respecto a la deformación máxima se obtiene el valor del voltaje de salida del puente de Wheatstone,  $e_0 = -47,25 mV$

Ecuación 4: Voltaje de salida del puente de Wheatstone [10]

$$e_0 = 1/4 * \Delta R / R * E = 1/4 * K_s * \epsilon * E$$

Las deformaciones que se producen en el mecanismo al realizar el ensayo de compresión deben estar incluidas en los valores de la galga extensométrica, ya que si las deformaciones que se producen en el material son mayores, la galga llegará al límite de rotura. Por tal razón, antes de realizar el ensayo se realiza la simulación y se comprueba que estos valores no superen el límite de elasticidad de los materiales utilizados en la prótesis de rodilla.

El puente de Wheatstone se encuentra inicialmente en equilibrio con un voltaje igual a cero, cuando la galga es sometida a compresión varía su resistencia, por lo que a la salida del puente se obtiene valores de voltaje en milivoltios que son rangos demasiado pequeños. Para poder utilizar estos valores se debe acondicionar la señal con un amplificador de instrumentación.

El amplificador de instrumentación utilizado es el AD620. En la figura 8 se puede ver la conexión del puente de Wheatstone junto con la etapa acondicionadora.

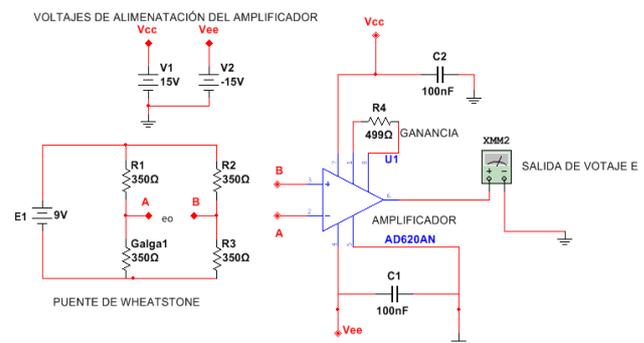


Fig. 8 Circuito amplificador de la señal.

Para la adquisición de los datos se utiliza una tarjeta myRIO® de Nationals Instruments, porque tiene varios puertos de entrada análogos, estos corresponden a cada salida de voltaje del puente de Wheatstone.

Se utiliza los 4 puertos MXP A y los 4 puertos MXP B del dispositivo myRIO® para entradas análogas ya que los valores de voltajes enviados por las galgas extensométricas son positivos y menores a 5 voltios, la resolución de estos puertos es 12 bits; y tienen mayor resolución lo que permite tener mayor precisión en la adquisición de datos.

Con la finalidad de visualizar y guardar los datos de las galgas extensométricas para el análisis, se realiza un programa utilizando la plataforma de desarrollo de sistemas Labview®

En el programa se carga el modelo del mecanismo y se coloca sensores en los puntos donde se ubican las galgas, como se muestra en la figura 9, para que permita observar a

través de una escala de colores como se producen las deformaciones durante el ensayo de compresión

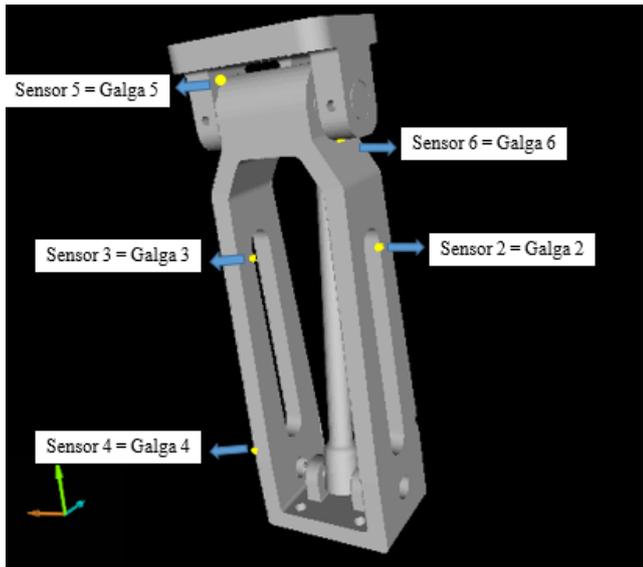


Fig. 9 Ubicación de sensores en el mecanismo.

Los sensores en el mecanismo de rodilla se muestran en la figura 9 de color amarillo, donde se puede visualizar solamente los sensores de la vista frontal inclinada a la izquierda.

## VII. ENSAYO DE COMPRESIÓN.

Para realizar el ensayo de compresión se cumple con el procedimiento que se muestra en la figura 10, se energiza los amplificadores de instrumentación con +15 V y las galgas extensométricas con +9V.

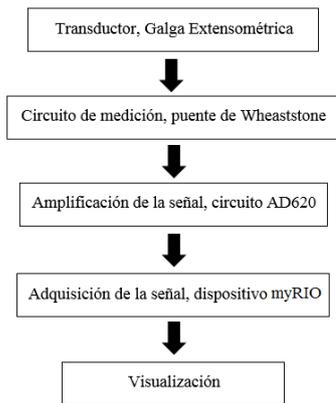


Fig. 10 Diagrama de bloques del proceso de adquisición de la señal

Se ejecuta los programas realizados en la plataforma Labview® y conjuntamente con el dispositivo myRIO® se adquiere los datos enviados por las galgas extensométricas.

