



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA - DISEÑO MECÁNICO

DISEÑO ÓPTIMO DE TRANSMISIÓN DE ENGRANES PARA UNA MANO ARTIFICIAL

TESIS
PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:
Ing. Hugo Eliot Martínez Zepeda

TUTORES PRINCIPALES:
Dr. Fernando Velázquez Villegas
FACULTAD DE INGENIERÍA, UNAM

Dr. Francisco Cuenca Jiménez
FACULTAD DE INGENIERÍA, UNAM

Ciudad de México, septiembre de 2022



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dra. Magdalena Trujillo Barragán

Secretario: Dr. Vicente Borja Ramírez

1^{er}. Vocal: Dr. Fernando Velázquez Villegas

2^{do}. Vocal: Dr. Jesús Manuel Dorador González

3^{er}. Vocal: Dr. Francisco Cuenca Jiménez

Lugar o lugares donde se realizó la tesis: Ciudad de México.

TUTOR DE TESIS:

Dr. Fernando Velázquez Villegas



FIRMA

Este trabajo fue realizado en las instalaciones del Centro de Ingeniería Avanzada (CIA), que es parte de la Facultad de Ingeniería de la UNAM.

Este proyecto se llevó a cabo gracias a las becas para estudios de maestría otorgadas por el CONACYT y la UNAM.

Agradezco el apoyo brindado

AGRADECIMIENTOS

El desarrollo de este trabajo implicó esfuerzo y dedicación durante un gran número de horas. Se presentaron constantes retos a fin de afianzar los aprendizajes profesional y personal. Agradezco a aquellas personas que de alguna forma contribuyeron para obtener este logro, sobre todo:

- ✓ A mi familiares, mis padres y hermanos por haberme escuchado y apoyado en momentos de estrés a lo largo de este proceso.
- ✓ A mi compañera, amiga y confidente Montserrat Mendoza y su familia por su comprensión, paciencia y afecto, los cuales me ayudaron a culminar el proyecto.
- ✓ A la máxima casa de estudios, la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), por haberme dado las herramientas necesarias y su apoyo para la realización de esta tesis.
- ✓ Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo otorgado, a través del Programa Nacional de Becas de Posgrado.
- ✓ Al Dr. Fernando Velázquez Villegas y al Dr. Francisco Cuenca Jiménez, por el tiempo invertido, paciencia, dedicación y la ética profesional. Sobre todo por desarrollar a las personas no solo en el ámbito académico, sino también en el ámbito personal.

RESUMEN

En el presente trabajo se abordan antecedentes en transmisiones mecánicas por engranes, comenzando con los tipos de engranes más comerciales, como son: Rectos, Helicoidales, Cónicos, Tornillo sin fin y Cremallera con piñón. Posteriormente se describen las interacciones entre engranes para formar trenes de engranes, ya sea: simples, compuestos y planetarios. Se especifica la nomenclatura que está presente en los engranes para su diseño y sus modos de falla.

En el desarrollo del proyecto se obtienen las fuerzas de contacto entre dientes, las fuerzas que se transmiten en las carcasas y los torques necesarios, que surgen a partir de contemplar los casos de carga crítica: agarre cilíndrico y puntual.

El análisis por elemento finito y optimización involucró la discretización de un dominio de diseño mediante la generación automática de la malla (engrane), y remallado gradual en la zona de interés (radio de entalle del engrane), para finalmente obtener valores de esfuerzo. En la optimización se especificó una función objetivo a cumplir bajo restricciones en un espacio de diseño, la función objetivo fue minimizar el *compliance* también conocido como energía por deformación (Comúnmente es utilizado como una medida inversa de la rigidez global, al minimizar esto se maximiza la rigidez), las restricciones fueron el número de cavidades dentro del cuerpo del engrane y el porcentaje de volumen retenido, esto para obtener formas de optimización que contengan la presencia del menor material ficticio dentro del espacio de diseño. Finalmente involucró un reanálisis para comprobar la distribución de esfuerzos en el espacio de diseño en comparación con los engranes sin optimizar.

El último paso fue seleccionar un material acorde a obtener altos volúmenes de producción bajo la posibilidad de manufacturar formas geométricas complejas, y a su vez obtener gran resistencia capaz de soportar las fuerzas obtenidas del contacto entre engranes. Pero con el material seleccionado no fue posible obtener la capacidad total de fuerzas aplicadas, pero si un porcentaje mayor en comparación con engranes fabricados de algún polímero.

Contenido

Introducción	8
Definición del problema.....	9
Justificación.....	9
Objetivo.....	10
Objetivos específicos	10
Proceso para lograr el objetivo y los objetivos específicos.....	10
Capítulo 1. Antecedentes en transmisiones mecánicas por engranes.....	11
Engranes.....	11
Tipos de Engranes	11
Trenes de engranes simples.....	14
Trenes de engranes compuestos	14
Trenes de engranes epicíclicos o planetarios	14
Eficiencia de los trenes de engranes.....	15
Nomenclatura	16
Ángulo de presión	18
Involuta	18
Modos de Falla de un engrane.....	19
Capítulo 2. Desarrollo del proyecto	21
Caso de Estudio.....	21
Planteamiento del problema y datos.....	22
Casos de carga.....	23
Primer caso de carga: Agarre Cilíndrico	24
Segundo Caso de Carga: Agarre Puntual	25
Modelo CAD.....	25
Análisis de Fuerzas: Engranes Rectos.....	26
Resultados para el agarre cilíndrico dedos largos.	29
Resultados del agarre cilíndrico para el dedo pulgar.	30
Resultados para el agarre puntual dedos largos y pulgar.	31
Capítulo 3. Análisis por elemento finito y Optimización.....	32
Descripción del análisis por elemento finito en los engranes.	33
Optimización.....	35
Optimización Topológica.....	36

Resultados de optimización.....	39
Capítulo 4. Diseño para manufactura y Selección de materiales	40
Engranes de plástico.....	40
Moldeo por inyección.....	40
Materiales para moldeo por inyección	41
Características del moldeo por inyección.....	41
Criterios de diseño.....	42
Comparación en Volumen.....	43
Reanálisis	44
Valores de esfuerzo	45
Fundición de moldeo permanente.	46
Valores de esfuerzo	49
Análisis de Resultados	50
CONCLUSIONES	51
TRABAJO A FUTURO	52
Referencias y Bibliografía.....	52
Anexo A	54
Anexo B	62
Anexo C	71

Introducción

El presente trabajo aborda la optimización topológica de una transmisión de engranes rectos de una mano artificial diseñada en la Facultad de Ingeniería de la UNAM. El objetivo es reducir el peso de los engranes y maximizar su rigidez, ya que, al reducir el peso, se pueden utilizar motores más robustos, y ampliar las opciones de materiales para la fabricación de las carcasas. Se tiene como restricción el peso de una mano humana. Por otra parte, al disminuir el peso se reduce el momento de inercia y se mejora la eficiencia.

Este documento está organizado en cuatro capítulos y las conclusiones. En el capítulo 1 se abordan aspectos básicos, a saber: la descripción de los tipos de engranes, trenes de engranes simples y compuestos, nomenclatura y algunas de las principales fallas que se presentan en engranes rectos.

En el capítulo 2 se presenta el análisis de fuerzas, el caso de estudio en donde se describen el número de dientes y el diámetro de paso de cada engrane que conforman la mano artificial. Además, se describen los principales tipos de carga que realiza una mano humana y se seleccionan los más representativos.

En el capítulo 3 se presenta el proceso de análisis por elemento finito. De esta forma, se obtienen valores de esfuerzo en el área de interés. También se describe la optimización topológica para un engrane. En éste intervienen dos factores: la variación de masa retenida y el número de cavidades en el cuerpo del engrane para el retiro del material.

En el capítulo 4 se explica la adecuación por manufactura, considerando restricciones tanto del material como del proceso de fabricación. Se detallan los criterios de diseño en función de las restricciones y se obtienen los engranes optimizados. Se repite el análisis por elemento finito para comprobar que no existen variaciones de esfuerzo en el área optimizada con respecto a los engranes sin optimizar. Además, se comparan los volúmenes. Al final del capítulo, se presenta una tabla que contiene los valores de esfuerzo considerando un factor de seguridad y se menciona la relación entre los resultados de optimización con respecto a las cargas aplicadas.

Finalmente, se presentan las conclusiones y se detalla el trabajo para realizar a futuro. En resumen, se observa que no es posible obtener las cargas reales por una mano humana mediante el mecanismo analizado en la consideración de agarre puntual. Esto se debe a que la carga está en un presente punto de contacto en la falange distal y ésta es transmitida hasta el engrane más cercano a la palma, mientras que en el agarre cilíndrico involucra una distribución de la carga en tres puntos de contacto en cada una de las falanges.

Es posible soportar cargas pesadas, pero esto involucraría considerar un material con un proceso de manufactura más costoso. Sin embargo, el mecanismo es útil para asemejar el movimiento que se presenta en un dedo.

Definición del problema

El diseño de transmisiones por trenes de engranes involucra la creación de componentes, como son: engranes, ejes, sellos, cajas de almacenamiento, rodamientos, bujes, etc. Si ahondamos en detalle, obtendremos un sinnúmero de variables para determinar en una transmisión, partiendo de lo específico a lo general.

En sistemas de transmisión mecánica, los engranes rectos tienen gran importancia al momento de transmitir potencia y tienen una amplia gama de aplicaciones. Estos son diseñados usando procedimientos estándar que consideran algunos parámetros como el módulo o el paso diametral. No obstante, de esta forma se obtienen, en algunos casos, engranes sobrediseñados. El incremento del peso provoca un aumento en la inercia por engrane, por lo que se reduce la eficiencia de una transmisión, además de considerar motores con gran torque para mover el mecanismo.

Actualmente, en el diseño y desarrollo del producto se presentan constantes retos por obtener productos a bajo costo, en el menor tiempo posible y ahorrando la máxima cantidad de materiales para su fabricación. Por esto se han desarrollado muchos trabajos enfocados en la optimización de una transmisión desde diferentes aspectos.

La revisión de la literatura nos muestra cómo varios autores aplican técnicas de optimización para trenes de engranes. A continuación, se esbozan algunas de estas técnicas. En el artículo de Chen, Zhi y Song [1] se optimiza el sistema de transmisión mediante el uso de algoritmos genéticos, teniendo como objetivo reducir el volumen de la transmisión. Por su parte, Marjanović, Kositić, Petrović, Blagojević y Miloš [2] optimiza el volumen de una transmisión mecánica de engranes rectos, respecto al correcto posicionamiento de los ejes a través del uso de algoritmos genéticos. Por otro lado, Ramadani, Belsak, Kegl, Predan y Pehan [3] optimiza el cuerpo de un engrane al reducir peso y vibraciones. Adis y Adil Muminovic, Mesic, Saric y Pervan [4] proponen realizar optimización topológica en el diente de un engrane recto para después realizar manufactura aditiva. Finalmente Michaelis, Höhn y Hinterstoißer [5] mencionan los factores que influyen en las pérdidas de eficiencia en una transmisión mecánica. Estos factores están divididos en 4: engranes, rodamientos, sellos y auxiliares.

Justificación

En una mano artificial compuesta por transmisiones de engranes es importante no exceder el peso equivalente a una mano humana desde el punto de vista estético, además de evitar problemas que se pueden generar a partir de la asimetría del peso en las manos, mismo que se vería reflejado en problemas en el cuerpo humano.

La optimización topológica reduce el peso de un engrane y evita el sobrediseño y consiste en determinar la mejor distribución de material dentro de un espacio de diseño. Para lograr esto, se consideran restricciones y funciones objetivo de las variables de diseño. Algunos de estos son rigidez, esfuerzo, desplazamiento, frecuencias naturales, carga por pandeo, si la manufactura es convencional o mediante métodos avanzados.

Objetivo

Optimizar el peso de los engranes en una transmisión mecánica de engranes rectos de una mano artificial.

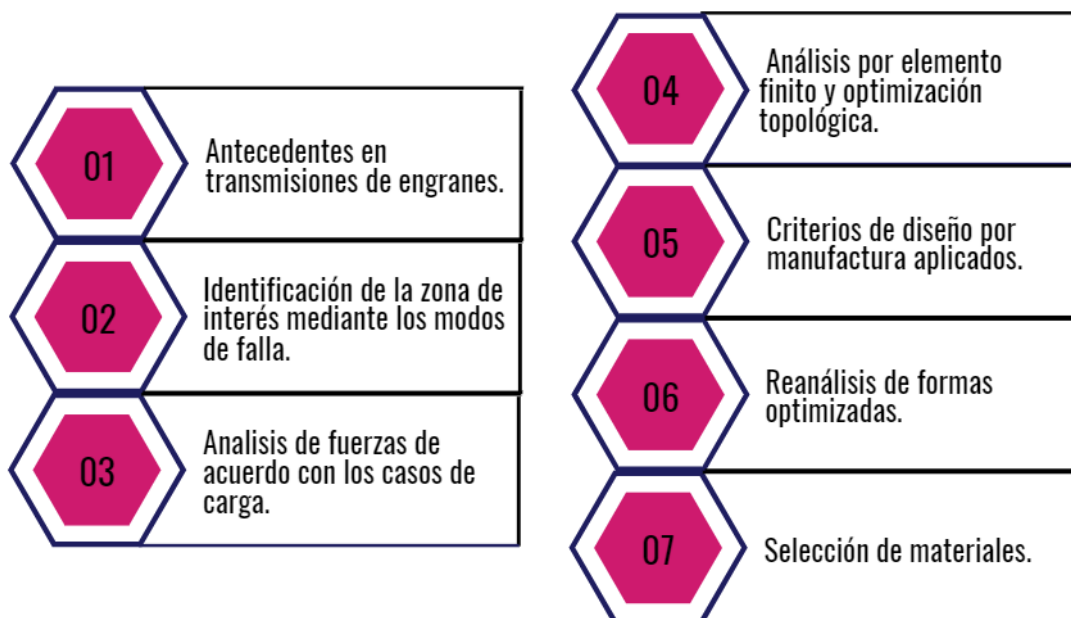
Objetivos específicos

- Obtener el valor de las fuerzas de carcasa y torque para posteriormente considerar el diseño de carcasas y selección de motores respectivamente.
- Comprobar la distribución de esfuerzos en los engranes antes y después de realizar la optimización.
- Seleccionar un material que sea capaz de soportar la mayor cantidad de fuerza registrada y cuya manufactura este contemplada para grandes volúmenes de producción. Además de cumplir la manufactura de las cavidades internas en el cuerpo.

Proceso para lograr el objetivo y los objetivos específicos

A continuación, se describen los pasos seguidos para el desarrollo del trabajo y se ilustra mediante un diagrama.

1. Definición de tipos de engranes y trenes de engranes simples, compuestos y planetarios.
2. Identificación de modos de falla en engranes.
3. Identificación de datos y casos de carga.
4. Análisis de fuerzas en casos de carga.
5. Análisis por elemento finito.
6. Optimización topológica aplicado a engranes.
7. Criterios de diseño por manufactura aplicados al resultado de optimización.
8. Reanálisis en formas optimizadas.
9. Selección de materiales acorde a altos volúmenes de producción, manufacturas geométricas complejas y alta resistencia.



Capítulo 1. Antecedentes en transmisiones mecánicas por engranes

En el presente capítulo se describen las transmisiones mecánicas de engranes. Se inicia con los tipos de engranes que son más conocidos y la nomenclatura utilizada para su diseño. Por último, se abordan algunas de las principales fallas en engranes.

Una transmisión mecánica está diseñada, principalmente, para transmitir potencia, a menudo, a través de engranes, bandas, poleas o catarinas a fin de proporcionar cambios de velocidad y el par de torsión entre ejes. La aplicación más común de las transmisiones es reducir la velocidad e incrementar el par de torsión para impulsar cargas. Otras transmisiones requieren un incremento de la velocidad y, por lo tanto, una reducción en el par de torsión.

Engranes

La función de los engranes es transmitir movimiento de una parte de la maquina a otra y a donde se requiera modificar las revoluciones. Los engranes son los elementos mecánicos más durables y resistentes de todos los transmisores mecánicos [6].

Tipos de Engranes

Los engranes no trabajan solos, a menudo, trabajan en parejas. Si dos engranes tienen diferentes diámetros el menor es considerado como piñón, y girará más rápido con menor fuerza rotacional que el más grande llamado corona. Se fabrican engranes en muchas configuraciones para aplicaciones particulares. Algunos se pueden agrupar de acuerdo con la posición de los ejes que conectan [6]. Entre los engranajes más comunes están:

(i) Engranes Rectos

Los dientes son paralelos al eje de simetría del engrane, esta es la forma del engrane más simple y menos costosa. Tienen una forma cilíndrica y son simples en diseño y fáciles de manufacturar. Presentan fuerzas radiales y tangenciales en el contacto entre dientes con otro engrane [7] y [8]



Figura 1. Engrane Cilíndrico rectos [8].



Figura 2. Engranajes helicoidales con ejes cruzados [8].

(ii) Engranes Helicoidales

Son engranes en los cuales los dientes forman un ángulo helicoidal con respecto al eje del engrane. Tienen las mismas aplicaciones que los engranes rectos, con la diferencia de ser más costosos y silenciosos, debido a que se tiene un engranado gradual durante el acoplamiento. Asimismo, generan cargas de empuje y pares de flexión que no están presentes en engranes rectos; además, con el mismo diámetro y paso diametral, un engrane helicoidal es más fuerte que uno recto por la forma del diente [7].

(iii) Engrane Cónicos e Hipoidales

La característica principal de este tipo de engranes es la presencia de dientes en superficies cónicas. Pueden ser de dos tipos: *cónico recto* que se presenta cuando los dientes son paralelos al eje del engrane, y *cónico espiral* cuando los dientes forman un ángulo con respecto al eje. Existen otra clasificación de engranes cónicos llamados *engranes hipoides*, que son muy similares a los engranes cónicos en espiral, “excepto por el hecho de que los ejes están desplazados y no se interceptan”[7].

En general, los engranes cónicos son utilizados para transmitir potencia en ejes que se interceptan. Por ejemplo, en la transmisión final de algunos automóviles en donde la tracción está en la rueda trasera, conocido comúnmente como: *diferencial*.



Figura 2. Engranes cónicos con ejes que se intersectan [8]



Figura 3. Transmisión diferencial para la tracción en los automóviles [9].

(iv) Tornillo Sin-Fin o gusano

Cuando el ángulo de la hélice se incrementa, el resultado es un tornillo sin-fin. En este, un solo diente está enrollado continuamente alrededor de su circunferencia un número de veces, como la rosca de un tornillo. Este tornillo sin-fin puede engranarse con un engrane que lo acopla, cuyo eje es perpendicular al del tornillo sin-fin [7].



Figura 4. Sin fines con cuerda sencilla, doble y cuádruple [8].

El juego de engranajes de tornillo sin-fin puede soportar elevadas cargas, en especial en su forma simple o doble. Las envolventes simples y dobles se refieren a lo siguiente:

- ✓ En la envolvente simple los dientes del engrane están enrollados alrededor del tornillo sin-fin.
- ✓ En envolvente doble se enrolla tanto el engrane como el tornillo sin-fin.

Ambas técnicas aumentan el área de contacto e incrementan la capacidad de soportar cargas.



Figura 5. Tornillo Sin-Fin y Engrane de tornillo Sin-Fin [8].

Una de las principales ventajas que se presentan en este tipo de tornillos es que no es posible una *contramarcha*. Un juego de engranes rectos o helicoidales puede accionarse desde uno u otro eje, como un dispositivo reductor o elevador de la velocidad. El juego de engranes de tornillo y engrane sinfín solo puede accionarse por el tornillo sin-fin. En algunos casos la fricción puede ser suficientemente grande para evitar ser retro accionado por la rueda sin-fin.

(v) Cremallera y piñón

Este engrane se presenta cuando el diámetro del círculo base se incrementa sin límite. Por ello, el círculo base llegará a ser una línea recta. El engrane lineal es conocido como cremallera. Sus dientes son trapezoides, no obstante, son involutas verdaderas. Este hecho hace que sea fácil obtener este tipo de engranes por manufactura. La aplicación más común es la conversión de movimiento rotatorio en lineal y viceversa.



Figura 6. Piñón y Cremallera [8].

Trenes de engranes simples

Son cualquier conjunto de dos o más engranes conectados, en donde *cada eje porta solo un engrane*. Si hay más de dos engranes conectados en serie, los engranes intermedios entre el inicial y el final serán *engranes libres o locos*, y éstos no generan potencia simplemente la transmiten. Si todos los engranes son externos y existe un número par de engranes en la transmisión, la dirección de salida será la contraria a la dirección de entrada. Por el contrario, si existe un número impar, la salida será la misma dirección que la entrada. Por lo tanto, el engrane loco sirve para cambiar la dirección entre el engrane de entrada y salida.

Trenes de engranes compuestos

Es aquel que por lo menos un eje tiene más de un engrane. Cuando se tienen dos engranes fijos sobre el mismo eje, se comparte la misma velocidad angular. Como guía aproximada, se puede obtener un valor del tren con relación de 10 a 1, con un par de engranes acoplados. Se pueden conseguir mayores relaciones en un menor espacio al combinar pares de engranes adicionales. Un tren de engranes de dos etapas, puede ofrecer un valor del tren de hasta 100 a 1 [7].

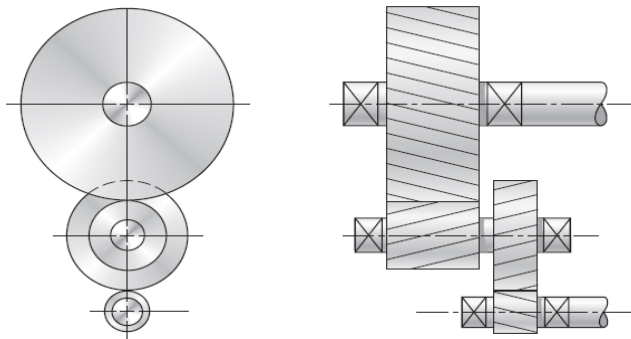


Figura 8. Un tren de engranes compuesto de dos etapas [6].

Trenes de engranes epicíclicos o planetarios

Los trenes epicíclicos tienen la ventaja de tener valores del tren más altas en paquetes más pequeños. Por esta razón, son ampliamente utilizados en transmisiones automáticas en automóviles y camiones. Cabe destacar que este tipo de arreglo es de *2 grados de libertad*, es decir, *se requieren dos entradas para obtener una salida predecible*. En algunos casos, se proporciona una entrada y se obtienen dos salidas. En otras aplicaciones, se proporcionan dos entradas (una por lo general es una velocidad cero, en otras palabras, un engrane fijo) y el resultado es una salida controlada.

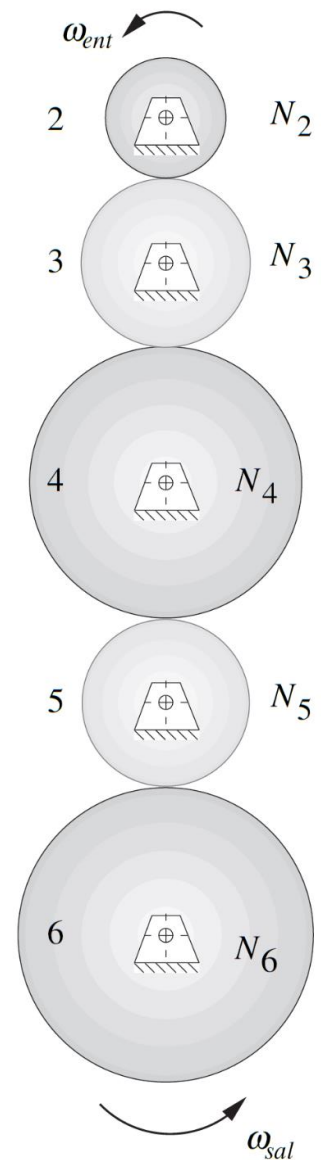


Figura 7. Tren de engranes simple [7].