En las figuras 11 y 12 se muestra el diagrama de bloques realizado en Labview®, donde se encuentran las entradas análogas para cada galga extensométrica las cuales transfieren

datos al panel frontal y permite observar en la interfaz de usuario las curvas de voltaje enviadas por las galgas de acuerdo al rango de deformación. En el panel frontal o interfaz de usuario de la figura 13 se muestra un botón que indica el rango máximo de voltaje que no deben exceder las galgas para evitar que sobrepasen el límite de ruptura.

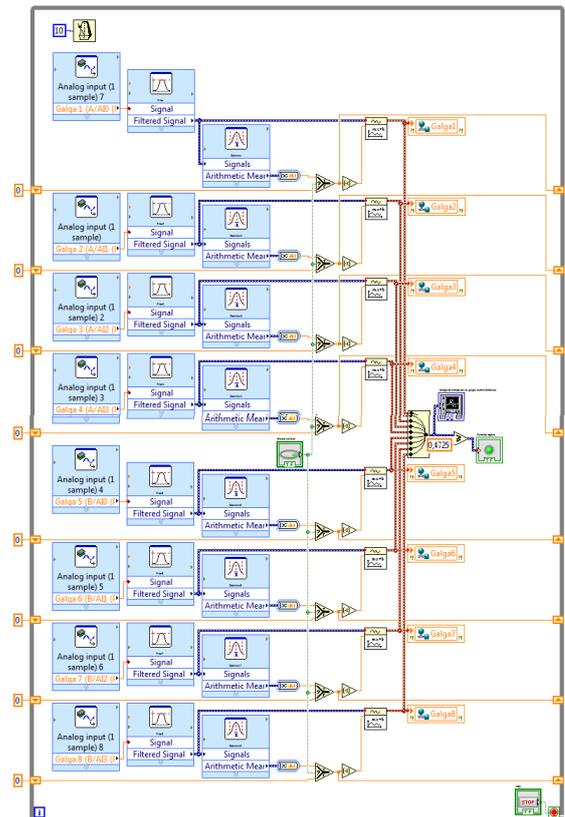


Fig. 11 Diagrama de bloques para el rango máximo de voltaje.

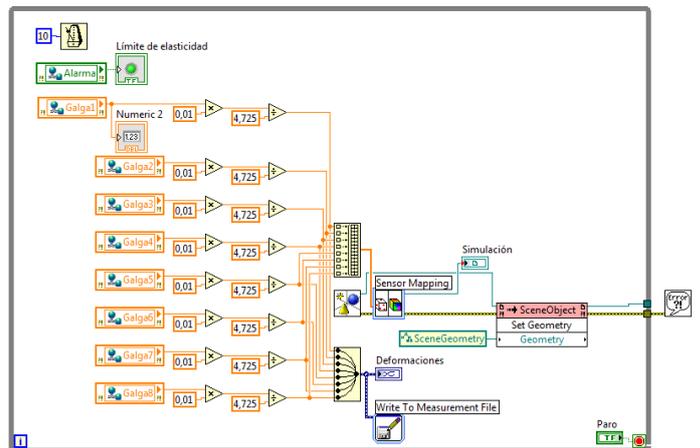


Fig. 12 Diagrama de bloques del programa para adquisición de datos.



Fig. 13 Interfaz de usuario para visualización de las curvas de deformación.

Para realizar los ensayos de compresión se utiliza una máquina de ensayos universales MTS TK/T5002 disponible en la Universidad de las Fuerzas Armadas (ESPE) ubicada en Sangolquí. Está formada mecánicamente por una parte estructural, un cabezal fijo, un cabezal móvil, dos tornillos sin fin, una barra guía con fines de carrera, poleas, bandas, acoples y dos motores. En la figura 3.19 se observa un esquema de las partes constituyentes de la misma. La máquina de ensayos tiene una interfaz de usuario donde se ingresa el valor de las fuerzas a aplicar, se puede observar desplazamientos y la frecuencia.

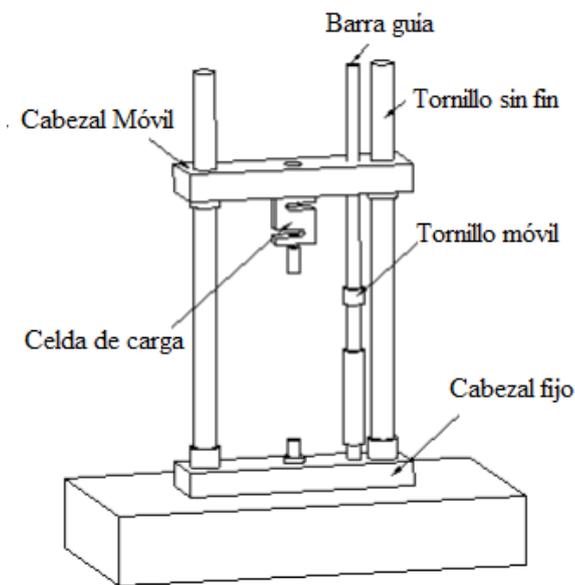


Fig. 14 Esquema de los componentes de la máquina de ensayos universales.

La visualización de los datos durante los cuatro ensayos se indica en las figuras 15, donde se puede observar los valores de deformaciones en función del tiempo, mientras en el gráfico del mecanismo se observa una variación de colores en los lugares donde se ubican las galgas extensométricas.

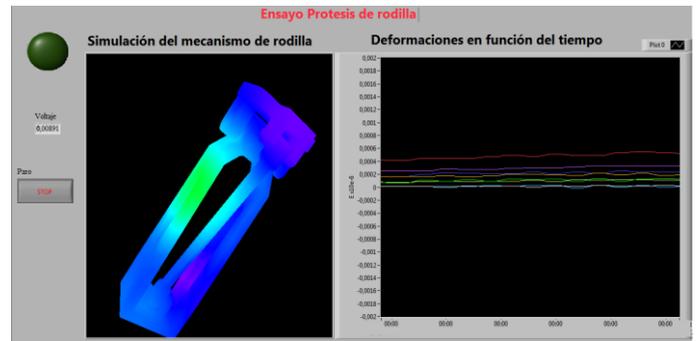


Fig. 15 Visualización del comportamiento del mecanismo y las curvas de las señales.

## VIII. ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LOS ENSAYOS EN LA PRÓTESIS DE RODILLA

Para comparar los resultados de deformaciones obtenidos en los ensayos con los resultados de deformaciones obtenidos en el análisis de elementos finitos en el programa SolidWorks®, se crea sensores en el modelo del mecanismo de prótesis de rodilla en la misma ubicación y con las dimensiones de las galgas extensométricas, luego se toma los valores de los elementos de la malla que componen el sensor y se obtiene el valor promedio de las deformaciones en esa área.

A continuación se indica el procedimiento que se realizó para obtener los datos de deformaciones de la simulación y de los ensayos de compresión. Se toma como ejemplo la galga extensométrica 6 del ensayo 2, como se muestra en la figura 16.

Se realiza el mismo procedimiento para las 7 galgas extensométricas restantes para todos los ensayos.

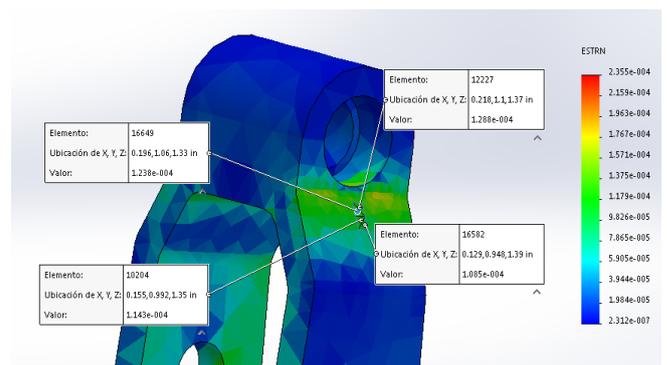


Fig. 16 Ubicación del sensor de la galga extensométrica 6.

En la figura 16 se muestra la ubicación del sensor correspondiente a la galga extensométrica 6. Dentro del área del sensor se obtiene cuatro valores de deformaciones, se realiza el promedio para obtener la deformación máxima y se tiene que la deformación es,  $\epsilon_{pro} = 1,1883 \times 10^{-4}$ .

Las galgas extensométricas envían 894 datos durante el ensayo 2 de compresión, el número de datos para cada ensayo dependerá del tiempo que dure la aplicación de la fuerza durante el ensayo a través del dispositivo myRIO® hacia la

interfaz de Labview®. Se toma todos los valores, para obtener la curva de deformación en función del tiempo, se discriminan los picos de amplitud por ruido a través del ajuste de una curva polinómica de tercer grado que facilita la obtención del valor promedio máximo.

En la figura 17 se puede observar el ajuste de la curva, donde la curva de color celeste representa todos los datos obtenidos durante el ensayo de compresión, y la curva de color rojo el resultado de aplicar líneas de tendencia.

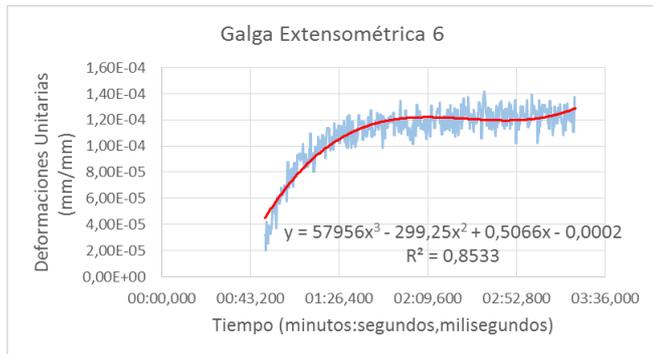


Fig. 17 Curva de deformaciones en función del tiempo de la galga extensométrica 6.