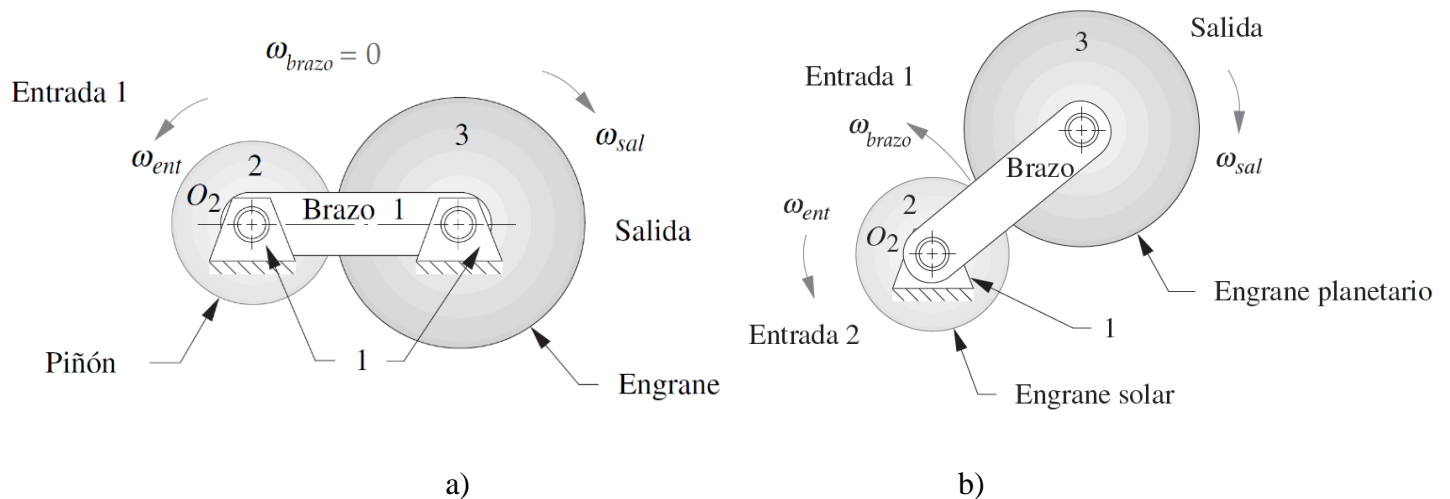


Figura 9. a) Engranajes convencionales con 1 grado de libertad. b) Engranajes epicíclicos o planetarios [7].

En la figura 9 a) se muestra un conjunto de engranajes de un grado de libertad, en el cual el eslabón 1 está inmobilizado representado por la bancada. En el lado derecho Figura 9 b), se muestra el mismo conjunto de engranajes, pero con el eslabón 1 libre, como un brazo que conecta dos engranajes. Ahora solo hay un punto fijo y el grado de libertad del sistema es 2, por lo que se convierte en un tren epicíclico con un engrane solar y un engrane planetario que gira alrededor. Se requieren dos entradas, por lo general, el brazo y el engrane solar serán impulsados en alguna dirección a una cierta velocidad. En muchos casos, una de estas entradas será velocidad cero, es decir, un freno aplicado al brazo o al engrane solar.

Si bien es relativamente fácil visualizar el flujo de potencia a través de un tren de engranajes convencional, y observar las direcciones del movimiento en los engranajes de sus miembros, es muy difícil determinar el comportamiento de un tren planetario por observación. Para ello, deben hacerse los cálculos necesarios para determinar su comportamiento.

Eficiencia de los trenes de engranajes

La definición general de eficiencia es el cociente de la potencia de salida y la potencia de entrada expresada como una fracción o como porcentaje. La eficiencia de un tren de engranajes convencional (simple o compuesto) es alta. La pérdida de potencia en el conjunto de engranajes está entre 1% y 2% según el acabado y lubricación de los dientes. Los trenes epicíclicos, si se diseñan apropiadamente, pueden tener eficiencias superiores a los trenes convencionales.

Nomenclatura

En la figura 10, se presenta la terminología utilizada para engranes rectos los cuales se describen brevemente a continuación:

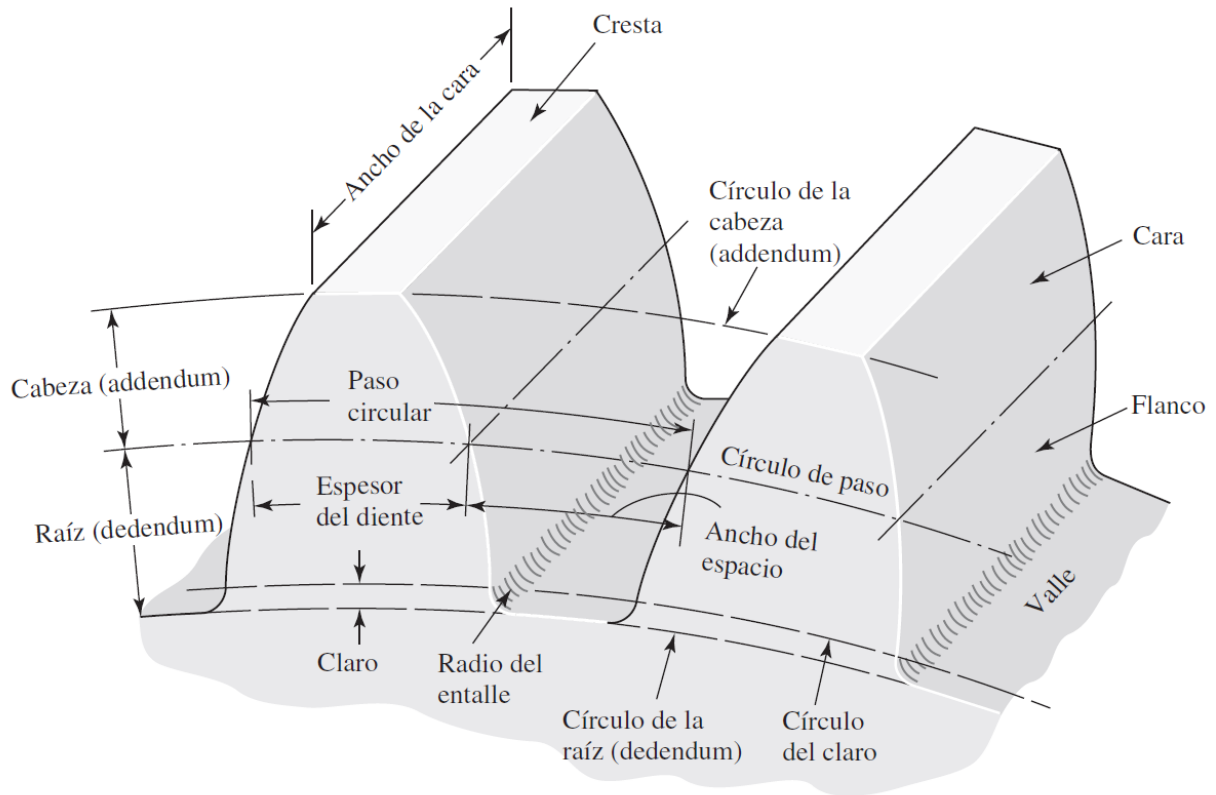


Figura 10. Nomenclatura de los dientes de engranes rectos [6].

- ✓ **Diámetro de paso:** Círculo imaginario en el que se diseñan los dientes de un engrane. Es un círculo teórico en el que, por lo general, se basan todos los cálculos. Los círculos de paso de un par de engranes acoplados son tangentes entre sí.
- ✓ **Paso circular:** Es una distancia medida, sobre el círculo de paso, desde un punto en un diente a un punto correspondiente en un diente adyacente. De esta manera, el paso circular es igual a la suma del espesor del diente y del ancho del espacio.
- ✓ **Módulo:** Representa la relación del diámetro de paso con el número de dientes. La unidad de longitud es el milímetro. El módulo señala el índice de tamaño de los dientes en unidades del SI.

✓ *Paso Diametral:* Está definido por la relación número de dientes en el engrane con respecto del diámetro de paso. Por lo tanto, es el inverso del módulo. Debido a que el paso diametral se utiliza con unidades del sistema inglés, se expresa en dientes por pulgada. En la figura 11 se presenta los diferentes tamaños de dientes para varios pasos diametrales.

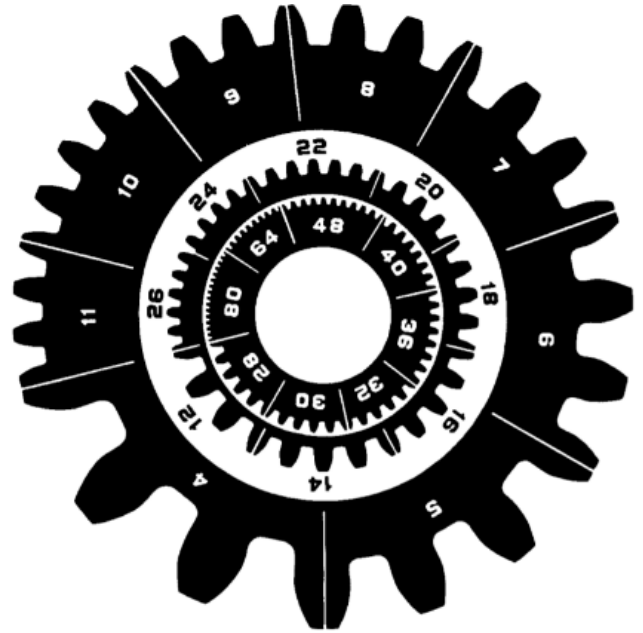


Figura 11. Tamaños reales de dientes para varios pasos diametrales [7].

✓ *Adendum y Dedendum:* El *adendum* se determina por la distancia radial entre la cresta y el círculo de paso. El *dedendum* equivale a la distancia radial desde el fondo hasta el círculo de paso. La altura o profundidad total es la suma de ambos. El *dedendum* es ligeramente más grande que el *adendum*, para crear una pequeña holgura entre la punta de un diente engranado y la parte inferior del diente acoplado.

✓ *Ancho de la cara:* Los engranes comerciales se encuentran disponibles con anchos de cara de 3 a 5 veces el paso circular. Pero se puede hacer una primera estimación de la anchura de cara multiplicando 4 veces el paso circular.

✓ *Radio de entalle:* Puede calcularse con referencia en la tabla 1, en dónde se considera el módulo y el número de dientes del engrane. Es importante considerar un correcto valor de radio de entalle, debido a que en éste punto es donde se presentan fuerzas de compresión y tensión por efecto de las cargas de contacto entre dientes de engranes.

Tabla 1. Tabla de Valores del radio de fondo.

Valores de radio de fondo R	
Número de dientes (Z)	Radio
10 – 12	0.45 x Módulo
13	0.42 x Módulo
14	0.39 x Módulo
15	0.36 x Módulo
16	0.33 x Módulo
17	0.30 x Módulo
18	0.27 x Módulo
19	0.24 x Módulo
20 – hasta cremallera	0.20 x Módulo

Ángulo de presión

Se define como el ángulo entre la línea de acción (normal común) y la dirección de la velocidad en el punto de paso. Son estandarizados con los siguientes valores: 14.5° , 20° y 25° . El más utilizado es 20° y se considera al de 14.5° como obsoleto, porque los engranes resultantes tenían que ser comparativamente más grandes para evitar problemas de interferencia.

Se puede hacer cualquier ángulo de presión que se desee, pero el costo sería difícil de justificar. Los engranes que funcionarán juntos deben tener el mismo ángulo de presión nominal.

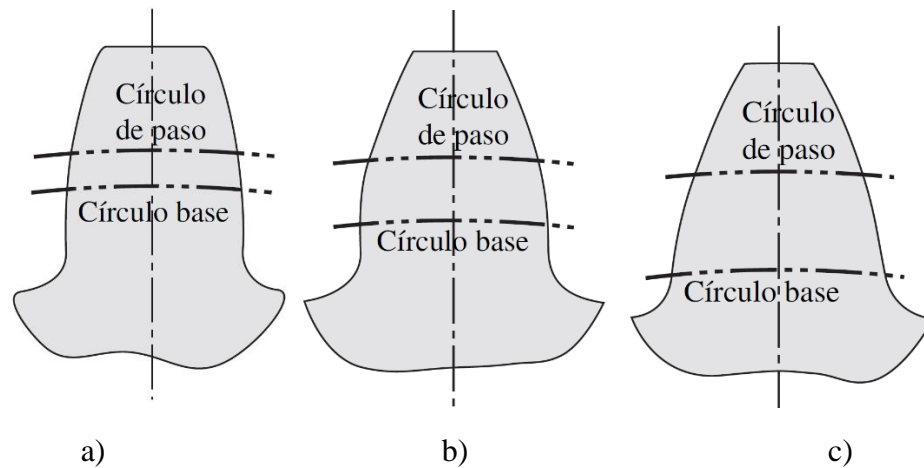


Figura 12. Perfiles de dientes de profundidad total AGMA para tres ángulos de presión. a) 14.5° , b) 20° y c) 25° [7]

Involuta

Es una curva trazada por un punto sobre una cuerda tensa que se desenrolla del *círculo base*. Alrededor de un cilindro se enrolla una cuerda que se mantiene tirante. A medida que la cuerda se enrolla o desenrolla respecto al cilindro, se trazará una curva involuta. El radio de la curvatura varía en forma continua.

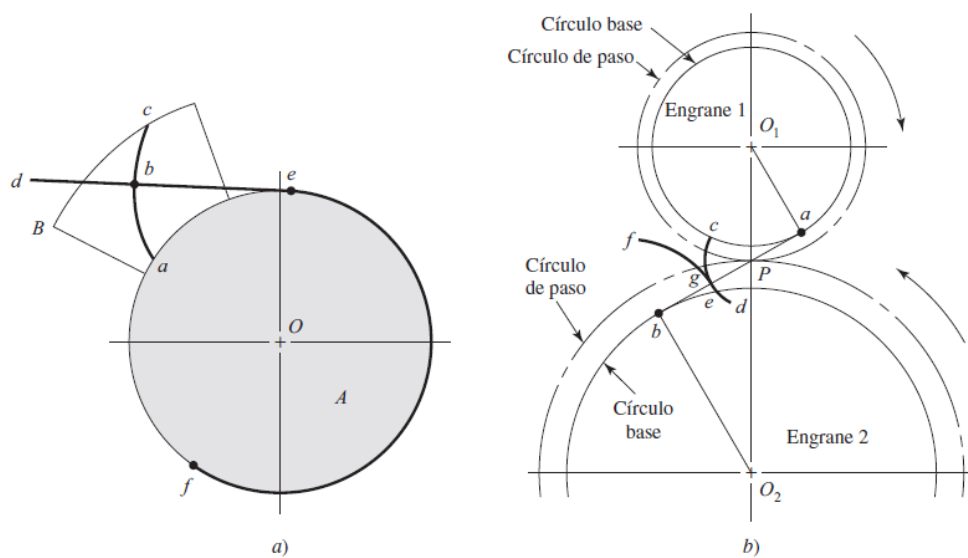


Figura 13. a) Generación de una involuta b) acción de la involuta [6].

Modos de Falla de un engrane

El análisis y diseño de dientes de engranes rectos se realiza contemplando la flexión y el desgaste. La falla ocurrirá cuando el esfuerzo es igual o excede la resistencia a la fluencia o el límite de resistencia a la fatiga en el radio de entalle del engrane. La falla por picadura ocurre cuando el esfuerzo de contacto es igual o excede el límite de resistencia a la fatiga de la superficie, es decir, es una falla debido a muchas repeticiones de esfuerzo de contacto elevado. Otras fallas superficiales son el *rayado* debido a la falta de lubricante y la *abrasión* que es el desgaste debido a la presencia de algún material extraño [6]. Existen otras fallas que se presentan en engranes fabricados de plástico.

Fallas en engranajes de plástico

Los engranajes de plásticos tienen diversos modos de fallas, destacándose entre ellos los siguientes [10]:

❖ **Desgaste adhesivo:**

Este tipo de desgaste es el resultado del desgarro de las superficies opuestas. La lubricación externa en los engranes mantiene las superficies separadas e inhibe el desgaste. En engranes de plástico al menos uno de los engranes debe contener una película de politetrafluoroetileno (PTFE) que actúa como lubricante.

❖ **Desgaste Abrasivo:**

Se produce cuando hay presencia de una partícula dura entre las superficies de contacto. Este material puede ser residuo de uno de los engranajes o suciedad en el entorno. Las partículas penetran primero en el material más blando y luego los pedazos de material en la superficie.

❖ **Flujo Plástico:**

Es causado por grandes esfuerzos de contacto y a la acción de rodadura y deslizamiento que se produce durante el engranaje. De hecho, es una deformación de la superficie debido a la fluencia del material. Los plásticos, debido a sus propiedades, tienen baja temperatura de fusión, tienden a fundirse y fluir en situaciones donde los engranajes metálicos se comportan bien. Luego de la deformación plástica surge la rotura del diente. El flujo plástico indica que las condiciones de operación son demasiado severas y la falla es inminente [10]. La auto lubricación y la lubricación externa pueden ayudar a prevenir el flujo plástico disminuyendo la cantidad de calor generado por la fricción.



Figura 15. Fractura en el radio de entalle del engrane debido a sobrecargas [16].



Figura 14. Deformación del diente debido al calor excesivo [16].

❖ **Fractura:**

Es la falla más común de los engranajes plásticos y se produce por sobrecargas aplicados al diente, las cuales sobrepasan el límite de fatiga del material. Estos tipos de fractura generalmente ocurren en el radio de entalle de la raíz del diente y se propagan a lo largo de la base del mismo. Las fracturas en sistemas no lubricados se deben generalmente a sobrecargas [11].

❖ **Fatiga por ciclo térmico o ablandamiento parcial o global del diente:**

Esta falla ocurre cuando se eleva la temperatura, por lo que se disminuye la resistencia del material. La falla se produce como una deformación del diente. Perdiéndose el paso y en ocasiones doblándose el diente. Esta falla sucede debido a que las tensiones sobre el diente siempre resultan en una especie de histéresis de calentamiento que incrementa considerablemente la temperatura del material, ya que los plásticos son buenos aislantes.

En [12] se menciona el material empleado (polímero ABS) para la fabricación del mecanismo epicicloidal debido a las características de bajo peso y resistencia; y recalcando que la falla más común es por fractura debido a sobrecargas. El área de interés es el *radio de entalle del engrane*, por lo que en el análisis de elemento finito se obtendrán los valores de esfuerzo en dicha zona.

Capítulo 2. Desarrollo del proyecto

En el presente capítulo se presentan los casos de estudio, planteamiento del problema y datos, y se concluye con la obtención de fuerzas a partir del análisis de engranes entre dientes acoplados.

Caso de Estudio

En la figura 16, se observa una mano artificial compuesta por 4 mecanismos hexacicloidales y un tren de engranes simple, para representar los dedos largos y el pulgar de una mano humana respectivamente [12]. Se requiere reducir la masa en el cuerpo de los engranes que conforman los dedos artificiales para compensarla en el diseño de futuros aditamentos, como la selección de materiales para la carcasa o la selección de un motor robusto para el funcionamiento del mecanismo.

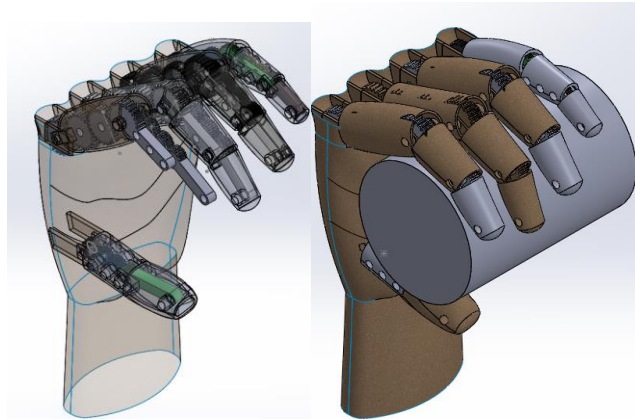


Figura 16. CAD de mano artificial compuesta con una transmisión simple y transmisiones Hexa-cicloidales de engranes rectos. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 Versión estudiantil.

En promedio, una mano pesa aproximadamente el 0.575% del peso total del cuerpo. Por ejemplo, si se considera el cuerpo de adulto de 81 Kg, el peso de la mano es de 0.46 Kg. Por otra parte, el peso de una prótesis mio-eléctrica es de 800 gramos [10]. Con esto se puede tener una referencia para no exceder el peso en el diseño de las carcasas y la selección del motor.

Consideraciones extraídas de Eduardo Garibay [12].

- ✓ Debido al movimiento lento de las manos y dedos, los efectos inerciales son normalmente despreciables y el análisis es estático.
- ✓ Para la fabricación del prototipo el corte con agua presenta una buena precisión. El grosor del chorro de agua puede ser inferior al 0.1 milímetros, lo que permite cortar contornos finos, ángulos afilados y radios estrechos.
- ✓ Las características del material son bajo peso y alta resistencia, y puede ser cualquiera de los siguientes: Aluminio, Polímero ABS y Duraluminio. Entre otras restricciones también se puede considerar la resistencia al impacto y la resistencia a la fricción.

Planteamiento del problema y datos

En la figura 17, se presenta una propuesta de mecanismo que supliría un dedo. El mecanismo consta de 8 engranes rectos, para cada uno de los dedos largos: meñique, anular, medio e índice. La falange proximal contempla los engranes A y B, y los radios de los engranes 1 y 3. La falange medial los engranes C y D, y los radios de los engranes 2 y 4. Por último, la falange distal está representada por el engrane 4. En conjunto, se forma un tren de engranes epicíclico o planetario descritos en la sección anterior con 2 grados de libertad.

El dedo pulgar consta de 4 engranes, ya que solo cuenta con dos falanges: proximal y distal. El mecanismo es un tren de engranes planetario con 1 grado de libertad, figura 18.

Los radios de los engranes cumplen con las medidas antropométricas del dedo en una mano humana. En la tabla 2, se presentan los radios para cada uno de los engranes pertenecientes a cada dedo y el número de dientes de cada engrane [10]. Es importante mencionar que las medidas de las falanges para el dedo índice y anular son las mismas.

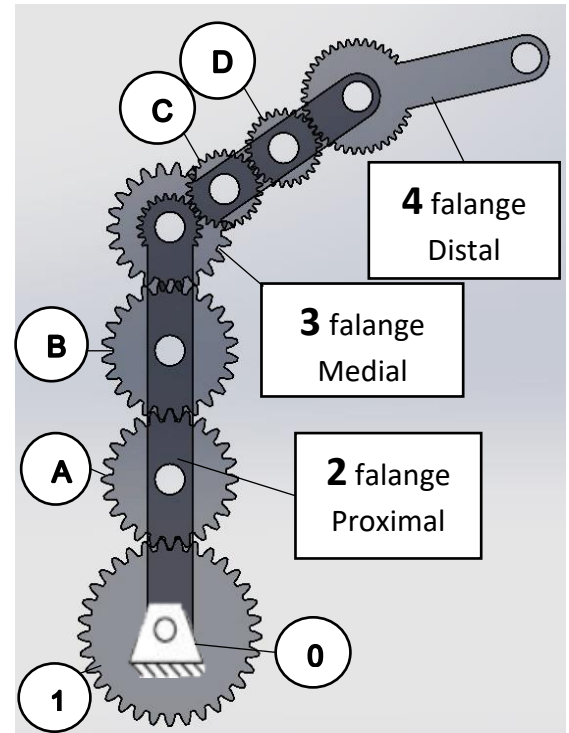


Figura 17. Mecanismos Hexacíclico con engranes rectos formando una transmisión compuesta. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 Versión estudiantil.

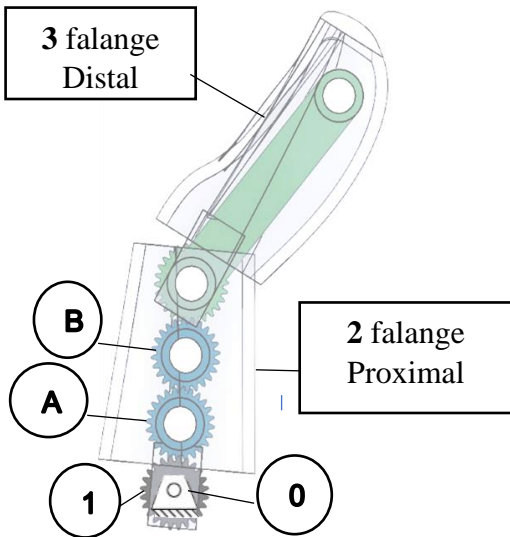


Figura 18. Mecanismo dedo pulgar. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

Tabla 2. Valores de radios y número de dientes de los engranes pertenecientes a los dedos largos [10].

Radio (mm)	Dedos de la palma de la mano			Numero de dientes de cada engrane
	Índice y Anular	Medio	Meñique	
r_{e1}	8.219	8.875	6.456	24
r_{eA}	8.219	8.875	6.456	24
r_{eB}	8.219	8.875	6.456	24
r_{e3}	8.904	9.615	6.994	26
r_{eC}	4.612	5.095	3.647	26
r_{eD}	4.612	5.095	3.647	26
r_{e4}	4.612	5.095	3.647	26
r_{e2}	4.257	4.7030	3.366	24

Los radios y números de dientes para el dedo pulgar difieren en comparación a los 4 dedos largos y se presentan en la tabla 3.

Tabla 3. Valores de radios y número de dientes de los engranes pertenecientes al dedo pulgar.

Engrane	1	3	A	B
Radio (mm)	3.936	4.265	3.936	3.936
Número de dientes	24	26	24	24

Casos de carga

Antes de realizar el análisis estático en cada dedo, se mencionan los diferentes tipos de agarre que se pueden realizar con una mano. Velázquez, Merchán, Hernández y Urriolagoita en 2007 [13] realizaron un estudio enfocándose en dos tipos de agarre: cilíndrico y puntual. En él se menciona la necesidad de las proporciones antropométricas de los dedos para el análisis estático. La longitud de las falanges, el peso y el centro de gravedad, el punto de contacto entre las falanges son algunas de las variables que intervienen directamente en el análisis estático de los dedos.