El valor de la deformación máxima obtenida de la línea de tendencia ajustada a los datos enviados por la galga extensométrica 6 es,  $\epsilon_{G6} = 1,1985 \times 10^{-4}$ .

El error porcentual entre las deformaciones del ensayo y las deformaciones del análisis de elementos finitos es 0,85 %.

En la tabla III se muestra los resultados de las deformaciones máximas obtenidas por las 10 galgas extensométricas durante los ensayos 1, 2, 3 y 4, y los resultados promedios de las deformaciones máximas del análisis de elementos finitos, así como el error porcentual que hay entre los datos de la simulación con los datos de los ensayos.

La galga 9 y 10 fueron colocadas después de realizar la primera prueba de los cuatro ensayos, se las colocó para poder medir las deformaciones a través de un dispositivo de monitoreo portátil de tensiones DM-22 de la empresa Omega disponible en el lugar donde se realizó los ensayos, y así obtener una opción adicional para comparar con los resultados obtenidos del análisis de elementos finitos.

En la tabla III se muestra los resultados de las deformaciones máximas obtenidas por las 10 galgas extensométricas durante los ensayos 1, 2, 3 y 4, y los resultados promedios de las deformaciones máximas del análisis de elementos finitos, así como el error porcentual que hay entre los datos de la simulación con los datos de los ensayos.

Los resultados de bajo error porcentual de la tabla III permiten validar que las condiciones de contorno, la fuerza y el material están bien aplicados en el análisis de elementos finitos, estos resultados permiten optimizar el modelo del mecanismo.

**Tabla III**  
Datos de deformaciones de las galgas extensométricas.

Galgas	Datos	Ensayo 1	Ensayo 2	Ensayo 3	ensayo 4
Galga 1	Simulación	3,5595E-05	1,1810E-04	2,0060E-04	2,4085E-04
	Ensayo	3,4554E-05	1,2081E-04	2,1273E-04	2,6357E-04
	Error porcentual %	3,01	2,24	5,70	8,62
Galga 2	Simulación	3,4130E-05	1,1560E-04	1,9285E-04	2,3100E-04
	Ensayo	3,6733E-05	1,1501E-04	2,0851E-04	2,5755E-04
	Error porcentual %	7,09	0,51	7,51	10,31
Galga 3	Simulación	1,7475E-05	5,9085E-05	9,8295E-05	1,2790E-04
	Ensayo	1,5700E-05	5,2800E-05	1,0874E-04	1,2426E-04
	Error porcentual %	11,31	11,90	9,61	2,93
Galga 4	Simulación	5,4225E-07	1,9125E-06	3,3890E-06	5,8347E-06
	Ensayo	No definido	No definido	No definido	No definido
	Error porcentual %				
Galga 5	Simulación	3,9275E-05	1,2905E-04	2,2785E-04	2,6890E-04
	Ensayo	3,9000E-05	1,2552E-04	2,0998E-04	2,3917E-04
	Error porcentual %	0,71	2,81	8,51	12,43
Galga 6	Simulación	3,4023E-05	1,1883E-04	1,8813E-04	2,3240E-04
	Ensayo	3,5000E-05	1,1985E-04	1,8721E-04	2,3007E-04
	Error porcentual %	2,79	0,85	0,49	1,01
Galga 7	Simulación	1,9225E-05	6,6690E-05	1,1160E-04	1,3265E-04
	Ensayo	1,9800E-05	6,8446E-05	1,2165E-04	1,3954E-04
	Error porcentual %	2,90	2,56	8,26	4,93
Galga 8	Simulación	2,5800E-05	8,5970E-05	1,6440E-04	1,8730E-04
	Ensayo	2,7000E-05	8,4632E-05	1,6273E-04	1,9820E-04
	Error porcentual %	4,44	1,58	1,03	5,50
Galga 9	Simulación	3,4815E-05	1,2575E-04	1,9845E-04	2,3160E-04
	Ensayo	3,6100E-05	1,3200E-04	2,1000E-04	2,4000E-04
	Error porcentual %	3,56	4,73	5,50	3,50
Galga 10	Simulación	1,2153E-05	7,0060E-05	1,1655E-04	1,3995E-04
	Ensayo	1,2500E-05	6,7300E-05	1,1000E-04	1,3200E-04
	Error porcentual %	2,78	4,10	5,95	6,02

## IX. MEJORAMIENTO DEL MECANISMO

Luego de calibrar el modelo de elementos finitos se procede a realizar el mejoramiento del modelo del mecanismo de prótesis de rodilla, considerando:

- En las zonas donde se concentra la mayor carga, se debe evitar en lo posible reducir material.
- Aumentar los radios de redondeo en las aristas donde se concentra un mayor esfuerzo o carga.
- Aumentar las dimensiones de las ranuras para reducir material.
- Implementar redondeos en las aristas vivas.
- Reducir el espesor de la base y el móvil del mecanismo.
- El modelo del mecanismo propuesto debe tener un factor de seguridad mayor o igual a 3, considerando la carga máxima de la prueba estructural de la norma ISO 10328, especificada en la tabla III.