La sujeción de un objeto puede definirse como: la aplicación de fuerzas funcionales de la mano hacia un objeto para realizar una tarea determinada. Existe una gran variedad de formas al sujetar un objeto. En [11] se menciona la clasificación de los tipos de agarre, entre los cuales tenemos los siguientes: Cilíndrico, Palmar, Lateral, Esférico y de Gancho, los cuales están representados en la figura 19.

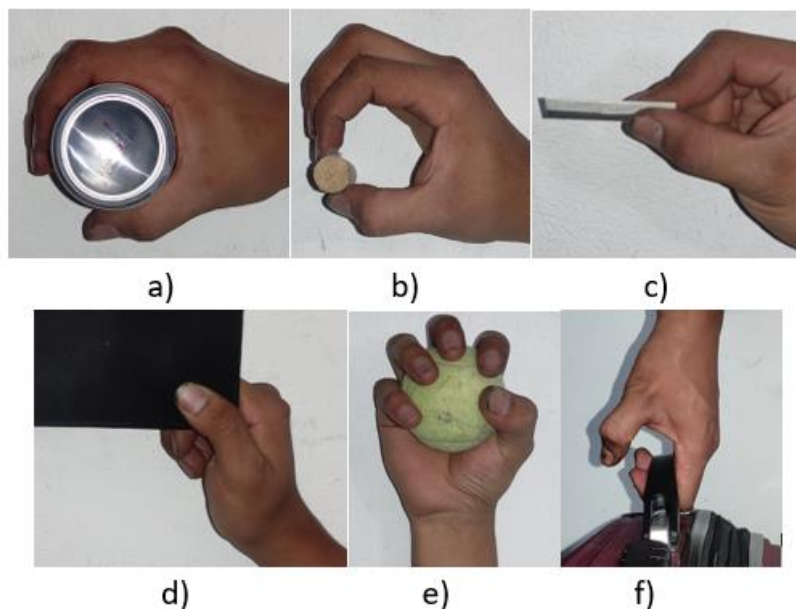


Figura 19. Clasificación y tipos de agarre: a) Cilíndrico, b) Puntual, c) Palmar, d) Lateral, e) Esférico, f) Gancho. Adaptado de [11].

1. *Agarre cilíndrico*. Se usa para ajustar objetos de forma cilíndrica, como la taza de café, una lata de soda. Influye el tamaño del objeto a manipular.
2. El *agarre puntual* se usa cuando se sujetan objetos pequeños como tornillos, clavos, un bolígrafo, etc.
3. Un *agarre palmar* se usa para sostener objetos relativamente delgados.
4. El *agarre lateral* se usa para objetos delgados y planos.
5. El *agarre esférico* se emplea para sujetar objetos como una pelota o una manzana.
6. El *agarre de gancho* se usa para levantar, jalar o sujetar objetos pesados.

Tanto el agarre cilíndrico como el agarre puntual ejemplifican los movimientos que de forma cotidiana ejecuta la mano para manipular diversos objetos. Por esta razón, el análisis y optimización considera ambos casos de carga.

Primer caso de carga: Agarre Cilíndrico

En la página anterior se mencionó que influye el tamaño del objeto a manipular, es decir, existe una relación entre el diámetro del objeto y la fuerza ejercida en un agarre cilíndrico. En una investigación realizada por Valencia, Maradei y Espinel en 2016 [14] se obtienen valores de fuerzas en función de los diámetros de sujeción para la mano en un apriete cilíndrico. Se tiene como variable independiente el diámetro de apertura en cada uno de los dedos operantes: índice, corazón o medio, anular y meñique, teniendo el dedo pulgar como un punto de apoyo. Como variable dependiente se tiene la fuerza generada por cada dedo. Los resultados de dicho estudio se presentan en la tabla 4.

Tabla 4. Medidas y desviaciones de la fuerza de los dedos (FD) en función de los diferentes tratamientos [14].

Tratamiento Ambos (n =30)	Fuerza Dedo (Kgf) Media \pm SD (min-max)			
	Índice	Corazón	Anular	Meñique
D1	2.40 \pm 1.74	3.12 \pm 2.16	3.48 \pm 2.18	1.50 \pm 1.20
(22 mm)	(0.43-6.99)	(1.01-8.37)	(1.06-7.81)	(0.09-6.48)
D2	2.61 \pm 1.48	3.20 \pm 1.75	3.39 \pm 2.02	1.84 \pm 1.55
(43 mm)	(0.96-6.65)	(0.47-7.79)	(0.93-7.80)	(0.29-6.12)
D3	2.93 \pm 1.86	2.91 \pm 1.65	3.32 \pm 1.90	1.55 \pm 1.09
(68 mm)	(0.97-8.13)	(0.49-7.44)	(0.91-7.80)	(0.39-4.82)
D4	1.88 \pm 1.13	2.58 \pm 1.50	3.10 \pm 1.48	1.12 \pm 0.83
(86 mm)	(0.69-5.11)	(0.66-6.15)	(1.04-6.35)	(0.21-3.76)

Los 3 dedos largos (índice, corazón y anular) ejercen una fuerza aproximadamente igual, mientras que la fuerza ejercida por el meñique es menor, debido a la longitud en comparación con los demás dedos operantes. Cuando se mantiene constante el diámetro de apertura en una aprensión de fuerza con 4 dedos, los dedos largos ejercen una fuerza aproximadamente igual en diámetros que se encuentran entre el 25% y el 75% de la apertura relativa [14].

Cabe destacar que en la tabla 5 no se obtienen valores de fuerza del dedo pulgar, debido a ser considerado como un punto fijo. Para obtener la fuerza que genera el pulgar se consultó otro estudio realizado por Bretz y Jobbágy en 2010 [15], donde se muestran las fuerzas de los dedos y palma, pero tiene la desventaja de no contemplar el diámetro de apertura. Dichas fuerzas se presentan en la tabla 5.

Tabla 5. Resultados de fuerza: promedio y desviaciones estándar [15].

Force measurement, right hand (N)						
	Hand	Little finger	Ring finger	Middle Finger	Index Finger	Thumb
Average	551.2	30.8	37.9	55.1	56.7	107.7
St. deviation	74.5	11.5	10.0	17.3	12.6	30.6
Force measurement, left hand (N)						
	Hand	Little finger	Ring finger	Middle finger	Index finger	Thumb
Average	505.2	28.4	37.0	53.7	60.4	109.5
St. deviation	112.7	10.2	11.2	12.0	14.6	28.9

Una vez obtenidas las fuerzas independientes en cada dedo se obtuvo la distribución de fuerza en cada falange (proximal, medial y distal). En un estudio realizado por Kong, Freivalds y Kim en 2004 [16] se encontró que la falange distal ejerce la mayor fuerza (35.9%), seguida de las falanges medial (32.4%) y proximal (31.7%).

Segundo Caso de Carga: Agarre Puntual

La fuerza muscular de la mano es comúnmente necesaria para ejercer fuerza en forma de pellizco (también conocido como agarre de precisión o fuerza de pinzamiento). Las fuerzas de pinzamiento de la mano se utilizan para controlar objetos, aplicando fuerza en aquellos que son muy pequeños. También donde se necesita precisión por restricciones de espacio, posturas incómodas y donde influye la orientación del objeto.

De acuerdo con [17] existen diferentes tipos de pinzamiento que puede realizar la mano humana. A continuación, se describen y se muestran en la figura 20:

- ✓ *Lateral*: Es el contacto entre la almohadilla del pulgar con la cara lateral de la falange medial del dedo índice.
- ✓ *Tip*: Se da entre las puntas del pulgar e índice con la yema de los dedos.
- ✓ *Chuck*: Es la falange distal del pulgar contra las yemas de los dedos índice y medio.
- ✓ *Pulp*: Es la almohadilla del pulgar contra la almohadilla del dedo índice.



Figura 20. Tipos de Pinzamientos: a) Lateral, b) Tip, c) Chuck, d) Pulp [17].

En la tabla 6, se presentan valores de fuerza máxima de los diferentes tipos de pinzamientos mencionados anteriormente en un estudio realizado en Hombres y mujeres.

Tabla 6. Fuerza de pinzamiento registrada [17].

Tipo de pinzamiento	H (n = 23)		M (n = 7)		Total (n = 30)	
	μ	σ	μ	σ	μ	σ
Tip (kgf)	6.21	1.41	3.81	1.03	5.65	1.67
Pulp (kgf)	7.34	1.90	5.25	1.014	6.86	1.94
Chuck (kgf)	8.47	1.97	6.24	0.81	7.95	2.00
Lateral (kgf)	9.80	2.06	7.25	0.91	9.21	2.14

Modelo CAD

El modelo CAD que se utilizó fue de Garibay [12]. Se seleccionaron las fuerzas registradas al 75% de la apertura relativa de la mano (68 mm) para el caso de carga cilíndrica, esto porque asemeja el diámetro de una taza o una lata de refresco; además de ser la posición donde se presenta la menor cantidad de interferencias en el CAD. En el modelo se dibujó un cilindro y se visualizaron los puntos de contacto entre las falanges y el cilindro. A partir de esta posición se realizó el análisis de fuerzas estático. Este procedimiento se hizo de igual forma con el segundo caso de carga. En donde se seleccionó ejemplificar el pinzamiento tipo Tip.

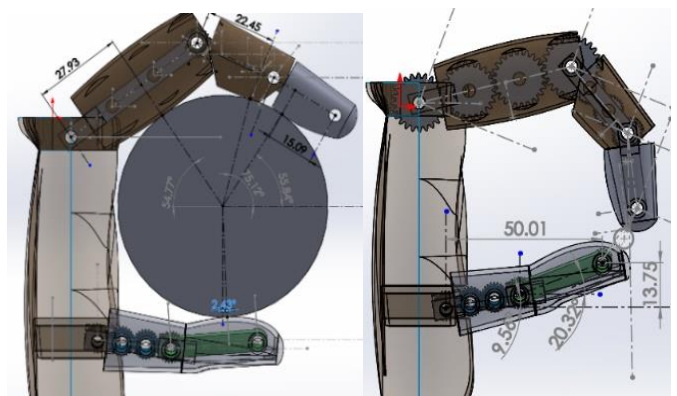


Figura 21. Modelo CAD del agarre cilíndrico y agarre puntual. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil [10].

Análisis de Fuerzas: Engranajes Rectos

Cuando dos engranes rectos (un engrane impulsor y un engrane impulsado) están en contacto para transmitir potencia las fuerzas entre dientes acoplados se presentan a lo largo de la línea de presión. La descomposición de fuerzas depende del ángulo de presión seleccionado teniendo como resultado una componente radial y otra tangencial. La carga tangencial es la componente útil debido a que transmite potencia por el torque que genera. Por otra parte, la componente radial carece de interés, ya que no transmite potencia [6].

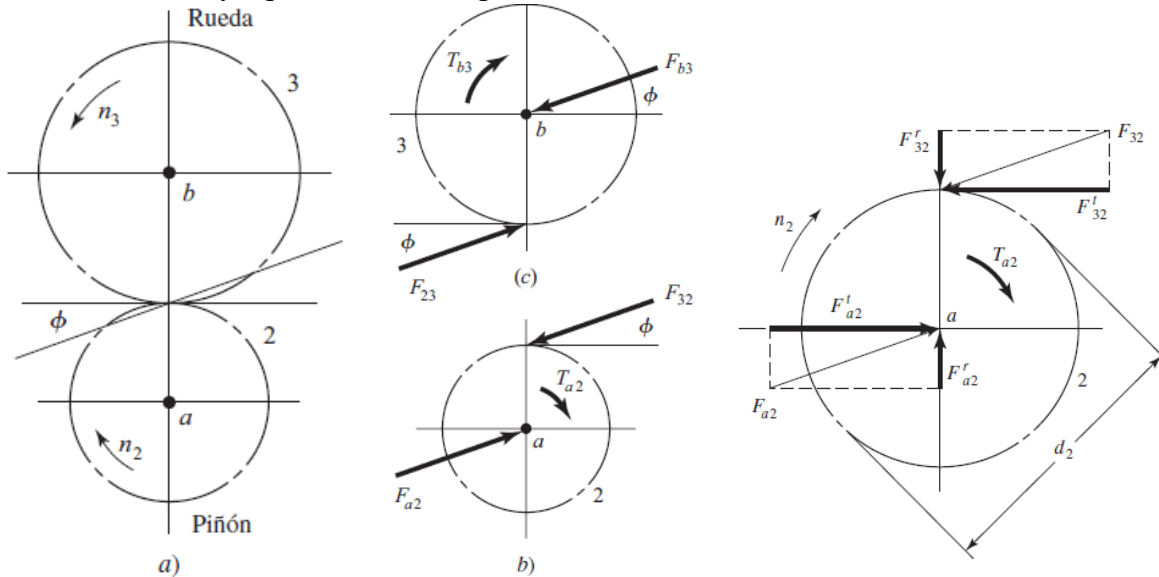


Figura 22. Diagramas de cuerpo libre y momentos que actúan sobre los engranes de un tren de engranes sencillo y Descomposición de las fuerzas que actúan en un engrane [6].

El análisis de los dientes muestra que las cargas más intensas se presentan cerca de la mitad del diente. Por lo tanto, es probable que el esfuerzo máximo ocurra cuando un par de dientes soportan la carga completa [6].

A continuación, en las figuras 23- 30 se muestran los diagramas de cuerpo libre de los engranes correspondientes al dedo índice en el caso de carga cilíndrico. Tanto el dedo índice, como el anular tienen las mismas dimensiones de diámetro de paso y número de dientes, por lo que es el mismo análisis de fuerzas. Los demás diagramas de cuerpo libre correspondientes al dedo medio, meñique y pulgar, en el caso de carga cilíndrico se presentan en las figuras del anexo A. También se realizó el mismo procedimiento de análisis para el segundo caso de carga puntual en los dedos índice y pulgar.

En la tabla 7 están los valores que se utilizaron para analizar la transmisión mecánica. En el agarre cilíndrico la carga se distribuye en cada falange, y se coloca perpendicular en los puntos de contacto en el modelo. Esto se realiza con el caso de carga puntual que, a diferencia del cilíndrico, no hay una distribución de fuerza.

Tabla 7. Fuerzas consideradas en los casos de carga cilíndrico y puntual.

	Índice		Medio	Anular	Meñique	Pulgar	
	Cilíndrico	Puntual		Cilíndrico		Cilíndrico	Puntual
Fuerza Inicial en Newtons considerada	46.97	60.89	44.72	46.97	25.89	109.50	60.89

Diagramas de cuerpo libre del dedo índice en la condición de carga cilíndrica.

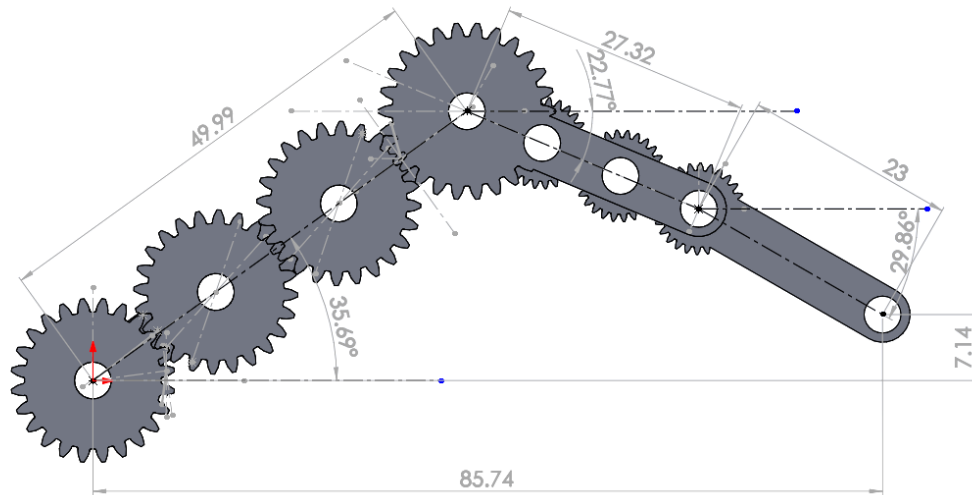


Figura 23. Diagrama de cuerpo libre dedo índice en agarre cilíndrico, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

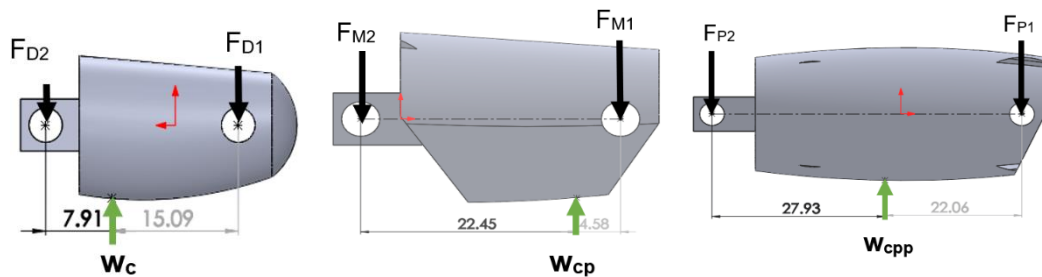


Figura 24. Diagrama de cuerpo libre de las carcasas distal, medial y proximal del dedo índice respectivamente, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

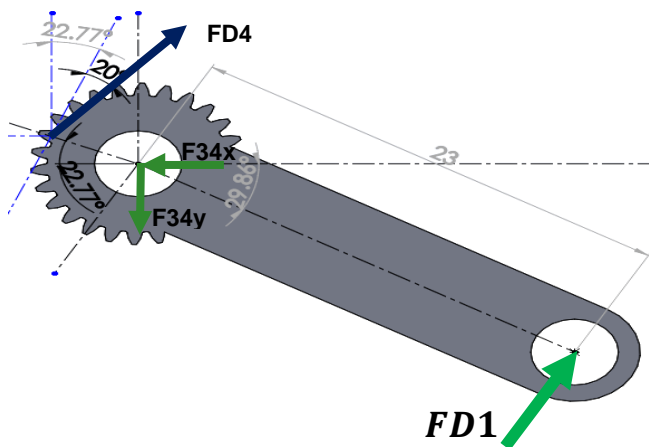


Figura 25. Diagrama de cuerpo libre del engrane 4 del dedo índice, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

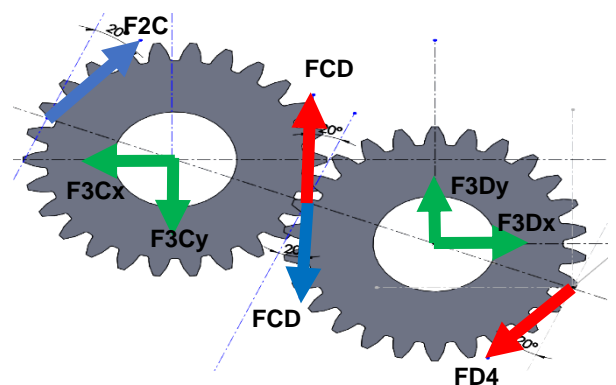


Figura 26. Diagrama de cuerpo libre de engranes C y D del dedo índice, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

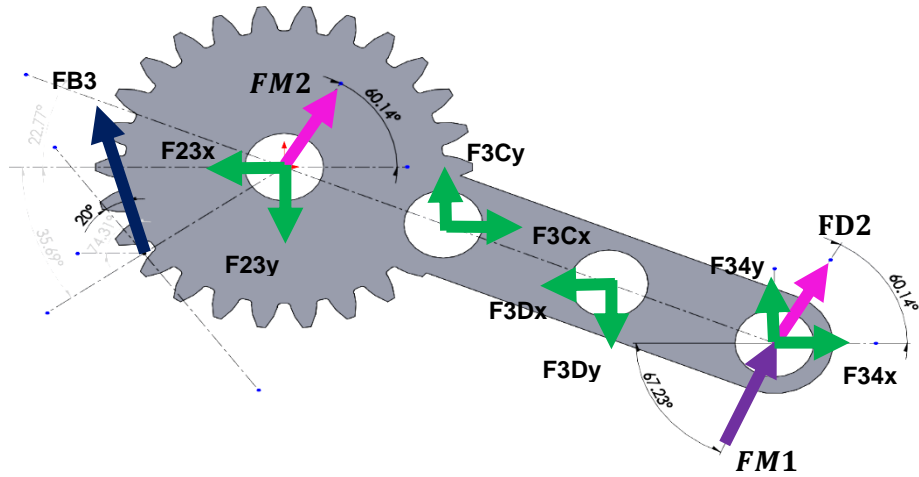


Figura 27. Diagrama de cuerpo libre del engrane 3 dedo índice, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

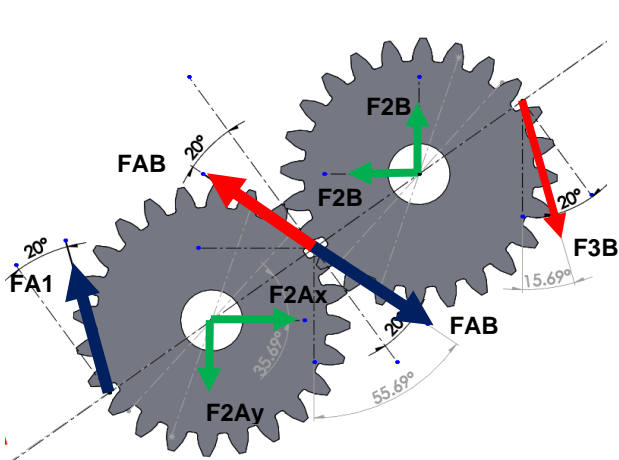


Figura 28. Diagramas de cuerpo libre del engranes A y B dedo índice, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

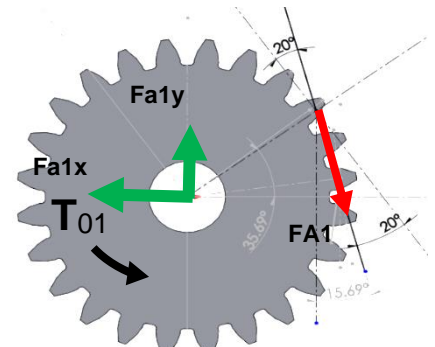
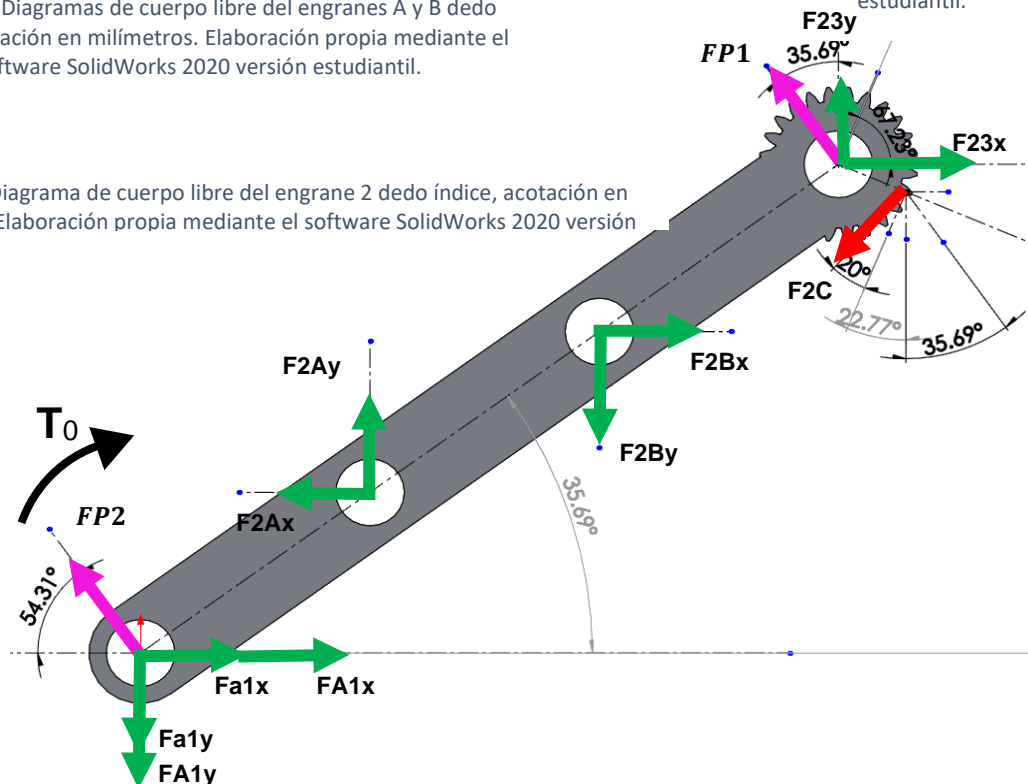


Figura 29. Diagramas de cuerpo libre del engrane 1 dedo índice, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

Figura 30. Diagrama de cuerpo libre del engrane 2 dedo índice, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.



Resultados para el agarre cilíndrico dedos largos.

En la tabla 8 se presentan las fuerzas obtenidas en un agarre cilíndrico, las cuales son: fuerzas de contacto entre engranes, fuerzas en pernos y fuerzas en la carcasa. También los torques necesarios para realizar el apriete cilíndrico a una apertura al 75%, es decir, a 68 mm.

Tabla 8. Resultados de fuerzas para el agarre cilíndrico de los dedos largos.

Engranes	Fuerzas y Torques (Newton y Newton- Metro)	Índice y Anular	Dedo Medio	Dedo Meñique
Fuerza en el dedo	F	46.97	44.72	25.89
Falange Distal	wc	16.86	16.05	9.29
Falange Medial	wcp	15.22	14.49	8.39
Falange Proximal	wcpp	14.89	14.18	8.21
Fuerza en los pernos de la falange Distal	FD1	5.78	6.42	5.73
	FD2	11.06	9.63	3.57
Fuerza en los pernos de la falange Medial	FM1	12.50	11.14	5.99
	FM2	2.71	3.35	2.39
Fuerza en los pernos de la falange Proximal	FP1	8.34	8.07	5.90
	FP2	6.58	6.11	2.30
Contacto entre dientes	FD4 = FCD = F2C	30.78	30.84	30.08
Engrane 4	F34x	23.78	26.59	14.63
	F34y	27.61	26.09	32.66
Engrane D	F3Dx	22.39	25.31	4.22
	F3Dy	53.34	52.16	56.37
Engrane C	F3Cx	-22.39	-25.31	-4.22
	F3Cy	-53.34	-52.16	-56.37
Contacto entre dientes	FB3 = FAB = F1A	126.17	124.18	78.71
Engrane 3	F23x	0.01	12.05	0.18
	F23y	161.15	164.46	121.27
Engrane B	F2Bx	138.33	124.08	78.58
	F2By	192.58	197.65	125.32
Engrane A	F2Ax	-138.33	-124.08	-78.58
	F2Ay	-192.58	-197.65	-125.32
Engrane 1	T01	0.97	1.04	0.48
	Fa1x	34.12	25.49	16.48
	Fa1y	121.46	121.41	76.96
Engrane 2	T02	3.25	4.02	1.65
	FA1X	5.60	9.33	1.12
	FA1Y	31.69	36.60	26.2

Resultados del agarre cilíndrico para el dedo pulgar.

De acuerdo con lo descrito anteriormente sobre la consideración del pulgar como un punto de apoyo, y la fuerza registrada en [13]. Se obtienen las fuerzas de un tren de engranes simple con un grado de libertad. Es importante mencionar que, para mover la falange proximal, se necesitaría un motor adicional cambiando de un tren de engranes simple a un tren de engranes epicicloidal como el que se utiliza con los dedos largos.

Tabla 9. Resultados de fuerzas para el agarre cilíndrico para el dedo pulgar.

Engranes	Fuerzas y Torques (Newtons y Newtons-Metro)	Pulgar
Fuerza en Falange Distal	WC	109.50
Fuerza en pernos falange Distal	FD1	73.32
	FD2	36.18
Contacto entre dientes	F3B=FAB=F1A	515.02
Engrane 3	F34x	128.70
	F34y	609.92
Engrane B	F2Bx	109.07
	F2By	961.75
Engrane A	F2Ax	-109.07
	F2Ay	-961.75
Engrane 1	T01	1.90
	Fa1x	120.49
	Fa1y	500.73

Debido a que se consideraron las cargas que ejercían los dedos a una apertura relativa del 75% (68mm), se supone que la mano artificial es capaz sostener una taza, una lata, un cilindro, una botella, etc. Posteriormente, ahondaríamos en la selección del material para obtener la fricción necesaria para la sujeción de los objetos cilíndricos.

En un principio se pensó que la fuerza ejercida en la falange distal del dedo pulgar en la condición de carga cilíndrica se obtendría del resultado de un análisis estático, que contemplaba las fuerzas en cada falange de los cuatro dedos largos. Pero existe una limitante: la fuerza de cualquier dedo está restringida de acuerdo con la menor fuerza de los dedos que ejercen una condición de carga. Es por eso que en el análisis puntual la fuerza seleccionada fue la misma tanto para el pulgar como para el índice.

Resultados para el agarre puntual dedos largos y pulgar.

A continuación, las tablas 10 y 11 contienen los resultados de fuerzas de contacto entre dientes, pernos y carcasas. A diferencia de la fuerza en el agarre cilíndrico donde había una distribución de la carga, para el agarre puntual no existe dicha distribución, la fuerza está colocada en las yemas de los dedos índice y pulgar.

Tabla 10. Resultados del Análisis de fuerzas dedo anular e índice en el caso de carga puntual.

Engranés	Fuerzas y Torques (Newtons y Newtons-Metro)	Índice y Anular
Fuerza ejercida en el dedo	F	60.89
Contacto entre dientes	FD4 = FCD = F2C	185.40
Engrane 4	F34x	190.97
	F34y	142.53
Engrane D	F3Dx	230.83
	F3Dy	260.99
Engrane C	F3Cx	-230.83
	F3Cy	-260.99
Contacto entre dientes	FB3 = FAB = F1A	377.52
Engrane 3	F23x	239.27
	F23y	565.39
Engrane B	F2Bx	155.38
	F2By	692.28
Engrane A	F2Ax	-155.38
	F2Ay	-692.28
Engrane 1	T01	2.92
	Fa1x	48.30
	Fa1y	374.41
Engrane 2	T02	10.77
	FA1X	211.21
	FA1Y	462.91

Tabla 11. Resultados del Análisis de fuerzas dedo pulgar en el caso de carga puntual.

Engranés	Fuerzas y Torques (Newtons y Newtons-Metro)	Pulgar
Fuerza puntual en el dedo pulgar	FD1	60.89
Contacto entre dientes	F3B=FAB=F1A	17.83
Engrane 3	F34x	47.36
	F34y	39.00
Engrane B	F2Bx	5.57
	F2By	33.05
Engrane A	F2Ax	-5.57
	F2Ay	-33.05
Engrane 1	T01	0.066
	Fa1x	8.79
	Fa1y	15.51

La comparación de los resultados de fuerza tanto en el agarre cilíndrico como el agarre puntual refleja el uso de motores con gran capacidad de torque y mínimas dimensiones, a fin de no exceder las medidas antropométricas de las manos.

Capítulo 3. Análisis por elemento finito y Optimización

En el presente capítulo se analizan los esfuerzos y se optimiza la transmisión de engranes. El software utilizado es HyperWorks con el módulo Optistruct versión estudiantil.

El primer paso en el análisis por elemento finito es la discretización del dominio irregular en pequeños y regulares subdominios conocidos como elementos finitos. La forma, tamaño, número y configuración tiene que ser seleccionado cuidadosamente con el objetivo de no incrementar el esfuerzo computacional.

La idea básica del análisis por elemento finito es resolver ecuaciones diferenciales. A menudo se encuentra una solución aproximada en lugar de una solución exacta. La solución aproximada es posible mejorarla, pero esto implica un mayor gasto computacional.

A continuación, se describe brevemente.

- *Tipo de elementos:* Los elementos básicos útiles para análisis bidimensional son los elementos triangulares y cuadrilateral, conocidos en el software como TRIAS y QUADS respectivamente.
- *Tamaño de los elementos:* El tamaño de los elementos deben ser pequeños. Entre más pequeños sean, se pueden tener soluciones con mayor precisión. Pero esto implicaría un mayor gasto computacional y es por eso que algunas veces recurrimos al uso de elementos de diferentes tamaños en el mismo cuerpo.
- *Número de elementos:* el número de elementos elegido está relacionado con el grado de precisión deseado. Este comportamiento se puede observar en la figura 31.

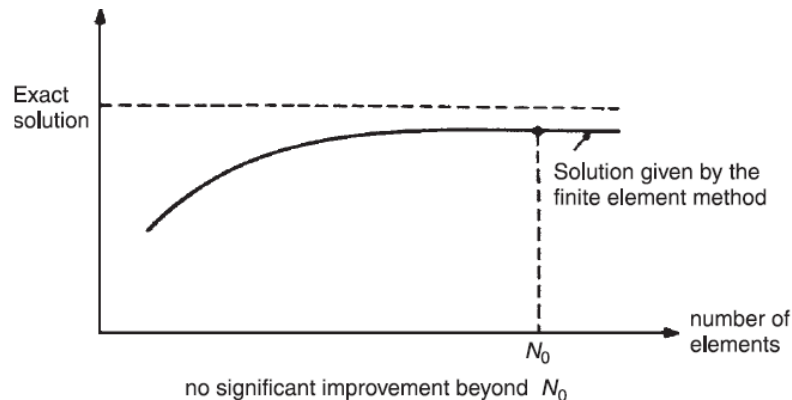


Figura 31. Efecto de variación del número de elementos [18].

Generación automática de malla

La discretización de elementos simples como una barra sometida a tensión implica una numeración que es sencilla de resolver en un software. Sin embargo, esta tarea comienza a ser complicada y casi imposible para un dominio un poco más complejo. Existe la generación automática de la malla que genera la localización de nodos, puntos y elementos que proveen una conectividad adecuada. En múltiples softwares es posible especificar el tamaño mínimo del elemento permisible para diferentes regiones del mismo dominio.

Descripción del análisis por elemento finito en los engranes.

Se realizó un análisis por elemento finito en cada uno de los engranes, con objetivo de observar los valores de esfuerzo que se presentan en el sitio de interés descrito en el capítulo 1 (radio de entalle).

El proceso se describe a continuación:

1. Se importó la geometría CAD de los engranes del software SolidWorks 2020, al software de HyperWorks (ambos softwares fueron utilizados con la versión estudiantil), figura 32.

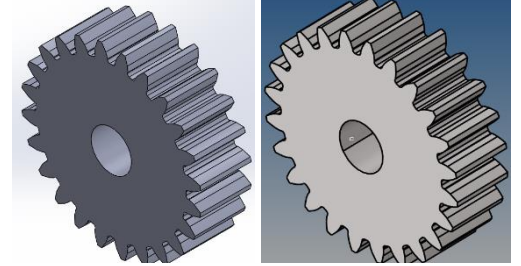


Figura 32. Engrane 1 dedo anular lado izquierdo SolidWorks, derecho HyperWorks. Elaboración propia mediante el SolidWorks y HyperWorks ambos versión estudiantil.

2. Para simplificar el análisis se obtuvo una superficie intermedia entre las dos caras externas del engrane, figura 33. Esto es posible debido a la transmisión de fuerzas a lo largo de la línea de presión en engranes rectos que, a diferencia de engranes helicoidales o cónicos, existe la presencia de fuerzas axiales, las cuales son útiles en el diseño y selección de rodamientos.

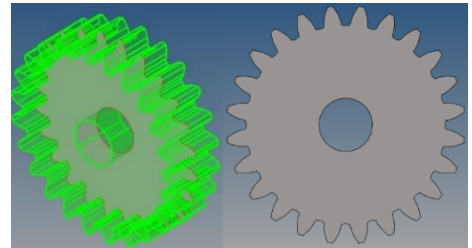


Figura 33. MidSurface del Engrane 1 dedo Anular Índice. Elaboración propia mediante el software HyperWorks versión estudiantil

3. La discretización del dominio de análisis se realizó con dos tamaños de elementos y con una malla mixta, con el fin de no exceder el número permisible de nodos en la versión estudiantil de Hyperworks. El tamaño de elemento más grande se presentó en toda la superficie de la MidSurface generada anteriormente; mientras que el cambio gradual de malla se realizó en el área de interés, figura 34.

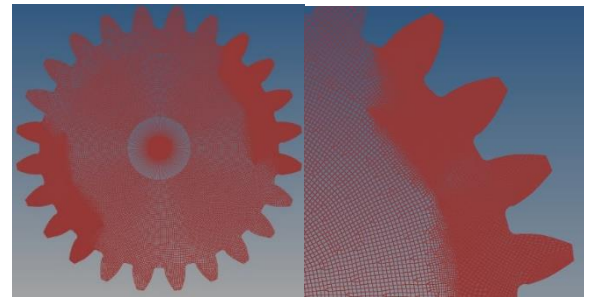


Figura 34. Mallado y Mallado Gradual en la zona de interés. Elaboración propia mediante el software HyperWorks versión estudiantil.

4. Las cargas se colocaron en la mitad del diente del engrane y se distribuyeron en 7 nodos en la misma dirección que el ángulo de presión. Bajo estas circunstancias se presenta la condición crítica de carga de un engrane, figura 35.

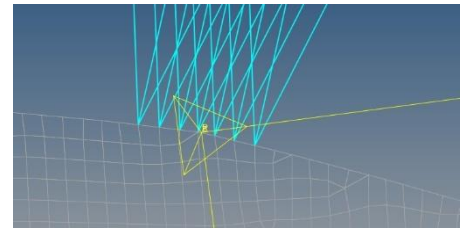


Figura 35. Distribución de la carga en 7 nodos. Elaboración Propia mediante el software HyperWorks versión estudiantil.

- Se aplicaron parámetros de densidad y módulo de elasticidad en cada engrane. Como primera aproximación se ingresaron valores del polímero Nylon 66. Es importante mencionar que las unidades de esfuerzo y desplazamiento dependen de las unidades ingresadas de los parámetros en HyperWorks, pero los valores de esfuerzo no dependen del material sino de la geometría y la fuerza.
- Por último, se obtuvo la distribución de esfuerzos en el cuerpo, que está en función de las propiedades de densidad y módulo de elasticidad del material. En el capítulo 1, se describieron algunas de las principales fallas en engranes de plástico. La falla por fractura se presenta cuando los esfuerzos generados a partir de las cargas son mayores a la resistencia a la cedencia del material.

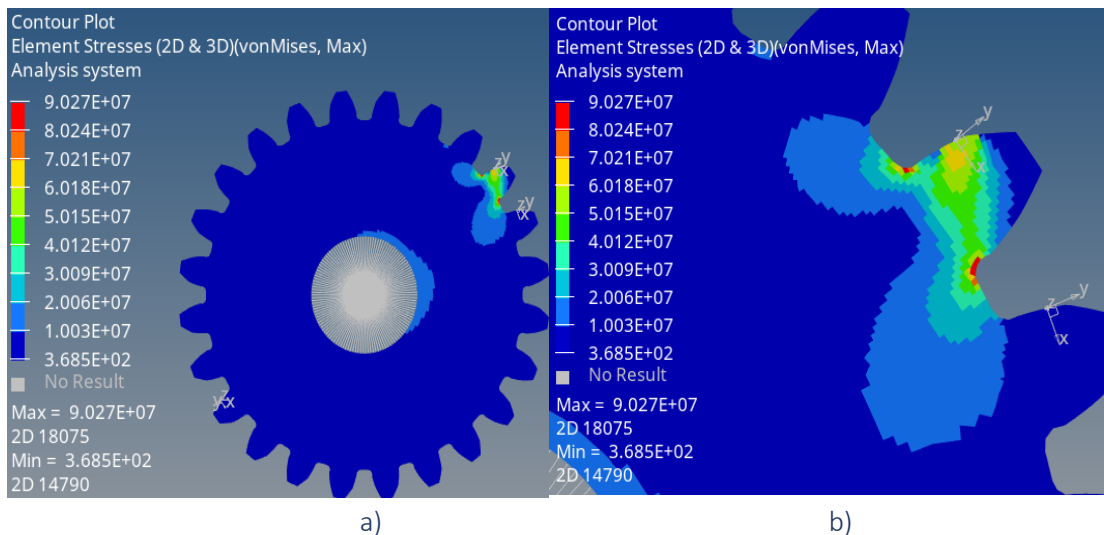


Figura 36. Gráfico RGB de esfuerzo de Von Mises del engrane analizado. a) Distribución de esfuerzos general. b) Distribución de esfuerzos local en el área de interés. Elaboración propia mediante el software HyperWorks versión estudiantil.

En la tabla 12 se encuentran los resultados de esfuerzo en el radio de entalle considerando una malla gradual en la zona de interés. Los valores de los engranes A, B y 1 de los mecanismos de dedos largos son similares debido a que no existe un cambio en la carga y geometría. También se puede observar que los valores máximos se presentan en los engranes que están mas cercanos a la palma.

Tabla 12. Resultados de esfuerzo en el radio de entalle del engrane en los engranes sin optimizar. Elaboración propia.

Esfuerzo máximo en el radio de entalle en Megapascales	Anular e Índice		Medio	Meñique	Pulgar	
	Cilíndrico	Puntual	Cilíndrico	Cilíndrico	Cilíndrico	Puntual
Engrane 4	45.00	242.60	56.82	61.04	X	x
Engrane 3	88.19	294.60	109.00	95.57	828.00	28.72
Engrane A y B	97.62	340.70	75.59	90.41	X	x
Engrane 1	97.53	340.10	75.41	90.27	908.30	x
Engrane 2	61.27	350.5	67.57	104.90	X	x

Optimización

Una de las tareas que un diseñador quiere alcanzar es llegar a un diseño satisfactorio. Esto es difícil de lograr, ya que existen diferentes formas de definirlo, pues dependerá del sector al cual se dirige. Algo común entre los diseñadores es que siempre buscan crear mejores productos en el menor tiempo y a bajo costo. Es aquí cuando la optimización juega un rol importante en el diseño del producto.

El típico ciclo de diseño y desarrollo del producto involucra relaciones entre dos funciones: apariencia vs función, costo vs facilidad de manufactura, etc. Cada compensación cambia el diseño, y los cambios son inevitables. En cierto punto los cambios comienzan a ser prohibitivos. Los avances tanto mecánica como en software sugieren un *diseño óptimo* como el mejor resultado obtenido bajo consideraciones específicas.

La optimización puede ser definida como un proceso automático para hacer el sistema o componente tan bueno como sea posible, basado en *una función objetivo* y sujetos a ciertas *restricciones* de diseño [18].

La optimización es usada para mejorar estructuras comúnmente denominada como “optimización estructural”. La respuesta viene del resultado por elemento finito y las correspondientes variables de diseño para parámetros que describe la estructura [19]. Existen diferentes tipos de optimización estructural, a saber: Optimización Topológica, Optimización de Tamaño, Optimización Topometría, Optimización de Forma, Optimización Topográfica y Optimización de Libre Forma.

La declaración de un problema de optimización consiste en:

➤ **Función objetivo:**

Es un parámetro cuantitativo al cual se desea llegar. A menudo se busca una *maximización* o *minimización*. En muchas ocasiones, el diseño debe de cumplir con múltiples objetivos y en algunos casos estos objetivos son contradictorios, incrementando la dificultad de alcanzar un diseño óptimo.

➤ **Restricciones de funciones:**

Son restricciones que pueden ser definidas por un valor inferior o un valor superior que a su vez son dependientes de las variables de diseño.

➤ **Espacio de Diseño:**

Se refiere a seleccionar el espacio de optimización mediante zonas de diseño y no diseño, es decir, el lugar donde se realizará un retiro de material.

Optimización Topológica

La optimización topológica reduce el peso y evita el sobrediseño, cuando se trata de optimizar en una transmisión mecánica. Consiste en determinar la mejor distribución del material dentro de un espacio de diseño, discretizando el dominio de diseño con una malla con elementos finitos. Para lograr esto, se toman en consideración restricciones y funciones objetivo que incluirán parámetros. Algunos de estos son rigidez, esfuerzo, desplazamiento, frecuencias naturales, carga por pandeo, si la manufactura es convencional o mediante métodos avanzados. Las variables de diseño son definidas como densidad ficticia para cada elemento. Estos valores varían desde 0 a 1 definiendo el elemento como vacío o sólido respectivamente para optimizar la distribución de material.

Algunos de los principales problemas de optimización topológica son los siguientes:

- Minimizar Compliance con restricción de fracción de volumen o masa.
- Minimizar fracción de volumen restringiendo el desplazamiento.
- Maximizar frecuencia con restricción de fracción de volumen o masa.
- Minimizar fracción de volumen o masa restringiendo frecuencias.
- Minimizar una combinación de *Compliance* y frecuencias restringiendo fracción de volumen o masa.
- Minimizar fracción de volumen o masa con restricción de esfuerzo.

Response

Response para Hyperworks es cualquier valor o función que depende de la variable de diseño y es evaluada durante la solución. El software de HyperWorks permite el uso de múltiples responses calculados en elemento finito. Algunos de ellos son:

❖ Masa, Volumen

Pueden definirse para una estructura, para propiedades individuales y materiales.

❖ Fracción de masa, Fracción de Volumen de diseño (*massfrac*, *volumefrac*)

Describen una fracción del espacio de diseño inicial en una optimización topológica con valores entre 0 y 1. Este es un parámetro sinónimo de masa y volumen necesario para variar la distribución de material.

❖ Weighted Compliance:

Es un método usado para considerar múltiples sub-casos (loadsteps, load Cases) en un problema por optimización topológica. La respuesta es la suma de los pesos del compliance de cada sub-caso individual. El *compliance* también es conocido como energía por deformación. Comúnmente es utilizado como una medida inversa de la rigidez global, al minimizar esto se maximiza la rigidez.

Para la optimización topológica aplicada a engranes se tomaron en cuenta la fracción de volumen para variar el porcentaje de volumen conservado, y el weighted compliance el cual tomó en cuenta los dos casos de carga descritos anteriormente: Cilíndrico y Puntual. Con esto se trató de reducir la cantidad de material, sin afectar la rigidez.

Proceso de optimización aplicado a engranes

El mecanismo epicicloidial que asemeja un dedo humano descrito anteriormente consta de 8 engranes por cada dedo largo, mientras que la transmisión de engranes planetarios correspondiente al dedo pulgar la conforman 4 engranes; teniendo un total de 36 engranes rectos en la mano artificial, de los cuales se realiza optimización topológica en 16 engranes debido a lo siguiente:

- La igualdad de mecanismos entre los dedos índice y anular.
- La similitud en la geometría (diámetro y número de dientes) entre los engranes A, B y 1 en todos los mecanismos epicicloidales bajo las mismas cargas.
- Debido a la cercanía entre valores de diámetro de paso y diámetro del perno, en algunos casos no existe una zona de diseño en el cuerpo del engrane, y por lo tanto no es posible realizar optimización.

En los engranes se delimitó la zona de diseño en el cuerpo, mediante el factor de espesor del aro. La distancia mínima en el espesor del aro de un engrane debe de ser lo suficientemente resistente, para soportar esfuerzos generados a partir de la falla por fatiga debido a la flexión. Para lograr esto, la relación entre la altura del diente y el espesor del aro tiene que ser de al menos la unidad [6]. En la figura 37, se observa la variación del factor de espesor del aro conforme la relación de apoyo.

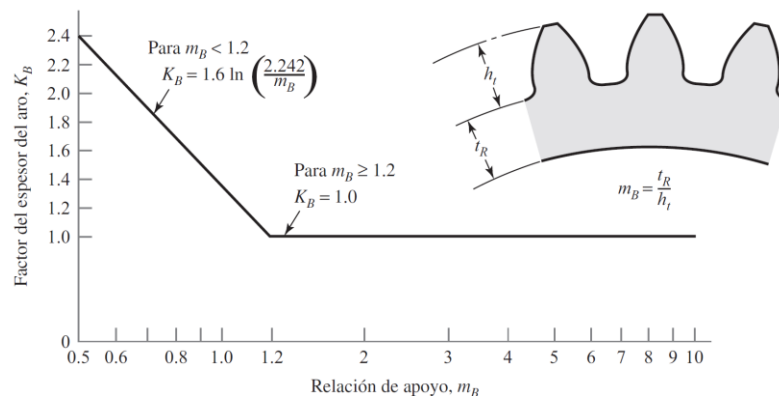


Figura 37. Factor de espesor del aro K_B [6].

En un tren de engranes compuestos sobre el mismo eje se encuentran dos engranes que mantienen una misma velocidad angular. En ocasiones estos engranes conservan un diámetro de paso muy pequeño y un eje lo suficientemente grande para tener como resultado un nulo espacio de diseño en el cuerpo. En estas condiciones no es posible lograr una optimización en el cuerpo del engrane.

Algunos resultados de optimización topológica no son posibles manufacturarlos económicamente. Por esta razón, se necesitan restricciones. Se utilizó la restricción de manufactura *cyclical symmetry*, que consiste en repetir un patrón la cantidad de veces que el usuario defina, alrededor de un eje de referencia. El número de patrones *ucyc* se obtuvo a partir de la ecuación descrita por Vázquez Hernández (2015) [20].

$$ucyc = \frac{N}{m}$$

donde N es el número de dientes del engrane y m es el módulo del engrane. La definición de la expresión de este parámetro es una propuesta de trabajo y el valor de ucyc debe estar entre 10 y 20 de acuerdo con los siguientes casos:

1. $m < 1$ Se multiplica N por m.
2. $m > 1$ Se divide N entre m.

Teniendo en cuenta el diámetro de paso y el número de dientes de los engranes que conforman los mecanismos epicicloidales, se presenta el primer caso. Al obtener el número de divisiones de cada engrane, se obtienen espesores de pared imposibles de manufacturar (Figura 38). Por esta razón se tiene que disminuir el número de divisiones para obtener resultados realistas.