La distribución de esfuerzos combinados se muestra en las figuras 18 a 24 con los colores verde, azul y rojo en sus diferentes tonos que representan la distribución de esfuerzos para un rango de 5,05 MPa hasta 25,250 MPa respectivamente.

El factor de seguridad es dependiente de la incertidumbre de las fuerzas que intervienen en el mecanismo, para un análisis de optimización en el mecanismo original, se ha considerado un factor de seguridad mínimo de 20 y máximo de 100 permite observar las zonas en donde se concentra la carga.

Si el factor de seguridad mínimo a considerar es 20 y el máximo es 100, aplicando la teoría de falla de la energía de distorsión, el esfuerzo que corresponde a los mencionados factores de seguridad son 25,25 MPa y 5,05 MPa respectivamente, teniendo en cuenta que el límite elástico de la aleación de aluminio 7075 es 505 MPa para la base y el móvil del mecanismo.

Las gráficas de distribución de esfuerzo permiten identificar el lugar donde se concentra la carga y se observa en las figuras 18 a 24 con color negro los valores de esfuerzo superiores a 25,25MPa y con color morado los valores de esfuerzo inferiores a 5.05 MPa. En las figuras 18 a 21 se detalla con más precisión la distribución de esfuerzos en la base del mecanismo.

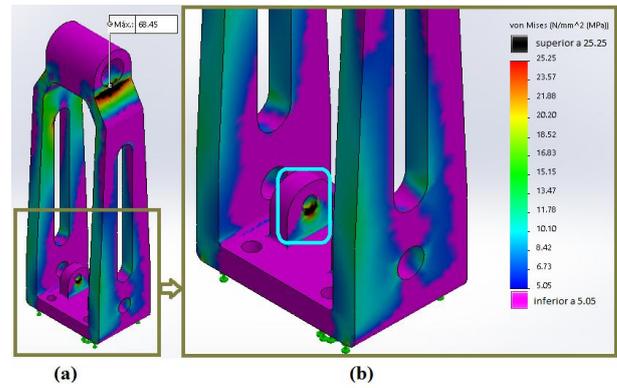


Fig. 18 Distribución de esfuerzos en la base, (a) vista isométrica de la distribución de esfuerzos de la base, (b) detalle de la distribución de esfuerzos en la base

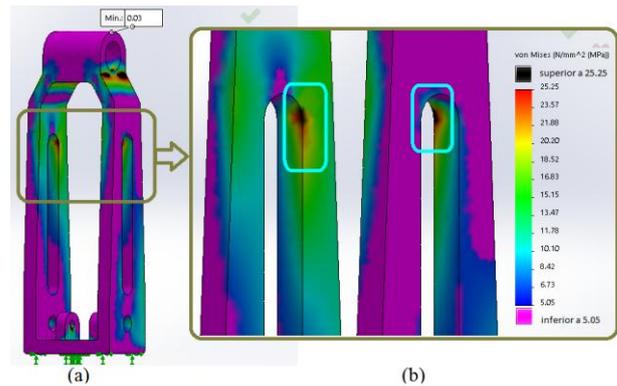


Fig. 19 Distribución de esfuerzos en las ranuras, (a) vista isométrica de la base con información de las ranuras, (b) detalle de la distribución del esfuerzo en las ranuras.

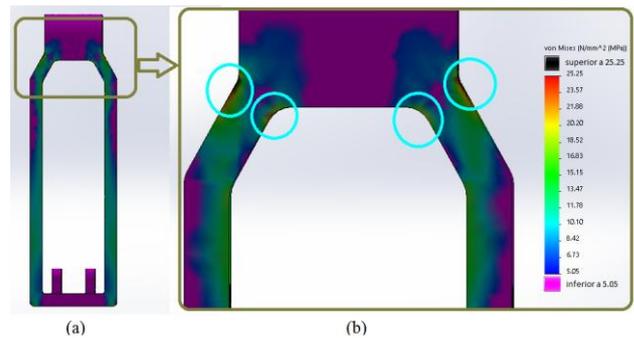


Fig. 20 Distribución de esfuerzos en las zonas de transición geométrica, (a) vista frontal de la base con información de la distribución de esfuerzos en las zonas de transición geométrica, (b) detalle de la distribución de esfuerzos en las zonas de transición geométrica.

En la figura 21 se observa que el esfuerzo se concentra en los radios de redondeo señalados con recuadros de color azul, siendo imprescindible aumentar los radios de redondeo en los lugares mencionados con el fin de obtener una distribución de esfuerzos en un área mayor.

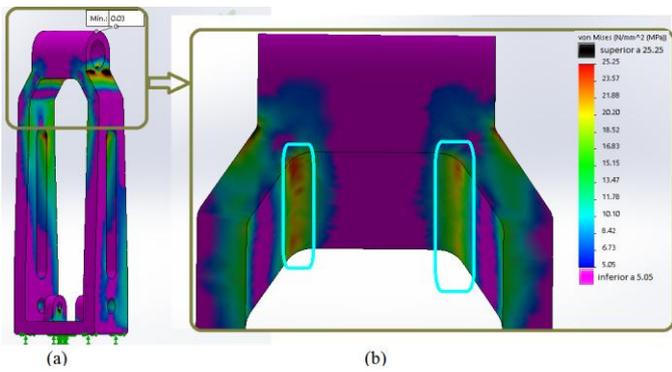


Fig. 21 Distribución de los esfuerzos en las zonas de transición geométrica (a) vista isométrica de la base con información de la distribución de los esfuerzos en las zonas de transición geométrica, (b) detalle de la distribución de los esfuerzos en las zonas de transición geométrica.