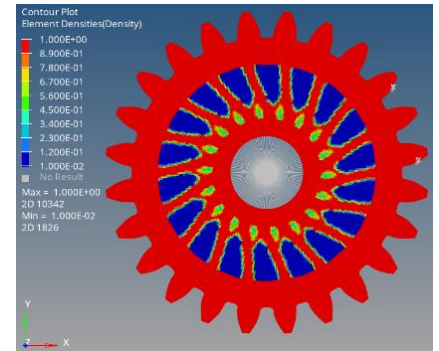


Figura 38. Engrane optimizado considerando la ecuación con el número de divisiones. Elaboración propia mediante el software HyperWorks versión estudiantil.

La optimización topológica en los engranes presentó una relación entre el *porcentaje de material* y el *número de divisiones*. Esto llevó a seleccionar valores de ambos parámetros para obtener los mejores resultados de optimización.

Criterios de selección previos a la adecuación por manufactura.

- ✓ Los espesores de pared resultado de las divisiones no deben tener cambios bruscos, sino un cambio gradual.
- ✓ La presencia de material ficticio tiene que ser el menor o nulo.
- ✓ La geometría generada debe de ser sencilla de manufacturar.

Debido a que existe un amplio rango de elección en divisiones, se sugirió acotarlo a dividir los engranes en 5, 6 y 7 divisiones. En algunos casos tanto arriba como debajo de estos valores se presentaban espesores de pared muy delgados que dificultarían la manufactura, figura 39. Respecto al porcentaje de masa, este valor fue variando en incrementos de 10. Para los primeros resultados de optimización se consideró un rango entre el 50% y el 80% de conservación de material. A partir del tercer engrane analizado se decidió delimitar aún más entre el 60% y el 40%.

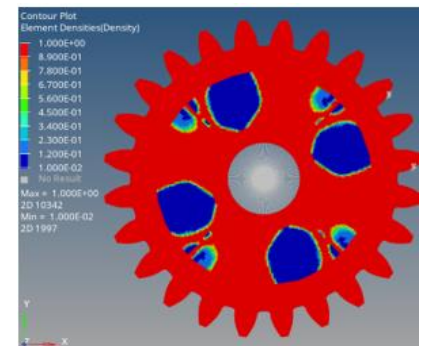


Figura 39. Engrane optimizado con 4 divisiones y el 60% de conservación de la masa. Elaboración propia mediante el software HyperWorks versión estudiantil.

Para los engranes 1, A y B el resultado de optimización fue el mismo dado que existe la semejanza en geometría, a fin simplificar la manufactura y reducir el número de moldes en caso de fabricación. La diferencia entre el engrane 1 y los engranes A y B está en su función, mientras que el engrane 1 transmite torque los engranes A y B son considerados como engranes secundarios libres que intervienen en el sentido de giro.

Cabe destacar que los resultados de optimización para el dedo índice y pulgar contemplan dos casos de carga: puntual y cilíndrico. A diferencia de los resultados de optimización para los dedos medio y meñique, en donde solo se contempla el caso de carga cilíndrico.

Resultados de optimización

Después de una serie de iteraciones entre el número de cavidades en el cuerpo del engrane y el porcentaje de material retenido. Los resultados de optimización topológica que se seleccionaron fueron los siguientes:

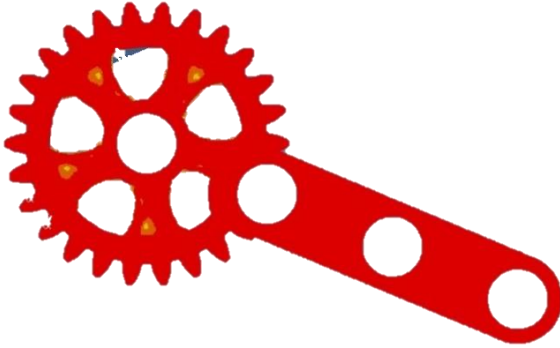


Figura 40. Engrane 3 dedo anular e índice 5 divisiones conservando el 50% de masa. Elaboración propia mediante el software HyperWorks versión estudiantil.

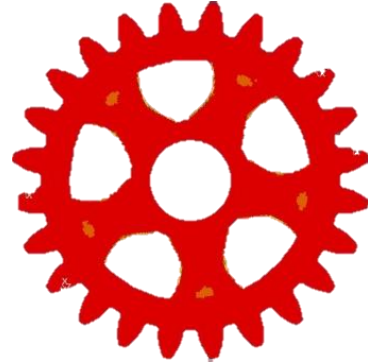


Figura 41. Engrane A, B y 1 dedo anular e índice 5 divisiones conservando el 50% de masa. Elaboración propia mediante el software HyperWorks versión estudiantil.

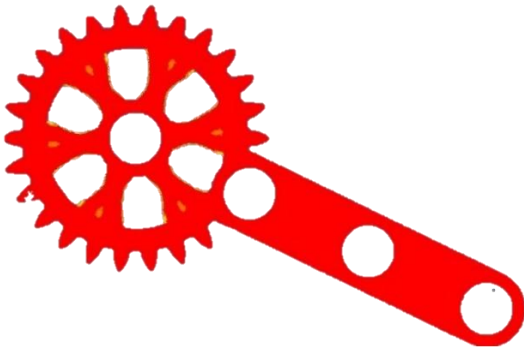


Figura 42. Engrane 3 dedo medio 6 divisiones conservando el 50% de masa. Elaboración propia mediante el software HyperWorks versión estudiantil.

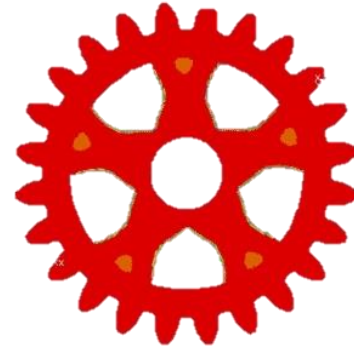


Figura 43. Engrane A, B y 1 dedo medio 5 divisiones conservando el 50% de masa. Elaboración propia mediante el software HyperWorks versión estudiantil.

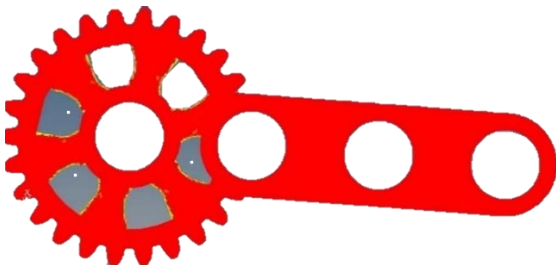


Figura 44. Engrane 3 dedo meñique 6 divisiones conservando el 50% de masa. Elaboración propia mediante el software HyperWorks versión estudiantil.

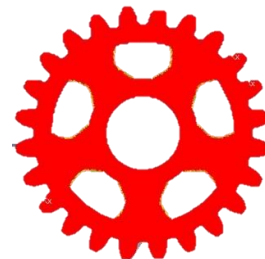


Figura 45. Engrane A, B y 1 dedo meñique 5 divisiones conservando el 50% de masa. Elaboración propia mediante el software HyperWorks versión estudiantil.

El siguiente punto es adecuar por manufactura los resultados de optimización para fabricarlos, lo cual se aborda en el capítulo 4.

Capítulo 4. Diseño para manufactura y Selección de materiales

Finalizar las especificaciones es difícil debido a las concesiones; es decir, relaciones inversas entre dos especificaciones que son inherentes en el desarrollo del producto. Las concesiones ocurren con frecuencia entre diferentes métricas y, casi siempre, se presentan entre rendimiento y costo [21]. El diseño de engranes involucró la relación entre manufactura y selección de materiales, ya que los resultados de optimización topológica generaron geometrías complejas de obtener mediante una manufactura convencional. Como resultado se obtuvo la selección de un método de fabricación especializado (causando un incremento en el costo de manufactura) que a la vez dependía de las propiedades del material.

Engranes de plástico

Los engranes de plástico son buenas alternativas para sustituir los tradicionales engranes de metal en una amplia variedad de aplicaciones. Algunas de sus ventajas son: ligereza, generan menos ruido, tienen baja inercia, resistentes a la corrosión y operan con poca o nada de lubricación. Quizás el beneficio más grande viene a partir del proceso de moldeo por inyección. Ahí, es posible producir un engrane complejo en una singular operación a un bajo costo por volumen, teniendo como resultado un engrane mucho más económico en comparación a un engrane de metal. De igual forma los plásticos tienen algunas desventajas, como son: baja precisión, baja capacidad de carga y estabilidad dimensional inferior que los metales debido a cambios de temperatura.



Figura 46. Engrane recto con alma y barrenos de aligeramiento en acero [8].

Hasta hace unos años era difícil pensar en obtener engranes con diseños caprichosos, dada la manufactura convencional que se utilizaba. Si por alguna razón se quería aligerar el engrane, en el cuerpo se realizaban barrenos, figura 46. Con la llegada de la manufactura aditiva, es posible obtener figuras tan complicadas como lo permitan sus restricciones.

Moldeo por inyección

El moldeo por inyección es usado en una amplia variedad de partes, desde pequeños componentes como la caja de engranes en relojes, hasta algunas piezas en autopartes. El proceso de moldeo por inyección usa plástico granular que es alimentado por gravedad desde una tolva. Un tornillo émbolo fuerza el material dentro de una cámara de calentamiento en donde es derretido. El émbolo continúa girando y empujando el polímero a través de una boquilla al final de la cámara. El plástico entra por una cavidad del molde hasta que se encuentra lleno. La presión que ejerce el émbolo se mantiene constante para compensar el encogimiento a partir del enfriamiento. Una vez que la parte dentro del molde solidifica completamente, el molde se abre, y la parte es eyectada. El siguiente ciclo de moldeo por inyección comienza en el momento que el molde cierra y el polímero es inyectado por la cavidad [22], figura 47.

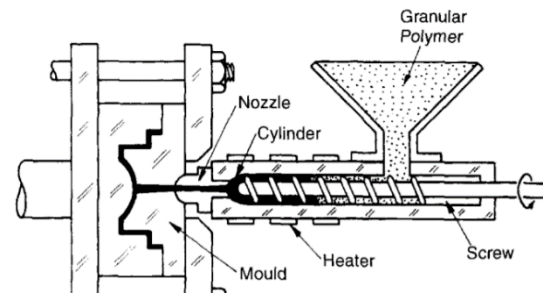


Figura 47. Moldeo por inyección. Un polímero granular es calentado, comprimido y cortado por un alimentador de tornillo, forzado en una cavidad del molde [22].

Materiales para moldeo por inyección

La selección de un material depende de la aplicación y para los engranes existe una gran cantidad de materiales. Por un lado, tienen que ser lo suficientemente resistentes para soportar la carga en el diente del engrane, además de tener buena resistencia al desgaste y fricción y en algunos casos resistencia química. Los materiales comúnmente usados para engranes son las poliamidas (PA) y el acetal (POM). También existen resinas termoplásticas que están compuestas con lubricantes internos para decrementar el desgaste y la fricción, y refuerzos ya sea en fibras o en esferas para agregar resistencia.

Características del moldeo por inyección

Espesor de pared

Una de las consideraciones más importantes en un buen diseño de plásticos es el espesor nominal de pared. El espesor influye en el esfuerzo, el costo, el peso y la precisión de la parte. El espesor de pared en moldeo por inyección está en rangos de 2 mm a 4 mm (0.080 in a 0.160 in), mientras que el espesor de pared delgada puede producir paredes de hasta 0.05mm (0.020 in) [23].

Paredes uniformes

Las partes en moldeo por inyección se enfrían rápido con un espesor de pared delgado, es por ello que es importante controlar los cambios en el espesor de pared. Si las limitaciones por diseño hacen imposible tener un espesor de pared uniforme, el cambio en el espesor debe ser gradual, figura 48.



Figura 48. Transición del espesor de pared [25]

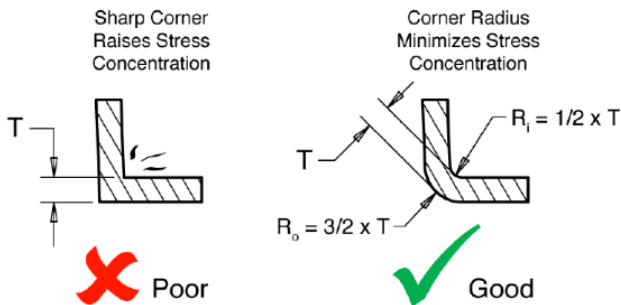


Figura 49. Radios recomendados en espesores de pared [25].

Radios

En una parte plástica cuando dos paredes se unen, en ese punto se tiene una concentración de esfuerzo y una reducción en el flujo de material. El factor de concentración de esfuerzo es un multiplicador que incrementa el esfuerzo. El valor recomendado en un radio interno es al menos una vez el espesor. En adición, el radio provee un camino de flujo aerodinámico para el plástico fundido, lo que resulta en un llenado más fácil del molde. Para radios internos se sugiere 0.5 veces el espesor de material, y para externos 1.5, figura 49.

Ángulo de desmolde

Facilita remover la parte desde el molde. La inclinación debe tener un ángulo paralelo al molde abierto y cerrado. El ángulo ideal depende de la profundidad en el molde y su función. Por lo general, es recomendado 1 o 2 grados con 1.5 grados adicional por cada 0.25 mm de profundidad.

Criterios de diseño

Dadas las anteriores restricciones de manufactura se proponen los siguientes criterios de diseño, que complementan los descritos en el capítulo 3:

- ✓ Los espesores de pared generados por la optimización deben ser al menos 2 mm.
- ✓ Los redondeos son de al menos 0.5 veces el espesor de pared utilizado.
- ✓ El ángulo de desmoldeo es de 1° .

Como resultado de lo anterior se obtuvieron engranes adecuados por manufactura, figuras 50-54.

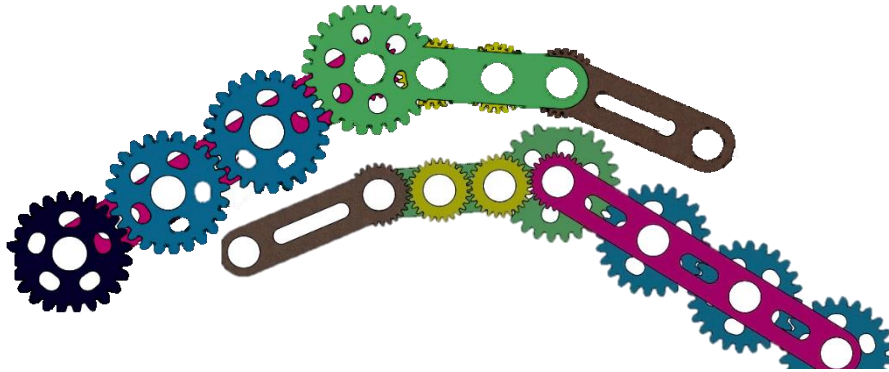


Figura 50. Mecanismo hexacicloidal optimizado correspondiente al dedo meñique. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

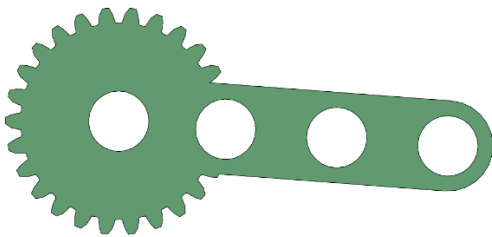


Figura 51. Engrane 3 dedo meñique sin optimizar. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

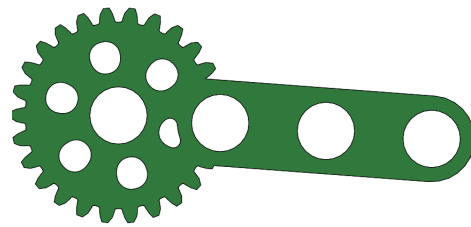


Figura 52. Engrane 3 dedo meñique optimizado. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

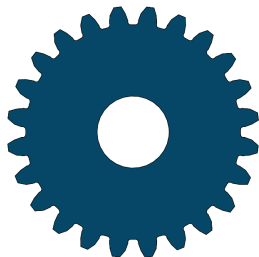


Figura 53. Engrane A, B y 1 dedo meñique sin optimizar. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

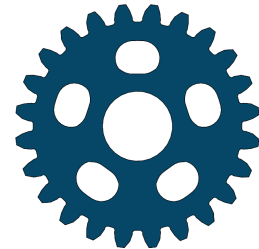


Figura 54. Engrane A, B y 1 dedo meñique optimizado. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

Los resultados de optimización de los engranes que conforman el dedo medio y anular e índice, se presentan en el anexo B.

Los engranes 4 y 2 (falange distal y proximal de los dedos largos respectivamente) y el engrane 3 (falange distal del dedo pulgar) no cuentan con una zona de diseño en el cuerpo del engrane. En cambio, se sugiere retirar material tomando un espesor de 2 mm con un redondeo de 1 mm en las esquinas, figura 56. En cuanto a la variación de masa retenida se presentó una relación directa conforme la presencia de material ficticio, figura 55.



Figura 56. Engrane 4 Dedo meñique lado derecho sin optimizar, lado izquierdo con retiro de material. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

Comparación en Volumen

Una vez realizada la adecuación por manufactura en los engranes permisibles y el retiro del material en el cuerpo de los engranes descritos anteriormente. En la tabla 13 se presenta una comparación entre el volumen de los engranes antes y después de la optimización.

Tabla 13. Comparación del volumen en mm³ antes de la optimización y después de optimizar. Elaboración propia.

Volumen en mm ³		Dedo Anular e Índice	Dedo Medio	Dedo Meñique	Dedo Pulgar
Engrane 4	Sin Optimizar	834.74	887.56	360.02	x
	Optimizado	689.03	741.85	302.60	x
Engrane 3	Sin Optimizar	1603.26	1844.32	633.09	956.53
	Optimizado	1371.48	1597.90	567.66	759.34
Engrane A y B	Sin Optimizar	981.63	1155.86	361.27	x
	Optimizado	799.74	901.54	300.00	x
Engrane 1	Sin Optimizar	981.63	1155.86	361.27	x
	Optimizado	799.74	901.54	300.00	x
Engrane 2	Sin Optimizar	1481.22	1643.02	671.53	x
	Optimizado	1234.16	1355.99	582.11	x
Total	Sin Optimizar	5882.48	6686.62	2387.18	956.53
	Optimizado	4894.15	5498.82	2052.37	759.34
Porcentaje	Cambiado	16.80%	17.76%	14.025%	20.61%

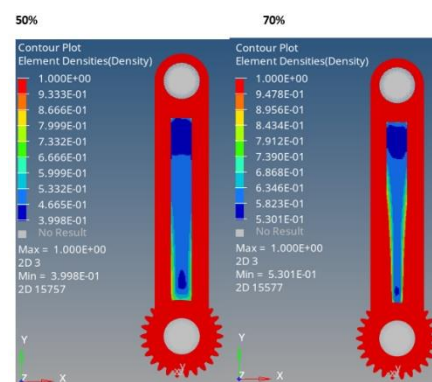


Figura 55. Engrane 3 dedo pulgar optimización delimitando una zona de diseño al 50% de conservación de la masa y al 70% de conservación de la masa. Elaboración propia mediante el software HyperWorks versión estudiantil.

Reanálisis

Se repitió el procedimiento para el reanálisis de los engranes optimizados descrito en el capítulo 3, una vez que se tomaron en cuenta los criterios de diseño.

En los resultados, los cuerpos optimizados presentan concentraciones de esfuerzo en las cavidades generadas a partir de la optimización, pero no existe una variación significativa en los esfuerzos, en comparación con los engranes sin optimizar. Los valores de esfuerzo máximo se presentan en los nodos donde se coloca la carga, seguido por el radio de entalle del engrane en dirección donde apunta la carga, figura 57. Los análisis de los demás engranes se presentan en el Anexo C.

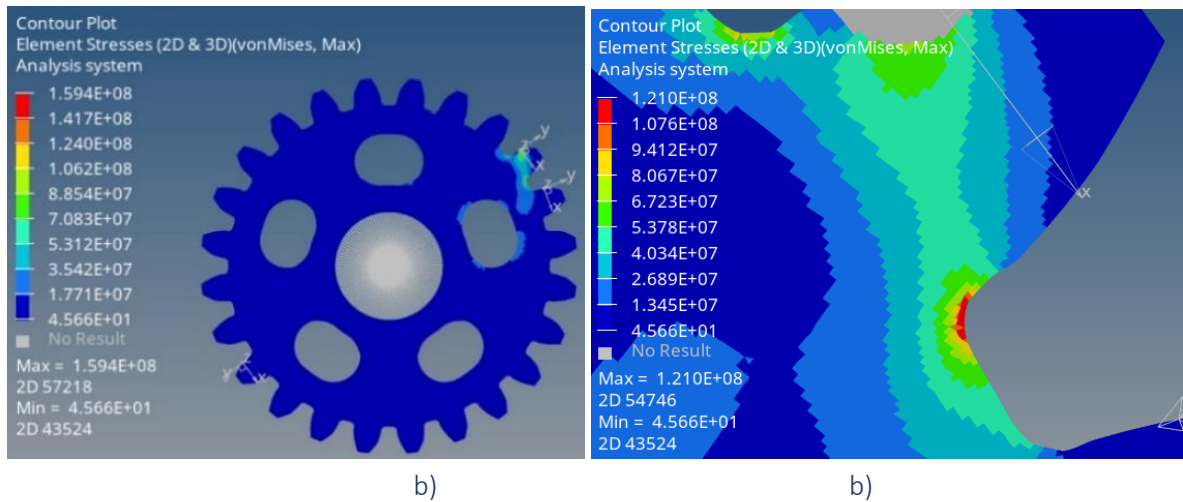


Figura 57. a) Distribución de esfuerzos global en el engrane 1 dedo Índice optimizado. b) Distribución de esfuerzos local en el radio de entalle del engrane. Elaboración propia mediante el software HyperWorks 2020 versión estudiantil.

La dirección de las fuerzas viene del análisis estático obtenido en el capítulo 2. En algunos engranes, las fuerzas estaban colocadas en un diente y separadas 180°, figura 58a. Dando resultado de optimización una geometría simétrica en el cuerpo figura 58b.

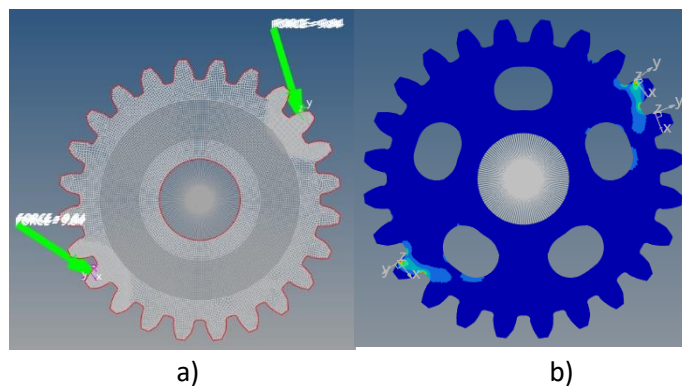


Figura 58. a) Engrane A dedo índice con cargas separadas 180°. b) Resultado de optimización a partir de las cargas aplicadas a 180°. Elaboración propia mediante el software HyperWorks versión estudiantil.

En el trabajo realizado por Vázquez Hernández en 2015 [20] se analizó un sprocket de bicicleta, en el cual actuaban cargas en un solo sentido, figura 59. Los Resultados de optimización muestran una inclinación en respuesta de la carga aplicada.

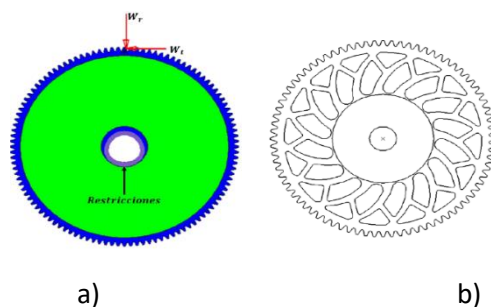


Figura 59. a) Sprocket considerando una carga unidireccional. b) Resultado de la optimización [20].

Dicho lo anterior se comprueba que el resultado de optimización topológica está en función de las cargas colocadas en el diente de contacto y las magnitudes.

Valores de esfuerzo

A continuación, la tabla 14 contiene valores de esfuerzo en el radio de entalle de los engranes optimizados.

Tabla 14. Valores de esfuerzo máximo en el radio de entalle del engrane en pascuales.

Esfuerzo máximo en el radio de entalle en Megapascuales	Anular e Índice		Medio	Meñique	Pulgar	
	Cilíndrico	Puntual	Cilíndrico	Cilíndrico	Cilíndrico	Puntual
Engrane 4	44.95	278.30	54.12	66.66	x	x
Engrane 3	76.39	283.30	99.79	100.20	738.60	25.62
Engrane A y B	99.94	330.90	75.56	119.10	x	x
Engrane 1	102.50	323.80	71.62	121.00	x	x
Engrane 2	65.28	343.90	65.07	128.20	x	x

De la tabla 14, los valores de esfuerzo máximo se presentan en el engrane 2 del dedo índice, en la carga puntual con un valor de 343.9 MPa. Para el pulgar, los valores de esfuerzo máximo se presentan en el caso de carga cilíndrico con un valor de 738.6 MPa.

A partir de este punto se visualizan las concesiones de diseño. Por una parte, se requiere un material con un esfuerzo de cedencia lo suficientemente alto para soportar los valores máximos de esfuerzos registrados. Por otra parte, se prefiere el uso de un material con una gran facilidad de fundición o moldeo, para obtener una geometría complicada en una singular operación.

En un principio, el material contemplado para la fabricación de los engranes fue nylon 66, pero debido a los resultados de esfuerzo en el radio de entalle de los engranes, y dado que el esfuerzo de cedencia del material se encuentra en un rango entre 51.1 MPa a 63.8 MPa, es evidente una falla por fractura. La siguiente opción fue contemplar el mismo nylon, pero con refuerzo de fibras de carbono al 30% obtenido a partir de la selección de materiales mediante el libro de Ashby con un esfuerzo de cedencia en un rango de 276 MPa a 330 MPa, pero debido a las dimensiones de los engranes, es posible que las fibras integradas en el material sean un

inconveniente en los espesores de pared para el moldeo por inyección, además de presentar un desgaste abrasivo entre el contacto entre dientes por las fibras expuestas, por lo que se descartó esta opción.

Por lo que se propuso utilizar un material con el cual sea posible obtener manufacturas complicadas en un solo proceso y grandes volúmenes de producción como se obtiene en el proceso de moldeo por inyección, manteniendo una homogeneidad en el material e igualando o superando los valores de resistencia a la cedencia. Estas características se presentan en aluminios.

El aluminio tiene una densidad de 2700kg/m³, es decir, aproximadamente un tercio de la densidad del acero, y un módulo de elasticidad de 10x10⁶psi (70Gpa). Las aleaciones de aluminio pueden dividirse en dos grupos principales: aleaciones forjadas y fundidas, de esta clasificación la que es de importancia son las aleaciones fundidas.

Muchas de las aleaciones contienen silicio provocando una reacción eutéctica, obteniendo bajos puntos de fusión, buena fluidez y facilidad de moldeo. La fluidez es la capacidad del metal líquido para fluir por un molde sin solidificarse prematuramente [24]. Algunas de las principales aleaciones se presentan en la tabla 15.

Tabla 15. Propiedades típicas de aleación de aluminio [24].

Aleación		Resistencia a la tensión (psi)	Resistencia a la fluencia (psi)	% de elongación	Aplicaciones
Aleaciones fundidas					
201-T6	4.5% Cu	70000	63000	7	Carcasas de transmisión, piezas coladas de uso general, conexiones en aviones, carcasas de motor, motores de automóviles, equipo para manejo de alimentos, conexiones marinas.
319-F	6% Si – 3.5% Cu	27000	18000	2	
356-T6	7% Si – 0.3% Mg	33000	24000	3	
380-F	8.5% Si – 3.5% Cu	46000	23000	3	
390-F	17% Si – 4.5% Cu	41000	35000	1	
443-F	5.2% Si (colado en arena) (molde permanente) (fundido a presión)	19000	8000	8	
		23000	9000	10	
		33000	16000	9	

Fundición de moldeo permanente.

La fundición por moldeo permanente es usada para altos volúmenes de producción (aproximadamente entre 1000 - 100000 por año) con un espesor de pared uniforme. El espesor de pared mínimo permitido es aproximadamente 1.016 mm, porque limita la habilidad del metal para fluir en secciones delgadas. En general, este método de fabricación es utilizado para engranes, pistones automotrices y ruedas de automóviles. Además de ser ampliamente utilizado en metales no ferrosos como: aleaciones de aluminio, aleaciones de magnesio y aleaciones de cobre, figura 60.

El proceso consiste en los siguientes pasos:

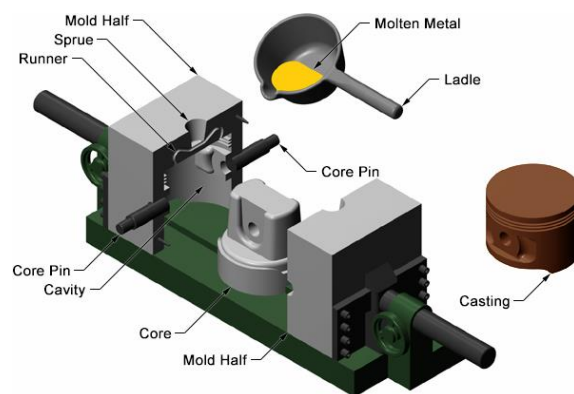


Figura 60. Fundición de moldeo permanente [26].

1. *Preparación del molde* – El molde es precalentado a alrededor de 300-500°F para mejorar el flujo del metal. Posteriormente un recubrimiento es aplicado en las superficies de la cavidad del molde para facilitar la remoción de las partes e incrementar su vida útil.
2. *Ensamblaje del molde* – Consiste en dos partes fabricados de hierro o acero.
3. *Vertido*: - El metal fundido se vierte lentamente en la parte superior del molde. El metal fluye a través de un sistema de canales y entra en las cavidades.
4. *Enfriamiento* – El metal fundido se enfría y solidifica.
5. *Apertura del molde* – Después de que el metal ha solidificado, se abren las dos mitades del molde y se retira la fundición.
6. *Recorte* – Durante el enfriamiento, el exceso de material se corta.

Características y limitaciones

- ✓ Este proceso no requiere una presión externa para verter el metal caliente, también es llamado fundición a presión por gravedad.
- ✓ Los moldes generalmente son hechos de hierro fundido o acero y son utilizados constantemente por largos periodos.
- ✓ Las fundiciones obtenidas por este método son superiores en dureza y propiedades mecánicas.
- ✓ Este método puede tener alta precisión dimensional. Se puede obtener una tolerancia en el orden de 0.06 a 0.3mm.
- ✓ La fundición es menos susceptible a grietas por enfriamiento.
- ✓ El costo inicial del equipo es alto, así como el costo por mantenimiento.

Descrito lo anterior se propone utilizar aluminio A357.0, fundición de moldeo permanente T6 (Solución tratada térmicamente y envejecida artificialmente), teniendo un esfuerzo de cedencia en un rango entre 244-263 MPa. Sin embargo, los valores de esfuerzo registrados siguen siendo altos en comparación con el esfuerzo de cedencia del material. Por lo que se buscaron valores de fuerza para generar el esfuerzo máximo teniendo en cuenta un factor de seguridad de 1.5.

El esfuerzo admisible que puede soportar la pieza en el radio de entalle del engrane, considerando el factor de seguridad es:

$$\sigma = \frac{253 \text{ MPa}}{1.5} = 168.66 \text{ MPa}$$

La fuerza que se aplicó al pulgar fue de 109.5 N en la falange distal. En el capítulo 2 se mencionó que los valores de esfuerzo máximo se presentan los engranes más cercano a la palma. En la tabla 12 se encuentra el valor de esfuerzo en el engrane proximal del dedo pulgar cuyo valor es de 908.3 MPa, figura 61. Debido a que los esfuerzos se obtienen en el límite elástico se puede obtener una fuerza para un valor de esfuerzo de 168.66 MPa. Dicha fuerza es de 22.3054 N equivalente a 2.27 Kg este valor es lo que podría soportar el dedo pulgar en el punto de contacto de la falange distal en el caso de carga cilíndrico. El mismo procedimiento se realizó para obtener los valores de fuerza permisible en la condición de carga puntual para el dedo índice.

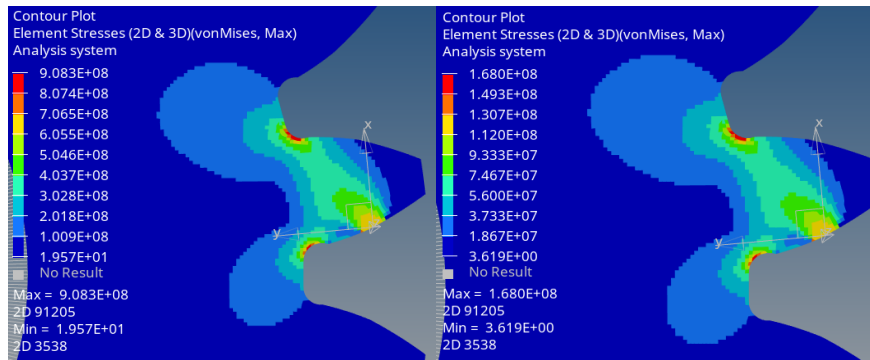


Figura 61. Análisis por elemento finito en el engrane 1 dedo pulgar caso de carga cilíndrico. En el lado izquierdo se presenta el esfuerzo considerando una carga de 109.5 N. En el lado derecho se presenta la fuerza permisible que puede soportar de 22.30 N. Elaboración propia mediante el software HyperWorks versión estudiantil.

Tabla 16. Valores de fuerza permisible dedo índice caso de carga puntual.

Engranés	Fuerzas y Torques (Newtons y Newtons-centímetro)	Fuerza permisible antes de la falla por fluencia. (Newtons)
Fuerza ejercida en el dedo	F	28.99
Contacto entre dientes	FD4 = FCD = F2C	88.28
Engrane 4	F34x	90.94
	F34y	67.87
Engrane D	F3Dx	109.92
	F3Dy	124.28
Engrane C	F3Cx	-109.92
	F3Cy	-124.28
Contacto entre dientes	FB3 = FAB = F1A	179.77
Engrane 3	F23x	113.94
	F23y	269.23
Engrane B	F2Bx	73.99
	F2By	329.66
Engrane A	F2Ax	-73.99
	F2Ay	-329.66
Engrane 1	T01	138.84
	Fa1x	22.99
	Fa1y	178.30
Engrane 2	T02	512.70
	FA1X	100.58
	FA1Y	220.43

Valores de fuerza permisible

Los valores de fuerza permisible en la consideración de carga puntual para el dedo índice y en la consideración de carga cilíndrica para el dedo pulgar, se presentan en las tablas 16 y 17 respectivamente. Para el dedo índice, la reducción de la carga fue de aproximadamente la mitad de carga, mientras que para el pulgar la reducción fue de una quinta parte de la carga.

Tabla 17. Valores de fuerza permisible dedo pulgar caso de carga cilíndrico.

Engranés	Fuerzas y Torques (Newtons y Newtons-centímetro)	Fuerza permisible antes de la falla por fluencia. (Newtons)
Fuerza en Falange Distal	WC	20.25
Fuerza en pernos falange Distal	FD1	13.56
	FD2	6.69
Contacto entre dientes	F3B=FAB=F1A	95.26
Engrane 3	F34x	23.80
	F34y	112.81
Engrane B	F2Bx	20.17
	F2By	177.89
Engrane A	F2Ax	-20.17
	F2Ay	-177.89
Engrane 1	T01	35.23
	Fa1x	22.29
	Fa1y	92.62

Valores de esfuerzo

La tabla 18, muestra los valores de esfuerzo teniendo en cuenta la modificación de la carga.

Tabla 18. Valores de esfuerzo considerando la restricción de fuerza.

Esfuerzo máximo en el radio de entalle en Megapascales	Anular e Índice		Medio	Meñique	Pulgar	
	Cilíndrico	Puntual	Cilíndrico	Cilíndrico	Cilíndrico	Puntual
Engrane 4	44.95	132.50	54.12	66.66	x	x
Engrane 3	76.39	132.70	99.79	100.20	136.50	25.62
Engrane A y B	99.94	157.60	75.56	119.10	X	x
Engrane 1	102.50	154.10	71.62	121.00	X	x
Engrane 2	65.28	165.20	65.07	128.20	x	x

Es importante mencionar que existen límites elásticos mayores que el aluminio seleccionado por fundición de moldeo permanente, pero la selección dependerá del proceso de manufactura. Por ejemplo, tenemos aluminios de la serie 7000 que tiene un esfuerzo de cedencia de 500 MPa. Sin embargo, estamos sacrificando manufactura ya que no se podrá obtener en altos volúmenes de producción en comparación con moldeo por inyección o fundición de moldeo permanente.

Lo anterior da lugar al cuestionamiento sobre la capacidad de carga que las prótesis comerciales existentes pueden soportar.

Análisis de Resultados

A continuación, se presenta la tabla de esfuerzos y factores de seguridad considerando un Aluminio A357 fundición de moldeo permanente para la fabricación.

Tabla 19. Tabla comparativa de análisis de esfuerzo en el radio de entalle de engranes optimizados y sin optimizar.

Esfuerzo máximo en el radio de entalle en MPa y Factor de Seguridad		Dedo Anular e Índice				Dedo Medio		Dedo Meñique		Dedo pulgar			
		Cilíndrico	F.S.	Puntual	F. S.	Cilíndrico	F. S	Cilíndrico	F.S.	Cilíndrico	F. S	Puntual	F.S.
Engrane 4	Sin Optimizar	45.00	5.63	115.50	2.19	56.82	4.46	61.04	4.15	x	x	x	x
	Optimizado	44.95	5.64	132.50	1.91	54.12	4.68	66.66	3.80	x	x	x	X
Engrane 3	Sin Optimizar	88.19	2.87	137.90	1.84	109.00	2.33	95.57	2.65	153.00	1.65	28.72	8.82
	Optimizado	76.39	3.32	132.70	1.91	99.79	2.54	100.20	2.53	136.50	1.85	25.62	9.89
Engrane A y B	Sin Optimizar	97.62	2.60	162.20	1.56	75.59	3.35	90.41	2.80	X	X	X	X
	Optimizado	99.94	2.54	157.60	1.61	75.56	3.35	119.10	2.13	X	X	X	X
Engrane 1	Sin Optimizar	97.53	2.60	161.90	1.57	75.41	3.36	90.27	2.81	168.00	1.50	31.45	8.06
	Optimizado	102.50	2.47	154.10	1.65	71.62	3.54	121.00	2.10	x	X	x	X
Engrane 2	Sin Optimizar	61.27	4.14	166.90	1.52	67.57	3.75	104.90	2.42	x	x	x	X
	Optimizado	65.28	3.88	165.20	1.53	65.07	3.90	128.20	1.98	x	x	x	x

Notas:

- ✓ Los engranes 4 y 2 en todos los mecanismos de los dedos largos y el engrane 3 del dedo pulgar no se obtuvieron por un proceso de optimización, simplemente se extrajo material en la parte interna manteniendo un espesor de 2 mm.
- ✓ Los engranes A, B y 1 en todos los mecanismos son los mismos engranes optimizados a fin de reducir costos de fabricación.
- ✓ Los valores máximos de esfuerzo se presentan en los engranes que están más alejados a la falange distal y más cercanos a la palma.

CONCLUSIONES

A continuación, se describen las conclusiones y el trabajo para desarrollar a futuro como resultado de la investigación.

Al obtener los torques necesarios para la selección del motor, se presenta el inconveniente que dicho motor tiene que ser uno que tenga una gran cantidad de torque y a su vez sus dimensiones no excedan las medidas antropométricas de la mano. Esto da a lugar como trabajo a futuro para el diseño de dicho motor o el diseño de la transmisión mecánica para efectuar el torque, lo cual no es parte de los alcances de este trabajo.

La distribución de esfuerzo entre el engrane antes y después de la optimización, no presenta gran diferencia, y los esfuerzos máximos en ambos casos se presentan en el radio de entalle del engrane, quiere decir que en las formas optimizadas no existe el riesgo de fractura.

Con el material seleccionado (ALUMINIO A356 T6) el diseño del mecanismo hexacicloidal correspondiente al dedo índice, no soporta las cargas que surgen a partir del análisis puntual, esto es debido a la transmisión de carga desde la falange distal hasta el engrane más cercano a la palma que, a diferencia del agarre cilíndrico, hay una distribución de la carga en 3 puntos de contacto por cada falange. Por otra parte, la transmisión simple por engranes del dedo pulgar no soporta las cargas en el agarre cilíndrico, debido al dimensionamiento de los engranes; el engrane 3 multiplica la carga de contacto entre dientes por la longitud. Por lo tanto, ambos mecanismos no están diseñados para asemejar las condiciones de carga crítica que ejerce una mano humana.

Existen dos formas para que los mecanismos soporten condiciones críticas de carga: rediseñar los engranes o considerar un material con una mejor resistencia. La primera involucra reducir el número de dientes en los engranes y contemplar si el ancho del diente es posible manufacturarlo por moldeo por inyección o fundición por moldeo. La consideración de otro material involucra otro tipo de fabricación distinta a la descrita anteriormente, causando un aumento en el costo de manufactura y posiblemente aumento en el peso.

En general, se logró reducir el 17.29% del volumen total, bajo la consideración de un material que ofrece manufacturar formas geométricas complejas y altos volúmenes de producción que a diferencia de los polímeros ofrece una mejor resistencia capaz de soportar una mayor cantidad de carga.

El máximo porcentaje de volumen reducido fue en el dedo pulgar con 20.61%, seguido por el dedo medio 17.76%, los dedos anular e índice 16.80% y finalmente la reducción del peso en el dedo meñique 14.02%.

TRABAJO A FUTURO

Queda pendiente la realización de futuros trabajos para complementar el realizado.

- ❖ Diseño y selección del molde para cualquiera de las dos técnicas de fabricación descritas en este trabajo: moldeo por inyección o fundición de moldeo permanente.
- ❖ En este trabajo se contemplaron al menos dos condiciones de carga en futuras investigaciones se propone contemplar los diferentes agarres existentes y diferentes pinzamientos (agarre de una pelota o el levantamiento de una maleta). Adecuar el CAD para que sea posible obtener otros pinzamientos y sujeciones en la mano; reanalizar y comparar los diferentes agarres y pinzamientos.
- ❖ El análisis de fuerzas obtuvo las fuerzas que se transmiten a la carcasa y pernos. Las fuerzas que se transmiten a la carcasa dan lugar para la selección de materiales para su diseño. Las fuerzas de pernos son útiles para proponer un menor diámetro de perno y aumentar el espacio de diseño en aquellos engranes que no fue posible realizar optimización topológica.
- ❖ El análisis de fuerzas también arrojó resultados de torque para la selección o el diseño de los motores, ya que tienen que cumplir características de ligereza, alto torque y ser lo suficientemente pequeños para no exceder las medidas antropométricas de las manos.

Referencias y Bibliografía

- [1] X. Chen, X. Zhi, and H. Song, "Optimization of transmission system design based on genetic algorithm," *Adv. Mech. Eng.*, vol. 8, no. 5, pp. 1–10, 2016, doi: 10.1177/1687814016648245.
- [2] N. Marjanović, N. Kostić, N. Petrović, M. Blagojević, and M. Matejić, "Volume optimization of gear trains with spur gears using genetic algorithm," *MATEC Web Conf.*, vol. 121, pp. 1–9, 2017, doi: 10.1051/mateconf/201712101007.
- [3] R. Ramadani, A. Belsak, M. Kegl, J. Predan, and S. Pehan, "Topology optimization based design of lightweight and low vibration gear bodies," *Int. J. Simul. Model.*, vol. 17, no. 1, pp. 92–104, 2018, doi: 10.2507/IJSIMM17(1)419.
- [4] A. J. Muminovic, A. Muminovic, E. Mesic, I. Saric, and N. Pervan, "Spur gear tooth topology optimization: Finding optimal shell thickness for spur gear tooth produced using additive manufacturing," *TEM J.*, vol. 8, no. 3, pp. 788–794, 2019, doi: 10.18421/TEM83-13.
- [5] K. Michaelis, B. R. Höhn, and M. Hinterstoißer, "Influence factors on gearbox power loss," *Ind. Lubr. Tribol.*, vol. 63, no. 1, pp. 46–55, 2011, doi: 10.1108/00368791111101830.
- [6] R. Budynas and K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de shigley*. 2011.
- [7] R. L. Norton, *Diseño de Maquinaria, síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*. 2009.
- [8] martin sproke, "Catalogo de engranes martin." pp. 1–96.
- [9] P. Landin, "Como funciona el diferencial de un vehículo," *febrero 12*, 2012. <http://pelandintecno.blogspot.com/2012/02/como-funciona-el-diferencial-de-un.html>.

- [10] GE Plastics, “A Guide to Plastic Gearing,” p. 26, 2006.
- [11] J. L. M. Rodríguez and J. A. V. Pérez, “Cálculo de engranajes plásticos .,” vol. 3, pp. 25–32, 2007.
- [12] E. Garibay, “Diseño de una mano con un mecanismo hexacícloidal,” Universidad Nacional Autónoma de México, 2013.
- [13] G. Velázquez Sánchez, A. Merchán Cruz, E. Hernández Gomez, L. Urriolagoita Calderon, “Rango de movilidad y función descriptiva del dedo índice,” *Científica*, vol. 11, no. 4, pp. 177–188, 2007, [Online]. Available: <https://www.redalyc.org/pdf/614/61411404.pdf>.
- [14] Á. F. Valencia-Otero, M. F. Maradei-Garcia, and F. Espinel-Correal, “Estudio sobre la influencia del diámetro de apertura en la fuerza ejercida por cada dedo,” *Rev. Salud Publica*, vol. 18, no. 6, pp. 935–945, 2016, doi: 10.15446/rsap.v18n6.50424.
- [15] K. J. Bretz, Á. Jobbágy, and K. Bretz, “Force measurement of hand and fingers,” *Biomech. Hungarica*, no. August, 2010, doi: 10.17489/biohun/2010/1/07.
- [16] Y. K. Kong, A. Freivalds, and S. E. Kim, “Evaluation of handles in a maximum gripping task,” *Ergonomics*, vol. 47, no. 12, pp. 1350–1364, 2004, doi: 10.1080/00140130410001715697.
- [17] J. M. Rosales *et al.*, “Fuerza de pinzamiento ejercida por una muestra de jóvenes universitarios,” vol. 11, no. 4, pp. 936–940, 2019.
- [18] S. S. Rao, “Practical Aspects of Optimization,” *Eng. Optim. Theory Pract.*, pp. 697–720, 2019, doi: 10.1002/9781119454816.ch15.
- [19] J. Leiva, “Structural Optimization Methods and Techniques to Design Efficient Car Bodies,” *Int. Automot. Body Congr. 2011*, 2011, [Online]. Available: <http://bodyandassembly.com/wp-content/uploads/2012/01/G-Edited-Leiva-Paper.pdf>.
- [20] C. F. Vázquez Hernández, “DISEÑO PARAMÉTRICO DECL CUERPO DE ENGRANES RECTOS.” p. 45, 2015.
- [21] E. Karl T, Ulrich. Steven D., *Product design and development*, vol. 7, no. 2. 1992.
- [22] E. Michael F. Ashby (Department of Engineering, Cambridge University, “MATERIALS SELECTION IN MECHANICAL DESIGN Second Edition,” *Elsevier*, vol. 3, p. 665, 1992, [Online]. Available: http://www.knovel.com/web/portal/browse/display?_EXT_KNOVEL_DISPLAY_bookid=1472%5Cnhttp://video.yahoo.com/watch/111582/992708.
- [23] 3D SYSTEMS, “Basics of Injection Molding Desing.” <https://www.3dsystems.com/quickparts/learning-center/injection-molding-basics>.
- [24] W. Askeland, Donald R. and Wright, “Materials Science and Engineering - Its Past and Its Future.,” *Trans. Iron Steel Inst. Japan*, vol. 26, no. 2, pp. 93–100, 1986, doi: 10.2355/isijinternational1966.26.93.
- [25] Stratasys direct manufacturing, “Injection Molding Design Guidelines,” pp. 1–8, 2000.
- [26] CustomPartNet, “Permanent Mold Casting.” <https://www.custompartnet.com/wu/permanent-mold-casting>.