En la figuras 22 a 24 se observa que el esfuerzo se concentra en algunas aristas redondeadas señalados con recuadros de color azul, siendo imprescindible de acuerdo a las condiciones mencionadas para la optimización, aumentar el radio de redondeo.

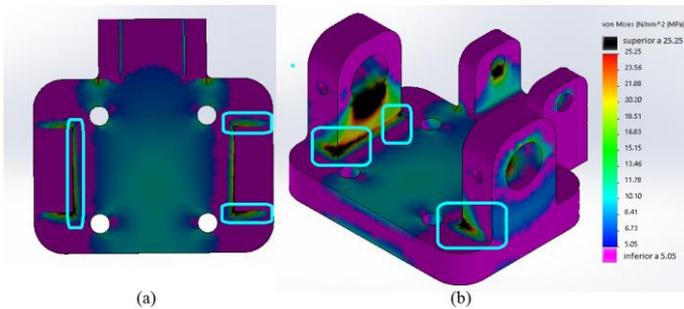


Fig. 22 Distribución de esfuerzos en las zonas de transición geométrica, (a) distribución de esfuerzos en las zonas de transición geométrica vista superior, (b) distribución de esfuerzos en las zonas de transición geométrica vista derecha.

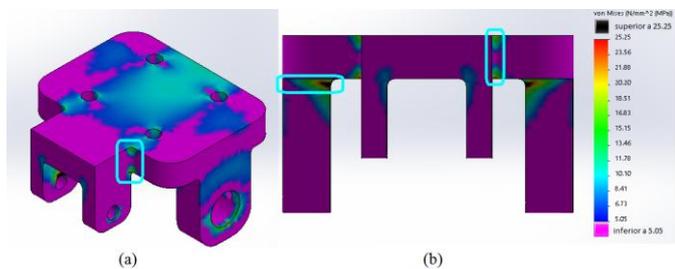


Fig. 23 Distribución de esfuerzos en las zonas de transición geométrica, (a) Distribución de esfuerzos en las zonas de transición geométrica - vista isométrica, (b) distribución de esfuerzos en las zonas de transición geométrica - vista frontal

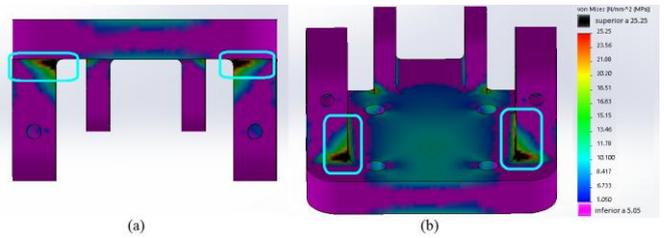


Fig. 24 Distribución de esfuerzos en las zonas de transición geométrica, (a) Distribución de esfuerzos en las zonas de transición geométrica - vista posterior, (b) detalle de la distribución de esfuerzos en las zonas de transición geométrica - vista inferior.

## X. MODELO DEL MECANISMO MEJORADO

Para mejorar el modelo del mecanismo de rodilla con énfasis en el factor de seguridad se utiliza la información de la sección 25 y se aplica las mejoras al modelo del mecanismo de rodilla.

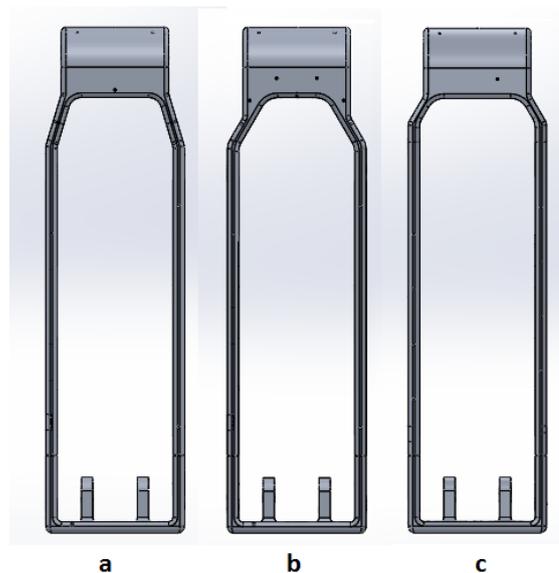


Fig. 25 Modelos mejorados, (a) modelo A, (b) modelo B y (c) modelo C.

En la figura 25 se muestra tres modelos de la base del mecanismo de rodilla con modificaciones que disminuyen el peso del mecanismo y a su vez permitan que la distribución de esfuerzo sea más uniforme.

Con respecto al móvil del modelo del mecanismo de rodilla, se presenta solo un modelo con modificaciones como se muestra en la figura 26, ya que considerando la información del análisis de elementos finitos en el móvil es posible reducir el espesor del material y aumentar los radios de los redondeos.

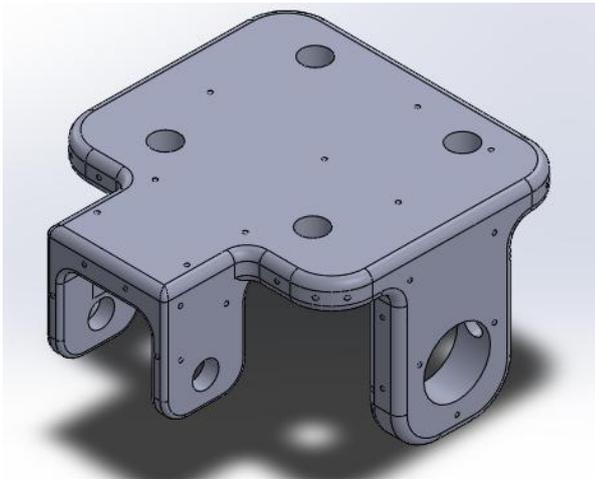


Fig. 26 Móvil mejorado

Con respecto a la manufactura, el modelo original del mecanismo de prótesis se mecanizó en una máquina CNC de tres ejes, el método de sujeción fue con una entenalla colocada en la bancada. Los cambios del modelo optimizado no modifican significativamente la geometría del modelo, el aumento de los radios en los redondeos y los redondeos en las aristas son fáciles de mecanizar en una máquina CNC de tres ejes.

En la tabla IV se muestran los datos obtenidos de los modelos propuestos. De acuerdo a las condiciones de optimización señaladas anteriormente, se selecciona el modelo C, porque presenta menor peso, y el factor de seguridad en los tres modelos es similar y superior al establecido para la optimización.

**Tabla IV**  
Características de los modelos optimizados

Datos	Piezas	Modelo Original	Modelo a	Modelo b	Modelo c
Peso (g)	Móvil	247,22	129,47	129,47	129,47
	Base	590,27	309,44	317,29	304,46
	Pasador 1	11,32	9,29	9,29	9,29
	Pasador 2	11,57	9,8	9,8	9,8
	Pasador 3	128,68	112,59	112,59	112,59
Peso Total del mecanismo (g)	Mecanismo de rodilla	989,06	570,59	578,44	565,61
Esfuerzo máximo (MPa)	Móvil	68,8	130,14	131,39	126,61
	Base	74,31	101,65	105,39	110,67
Factor de seguridad mínimo	Móvil	7,19	3,69	3,89	4,00
	Base	7,38	5,23	4,79	4,58
Fuerza (N)			4483		

Para comparar el factor de seguridad del modelo original con el modelo optimizado se toma varios puntos en la misma ubicación en los dos modelos, y se compara los resultados.

Se define la escala para el factor de seguridad, donde el color negro indica valores inferiores a 20 y el color morado valores superiores a 100 como se muestra en las figuras 27 a 30. Las mejoras del modelo se evidencian en la reducción de las zonas moradas y el incremento de las zonas negras.

Se toma el límite mínimo de 20 para poder visualizar con más facilidad los valores más bajos de factor de seguridad a partir de 20 y el límite máximo de 100 para visualizar únicamente los valores de factor de seguridad hasta 100. En la figura 27 a 30 se observa que se toma los mismos puntos en la base del modelo original y en el modelo optimizado para comparar los resultados del factor de seguridad, y se muestra en las figuras 27 a 30 que el factor de seguridad se reduce en la mayoría de los puntos a la mitad y se aprecia una mejor distribución del factor de seguridad.