Anexo A

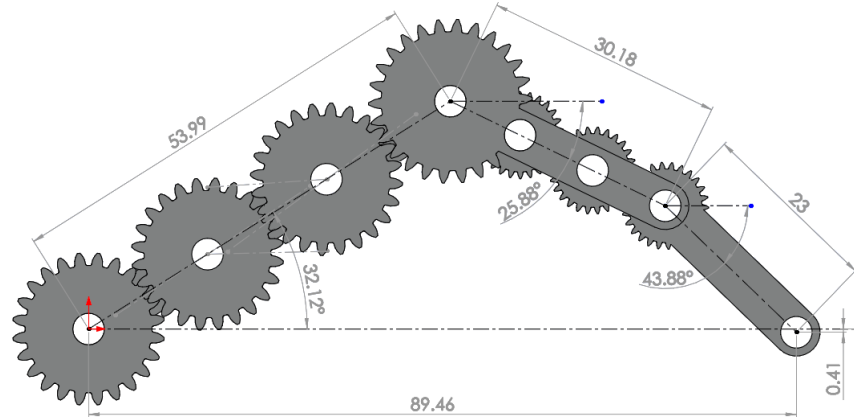


Figura 62. Diagrama de cuerpo libre dedo medio en agarre cilíndrico, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

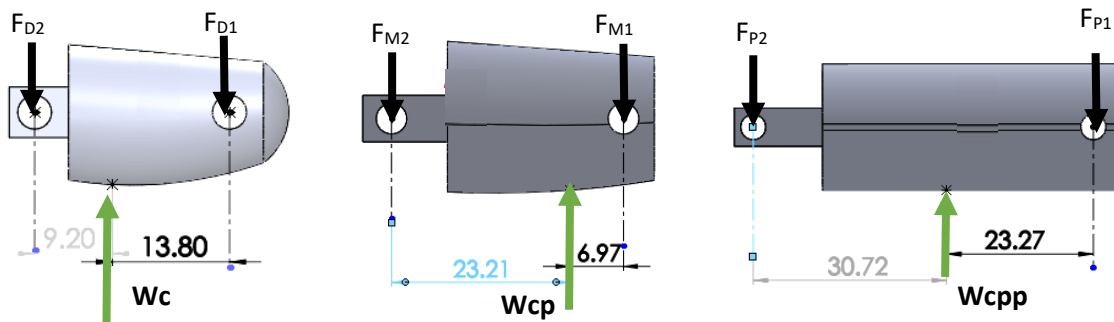


Figura 63. Diagrama de cuerpo libre de las carcasas distal, medial y proximal del dedo medio respectivamente, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

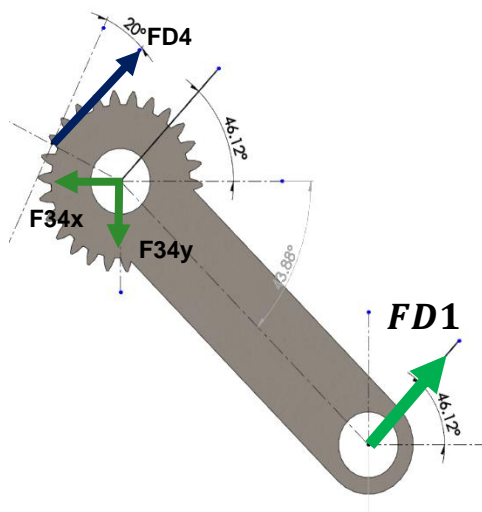


Figura 64. Diagrama de cuerpo libre engrane 4 del dedo medio, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

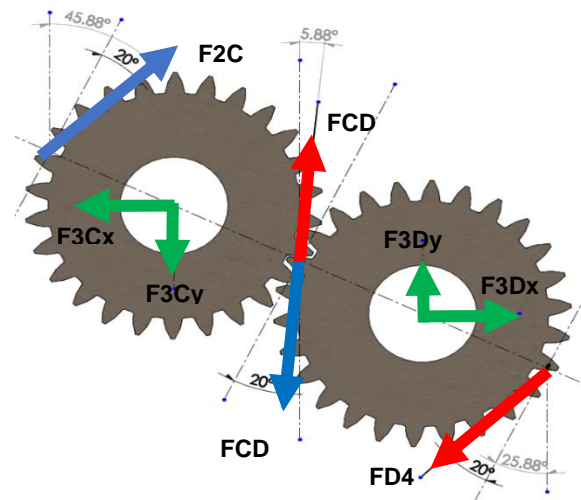


Figura 65. Diagrama de cuerpo libre engrane C y D del dedo medio, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

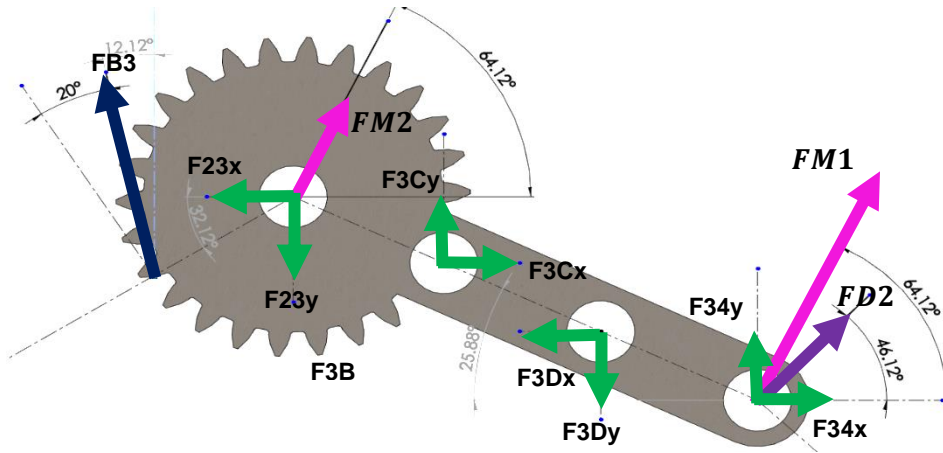


Figura 66. Diagrama de cuerpo libre del engrane 3 dedo medio, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

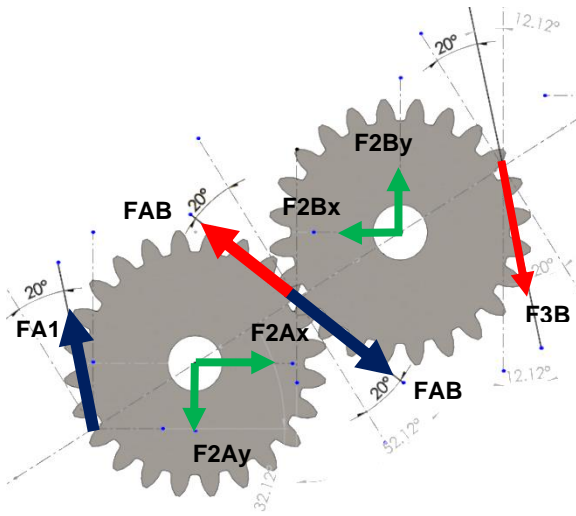


Figura 67. Diagrama de cuerpo libre de engranes A y B dedo medio, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

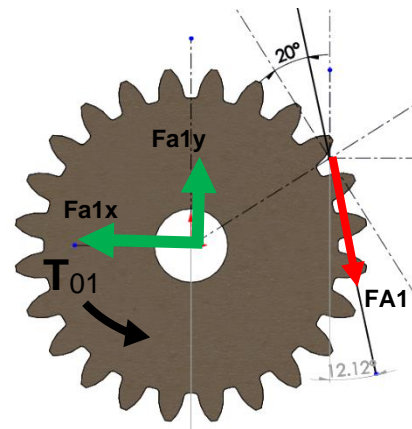
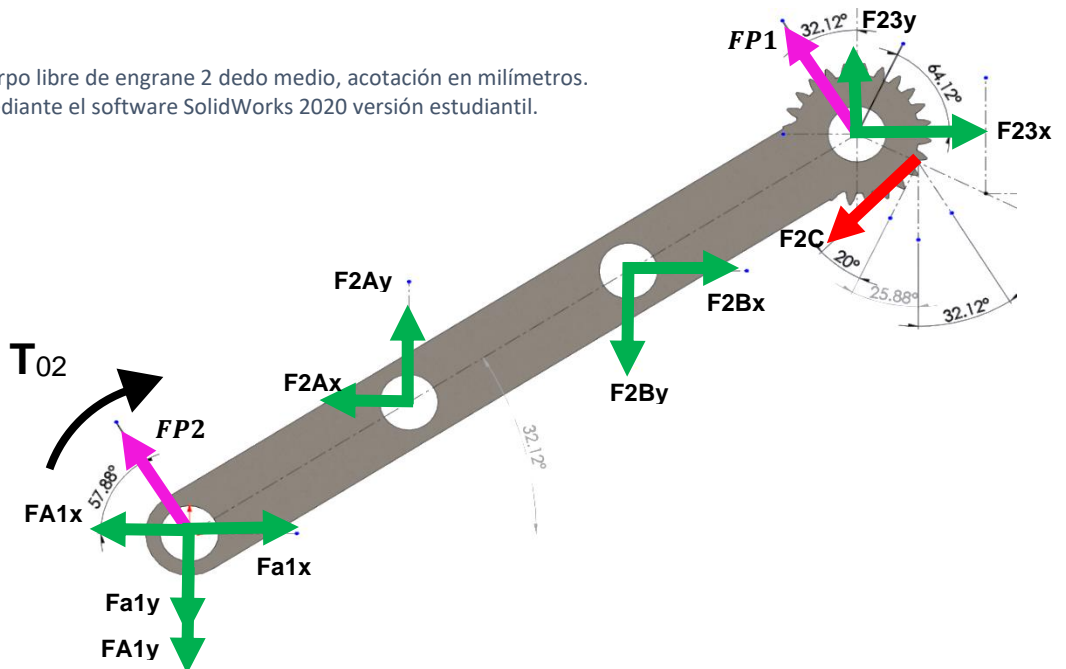


Figura 68. Diagrama de cuerpo libre de engrane 1 dedo medio, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

Figura 69. Diagrama de cuerpo libre de engrane 2 dedo medio, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.



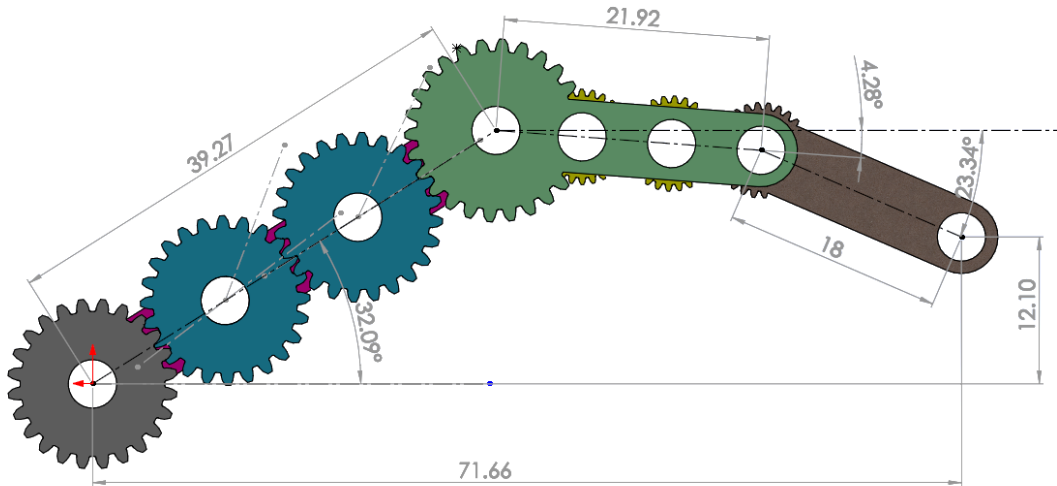


Figura 70. Diagrama de cuerpo libre dedo meñique en agarre cilíndrico, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

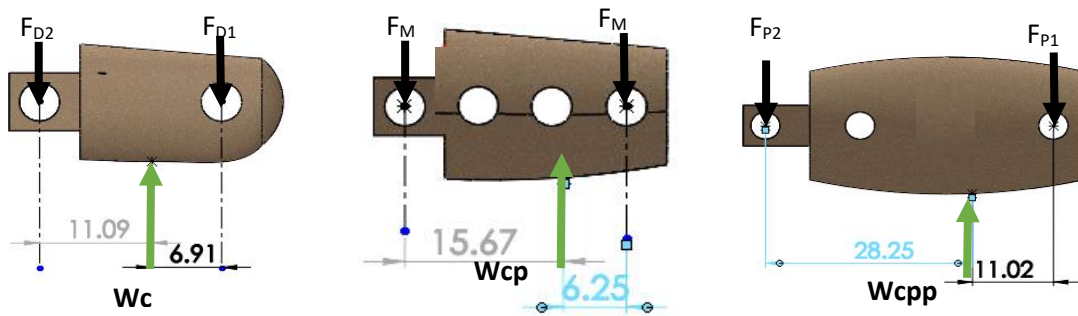


Figura 71. Diagrama de cuerpo libre de las carcasas distal, medial y proximal del dedo meñique respectivamente, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

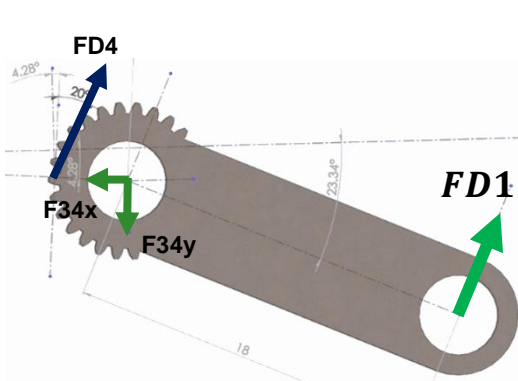


Figura 72. Diagrama de cuerpo libre engrane 4 del dedo meñique, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

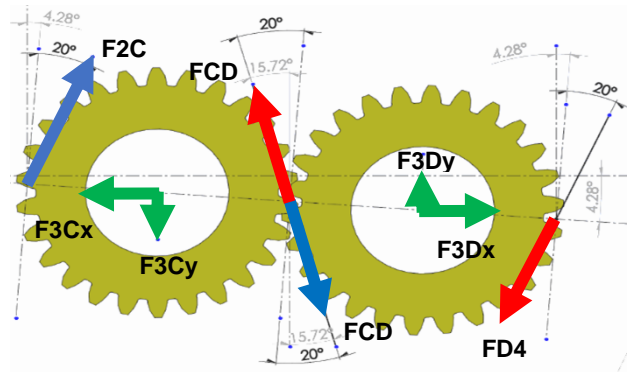


Figura 73. Diagrama de cuerpo libre engrane C y D del dedo meñique, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

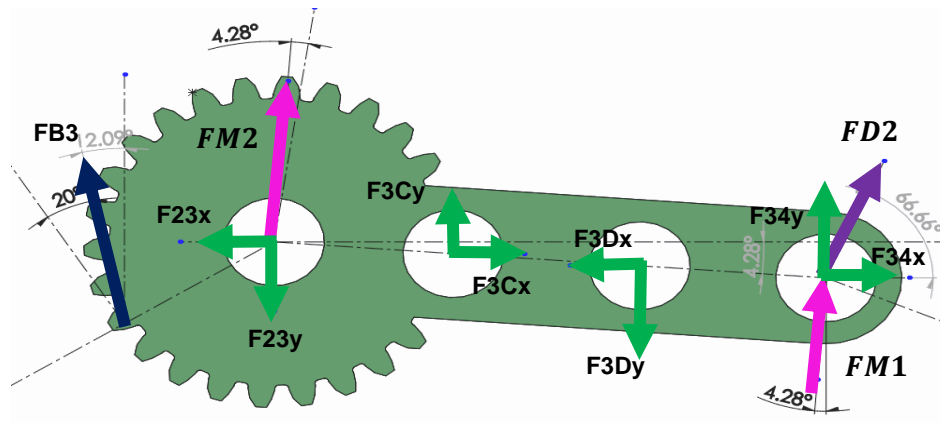


Figura 74. Diagrama de cuerpo libre del engrane 3 dedo meñique, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

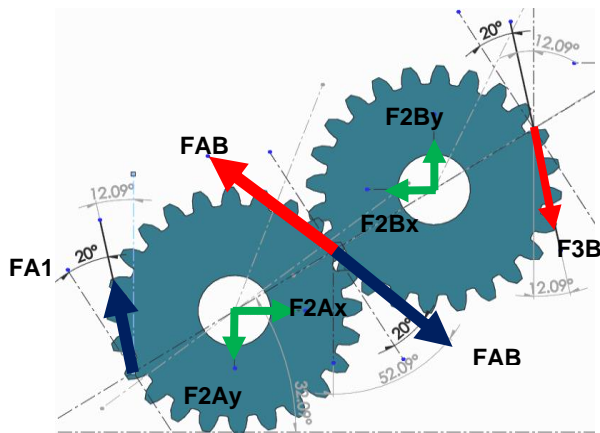


Figura 75. Figura 7. Diagrama de cuerpo libre de engranes A y B dedo meñique, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

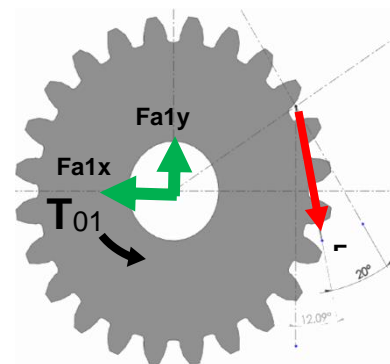


Figura 76. Diagrama de cuerpo libre de engrane 1 dedo meñique, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

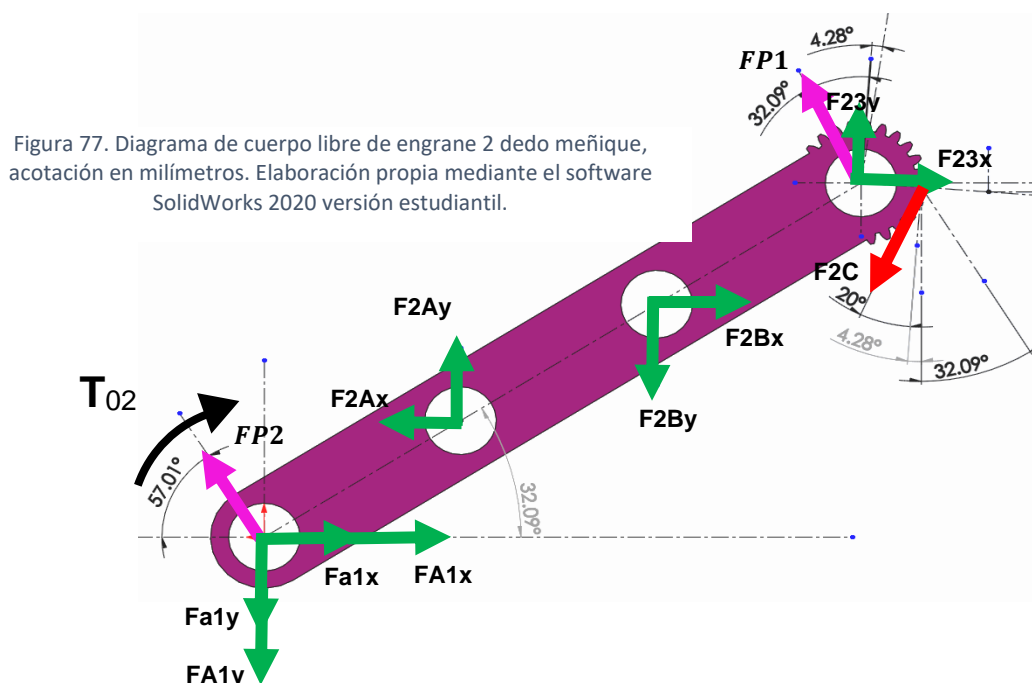


Figura 77. Diagrama de cuerpo libre de engrane 2 dedo meñique, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

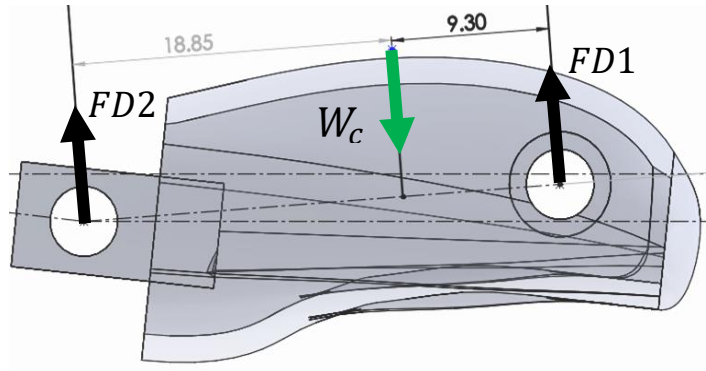


Figura 78. Diagrama de cuerpo libre de la carcasa falange distal del dedo pulgar caso de carga cilíndrico, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software de SolidWorks 2020 versión estudiantil.

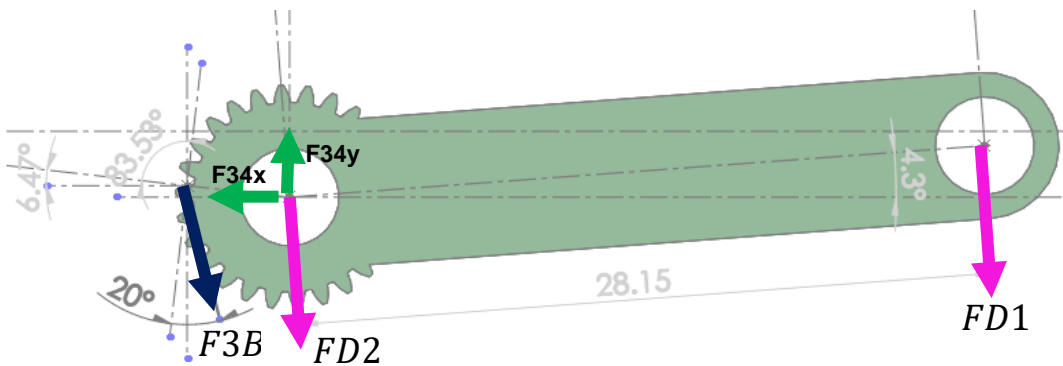


Figura 79. Diagrama de cuerpo libre del engrane 3 dedo pulgar caso de carga cilíndrico, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

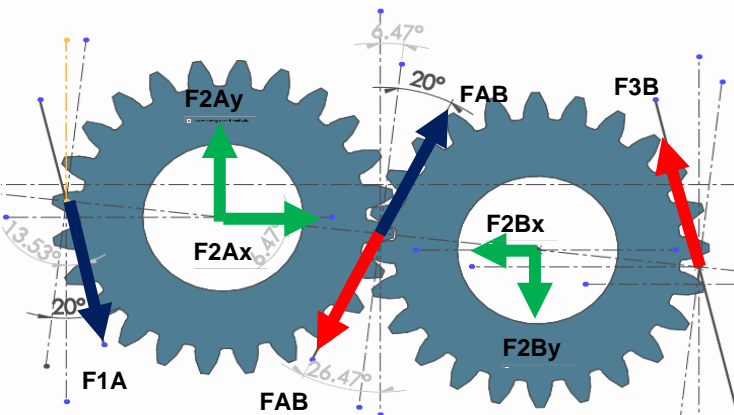


Figura 80. Diagrama de cuerpo libre de engranes A y B dedo pulgar carga cilíndrica, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

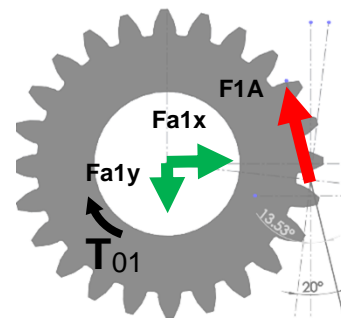


Figura 81. Diagrama de Cuerpo Libre de engrane 1 dedo pulgar carga cilíndrica, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

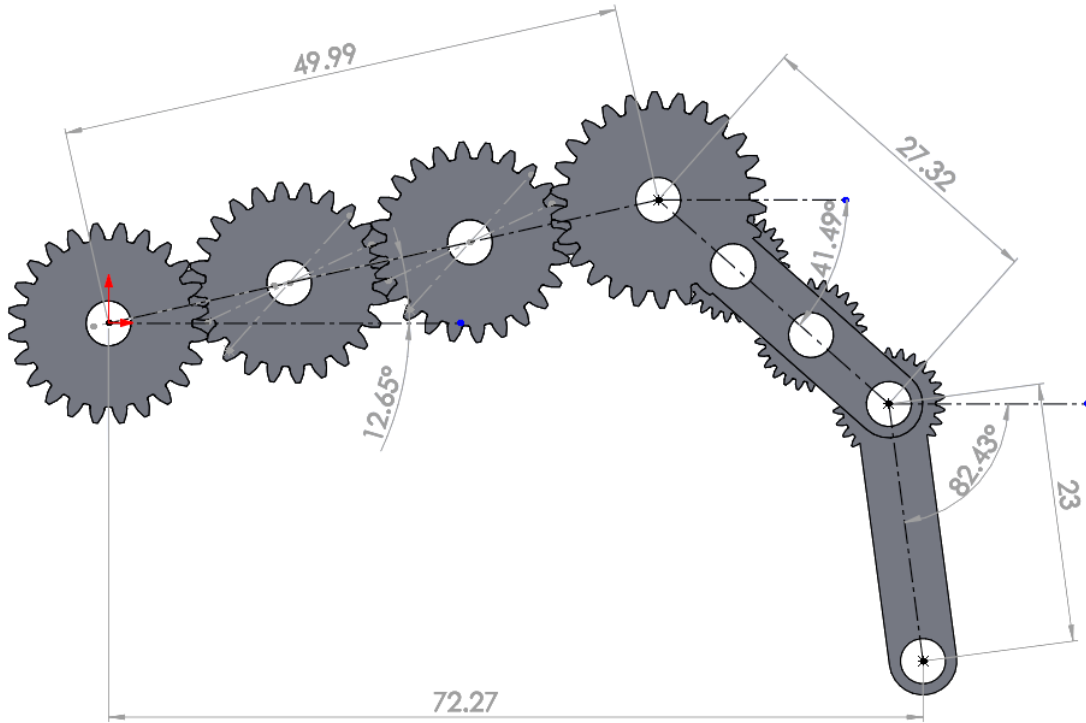


Figura 82. Diagrama de cuerpo libre dedo índice en agarre puntual, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