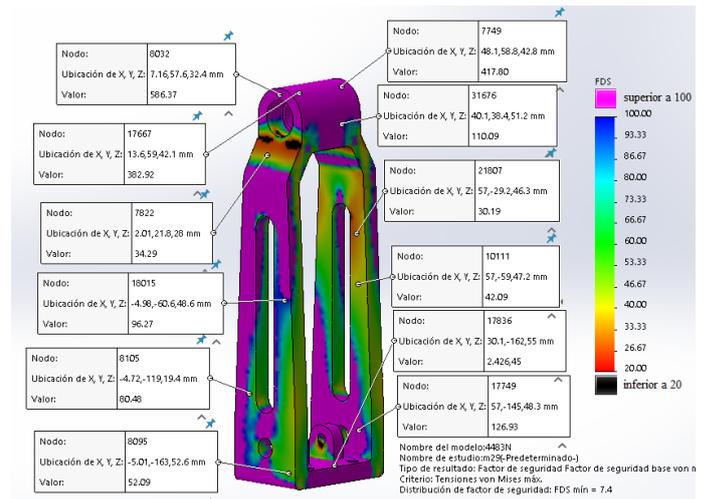


Fig. 27 Análisis del factor de seguridad de la base del modelo original- vista 1

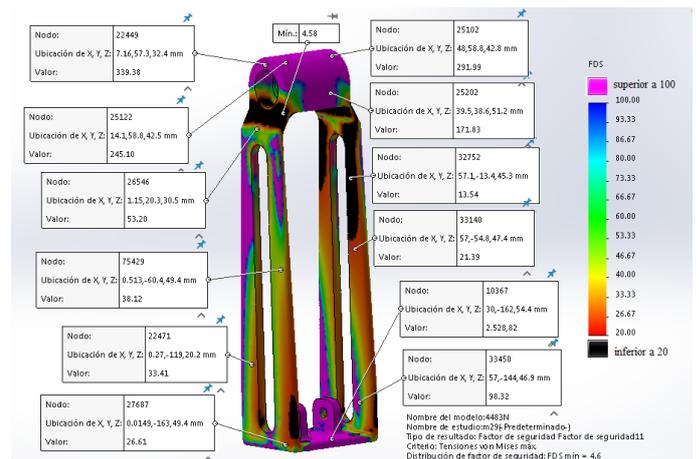


Fig. 28 Análisis del factor de seguridad de la base del modelo optimizado - vista 1

En las figuras 29 y 30 se muestra los puntos del móvil del modelo del mecanismo original con respecto a los puntos del modelo del móvil optimizado, donde se observa que los puntos marcados en las mismas zonas indican que el factor de

seguridad se reduce en la mayoría a la mitad y se aprecia una mejor distribución del factor de seguridad.

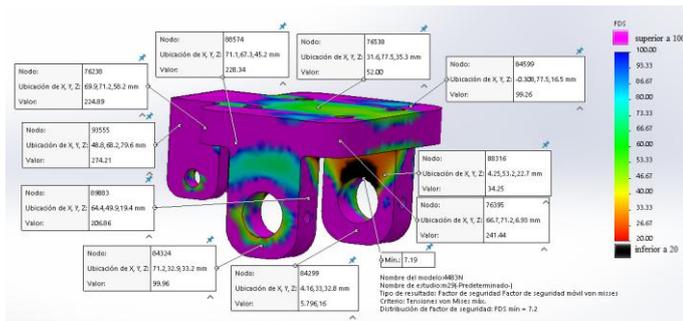


Fig. 29 Análisis del factor de seguridad del móvil del modelo original- vista 1

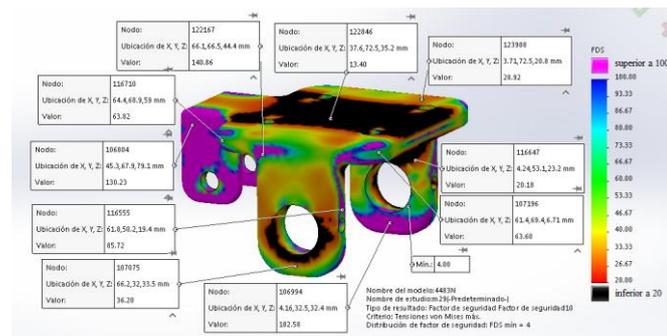


Fig. 30 Análisis del factor de seguridad del móvil del modelo optimizado - vista 1.

## XI. CONCLUSIONES

La diferencia máxima entre los resultados de la simulación y los ensayos experimentales es de 12,43 %, lo cual permite validar el modelo para la simulación de otras condiciones de carga más complejas.

Las condiciones de contorno aplicadas al modelo para el análisis de elementos finitos son correctas ya que a través del ensayo no destructivo se comprobó que las deformaciones se presentan en los mismas zonas por lo tanto es factible optimizar el modelo con las mismas condiciones de contorno.

Las galgas extensométricas para el ensayo 1 presentan ruido eléctrico elevado y las deformaciones son muy pequeñas, por tal motivo no se puede ajustar la curva de deformaciones en el tiempo y no es factible utilizar estos datos.

Es posible mejorar el modelo del mecanismo en relación al peso y a la uniformización del factor de seguridad, cumpliendo con los estándares de la prueba estructural de la carga máxima de la norma ISO 10328.

En el mejoramiento del modelo del mecanismo se ha reducido el 42,82 % del material utilizado en el modelo original.

## XII. REFERENCIAS

- [1] Rarick, Optimal Design of a Transfemoral Prosthesis with Energy Storage and Regeneration, American Control Conference, 2014.
- [2] K. Au Samuel and M. Herr Hugh, Powered Ankle-Foot Protesis IEEE Robotics & Automation Magazine, 2008.
- [3] R. Torrealba, L. Zambrano, G. Messinger, Optimization of knee exoprosthesis chassis using direct interaction between softwares of desing in 3d and stress analysis via FEM, 2012.
- [4] Ottobock, Prosthetics, 2012.
- [5] Össur, Össur Catálogo Protésica, 2012.
- [6] F. Alessandro, O. Giorgio, C. Luca, Experimental Stress Analysis for Materials and structures, 2015.
- [7] J. E. Shigley, Joseph Edward Diseño de Ingeniería mecánica, 2008.
- [8] Omega, Precision Strain Gage, 2016
- [9] M. Mercedes, E. Mediavilla, Instrumentación Electrónica: Transductores y Acondicionadores de señal, 2010
- [10] Kyowa, How strain gages work, 2011)