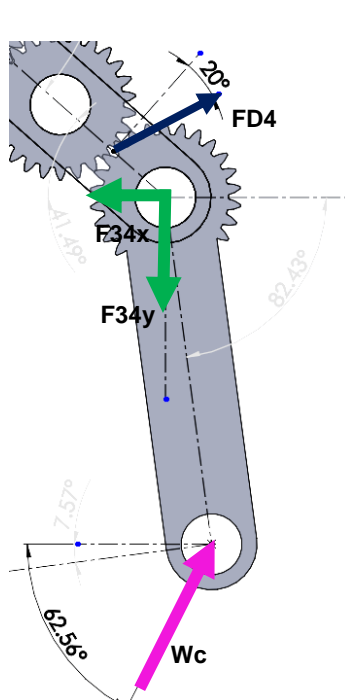


Figura 84. Diagrama de cuerpo libre engrane 4 dedo índice agarre puntual, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

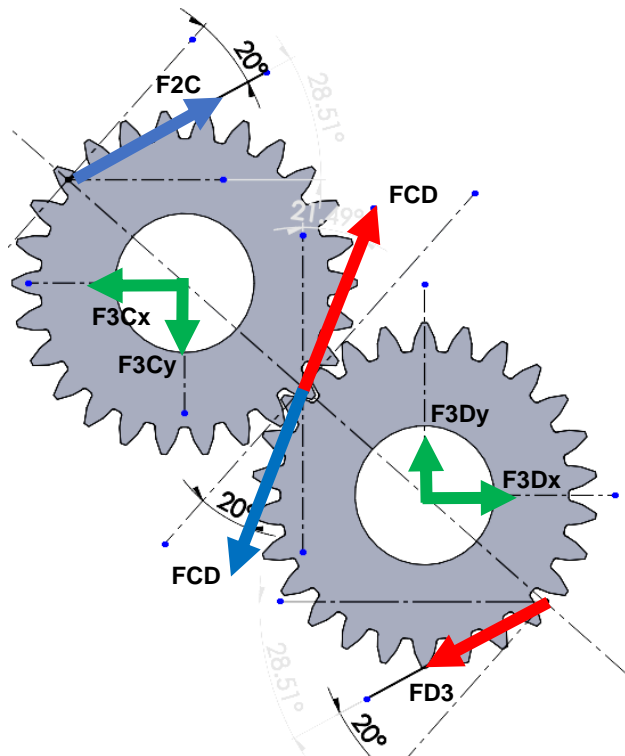


Figura 83. Diagrama de cuerpo libre de engranes C y D dedo índice agarre puntual, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

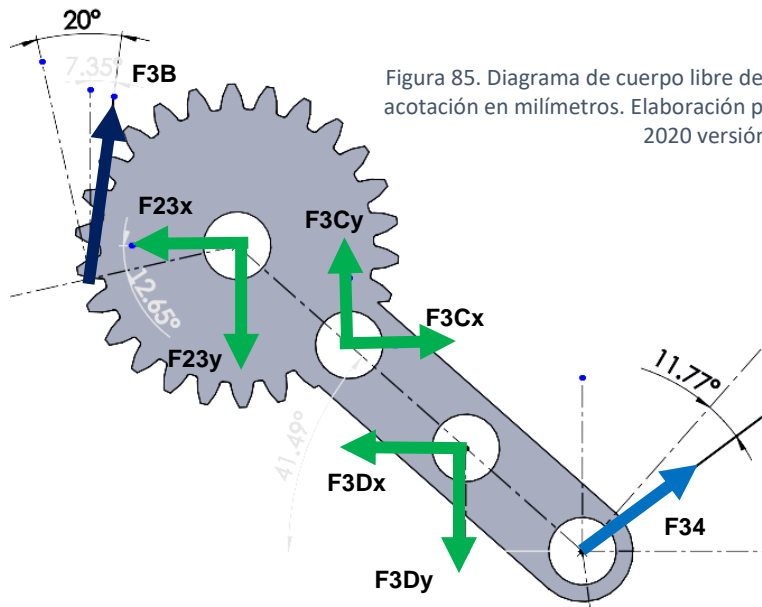


Figura 85. Diagrama de cuerpo libre de engrane 3 dedo índice agarre puntual, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

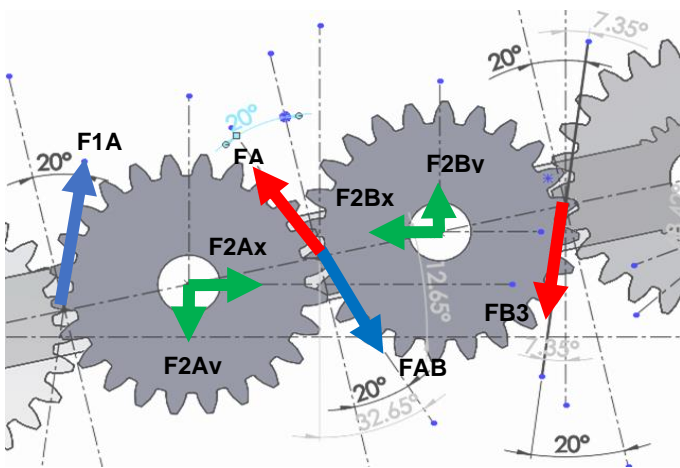


Figura 86. Diagrama de cuerpo libre de engranes A y B dedo índice agarre puntual, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

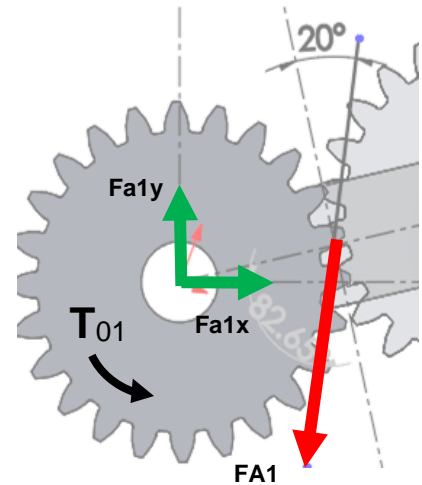


Figura 87. Diagrama de cuerpo libre de engrane 1 dedo índice agarre puntual, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

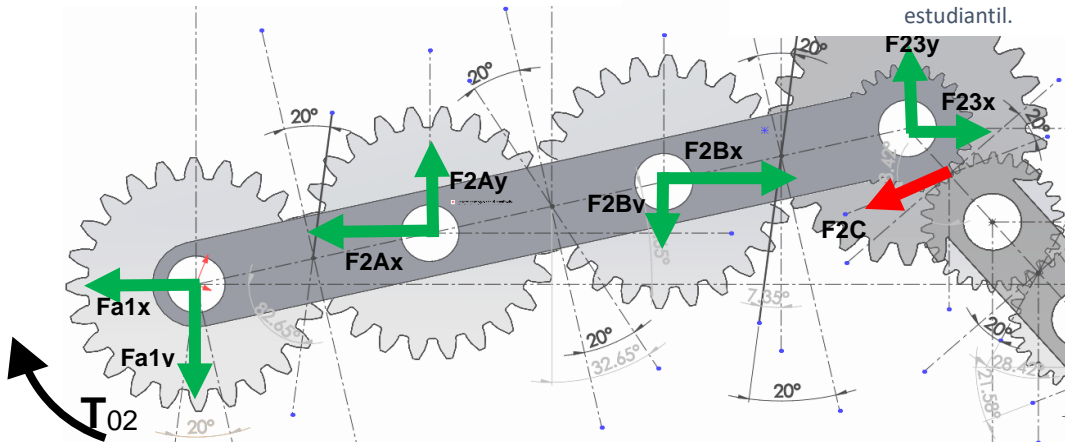


Figura 88. Diagrama de cuerpo libre de engrane 2 dedo índice agarre puntual, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

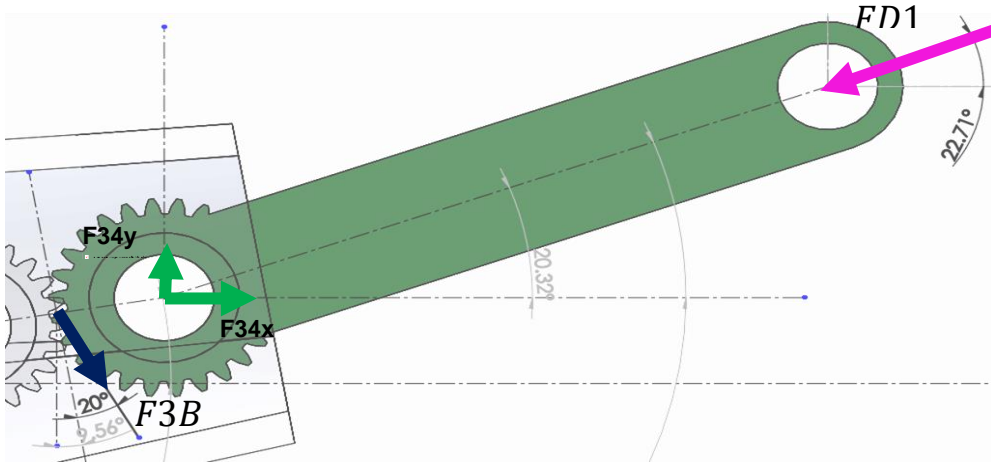


Figura 89. Diagrama de cuerpo libre del engrane 3 dedo pulgar caso de carga puntual, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

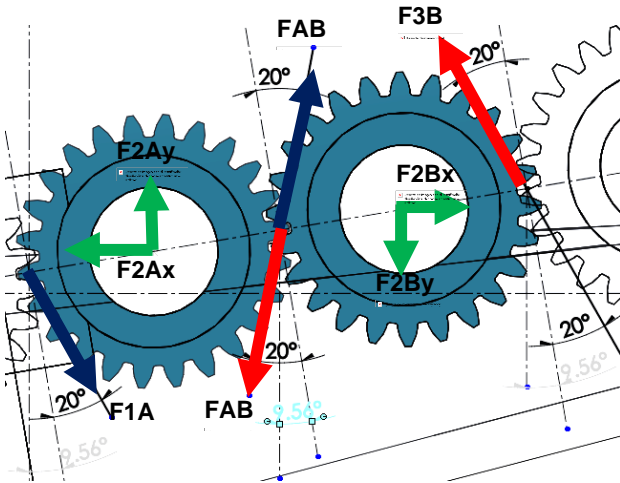


Figura 90. Diagrama de cuerpo libre del engranes A y B dedo pulgar caso de carga puntual, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

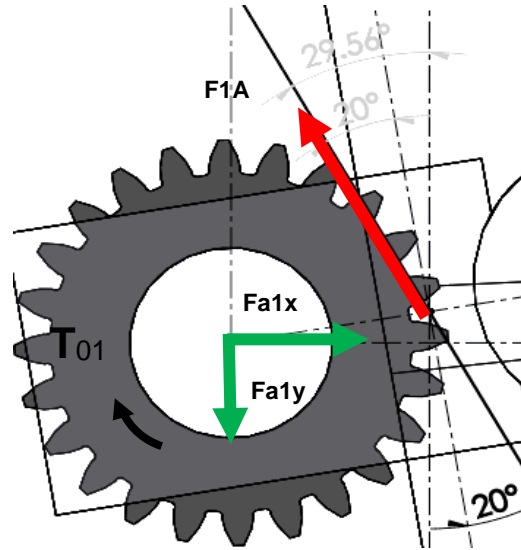


Figura 91. Diagrama de cuerpo libre del engrane 1 dedo pulgar caso de carga puntual, acotación en milímetros. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

Anexo B

Engranajes antes y después de realizar la optimización

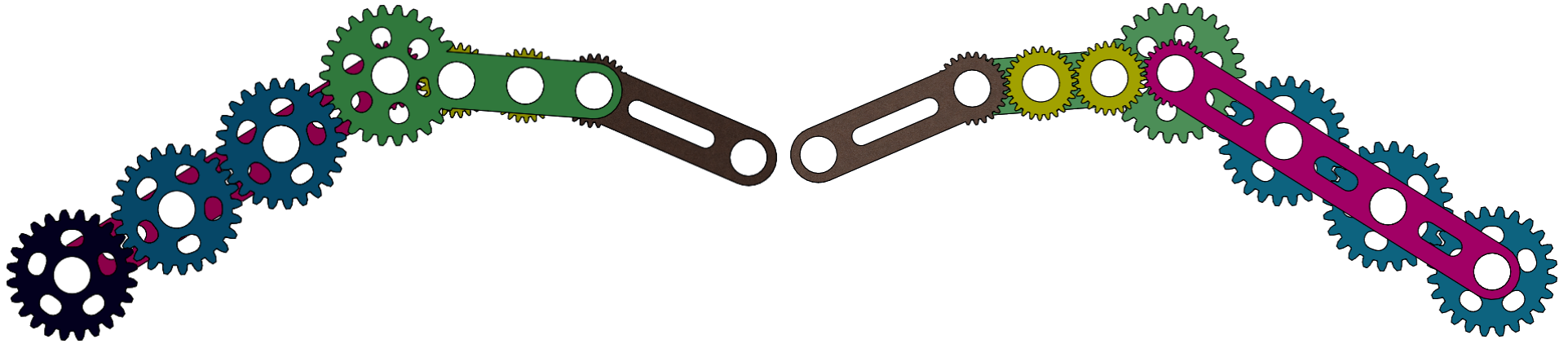


Figura 92. Mecanismo hexacicloidal optimizado dedo meñique vista frontal y posterior. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.



Figura 93. Mecanismo hexacicloidal sin optimizar dedo meñique vista frontal y posterior. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

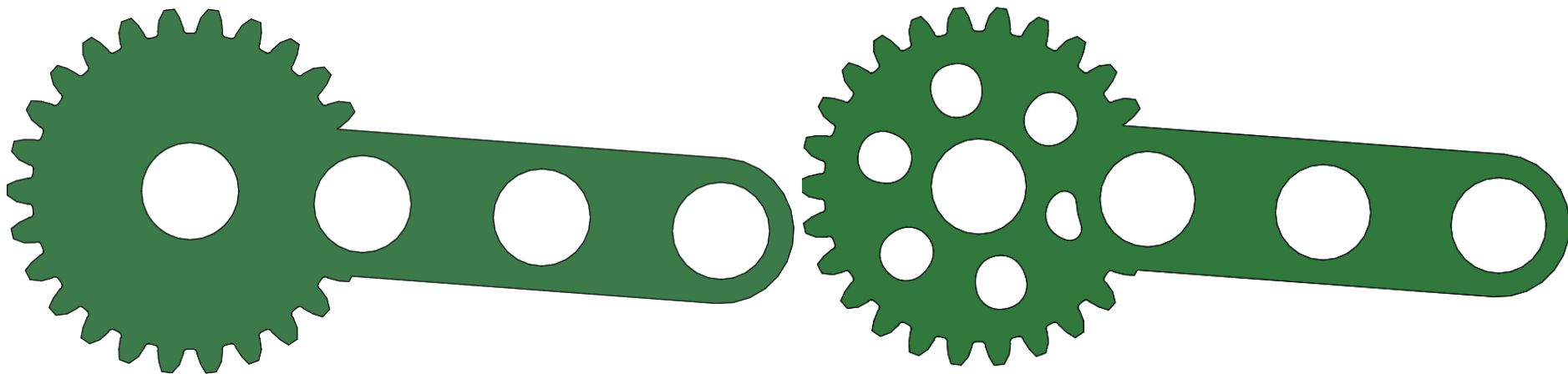


Figura 94. Engrane 3 sin optimización y con optimización dedo meñique. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

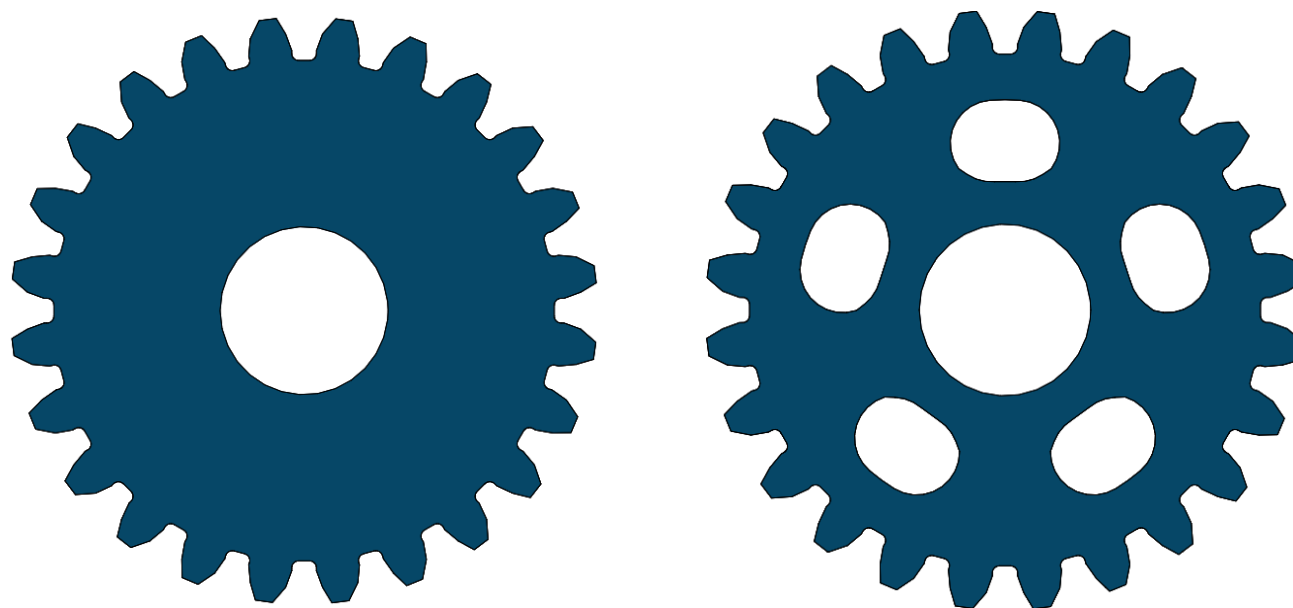


Figura 95. Engrane A, B y 1 sin optimización y con optimización dedo meñique. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

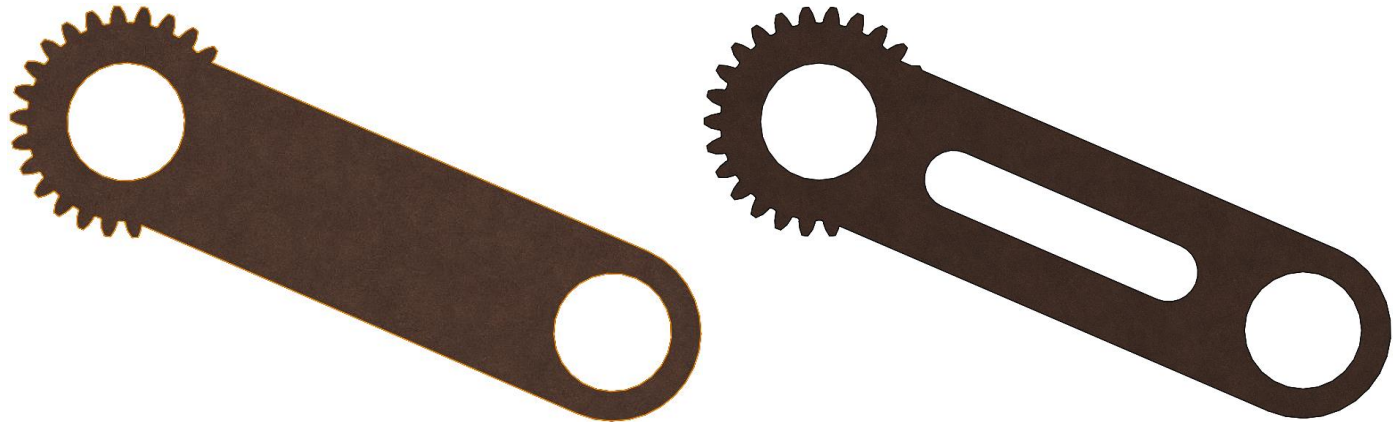


Figura 96. Engrane 4 sin retiro de material y con retiro de material dedo meñique. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

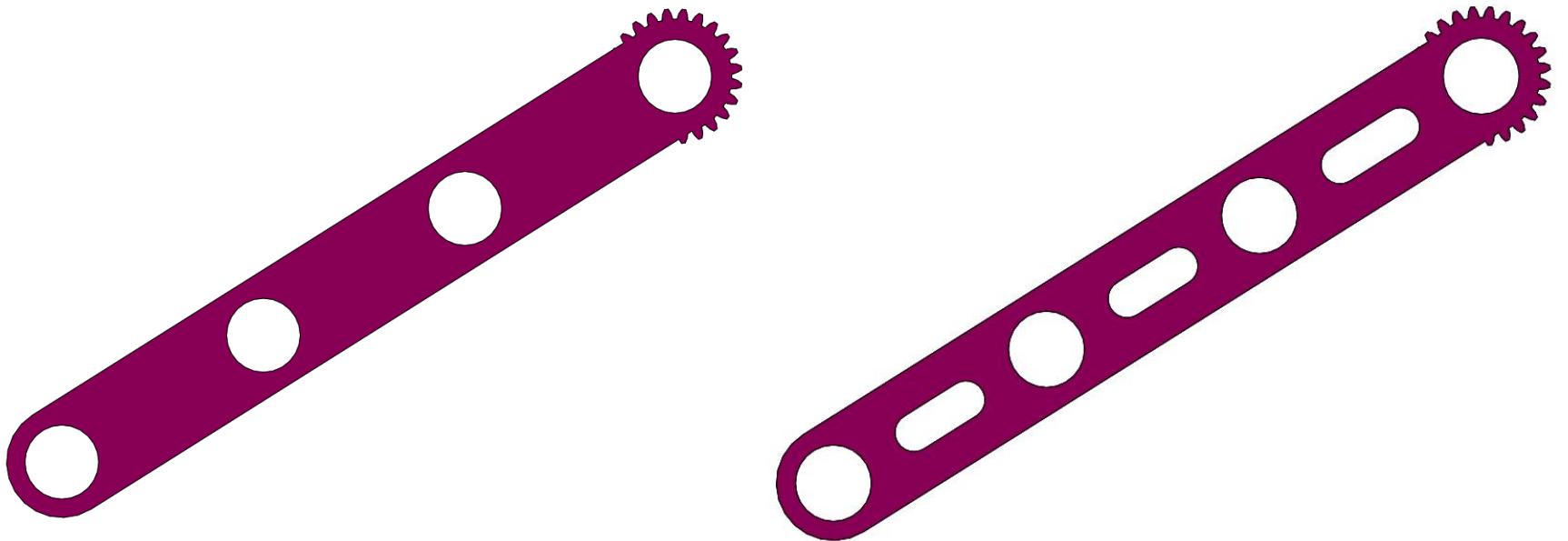


Figura 97. Engrane 2 sin retiro de material y con retiro del material dedo meñique. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

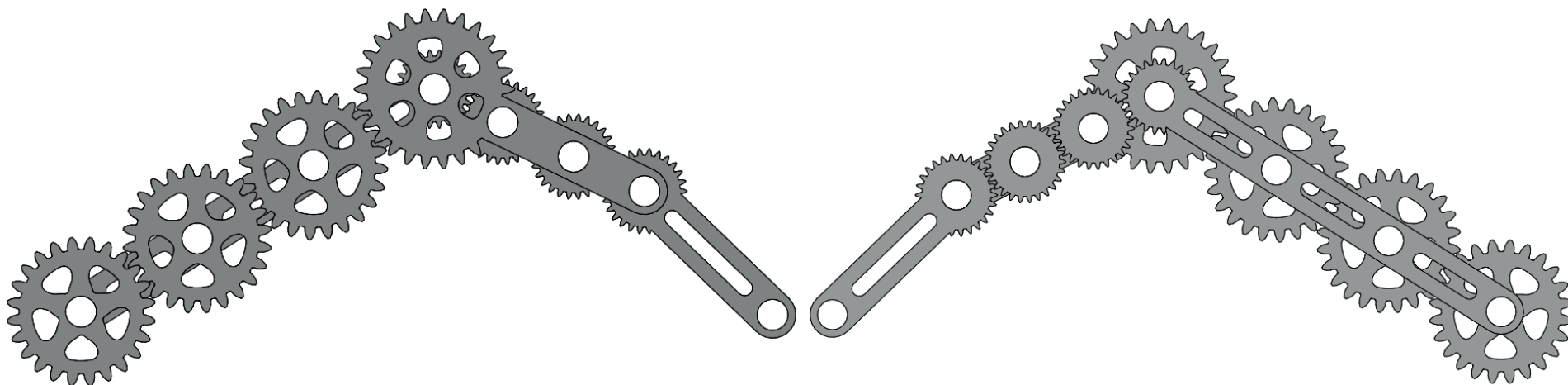


Figura 98. Mecanismo hexacicloidal optimizado dedo medio vista frontal y posterior. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

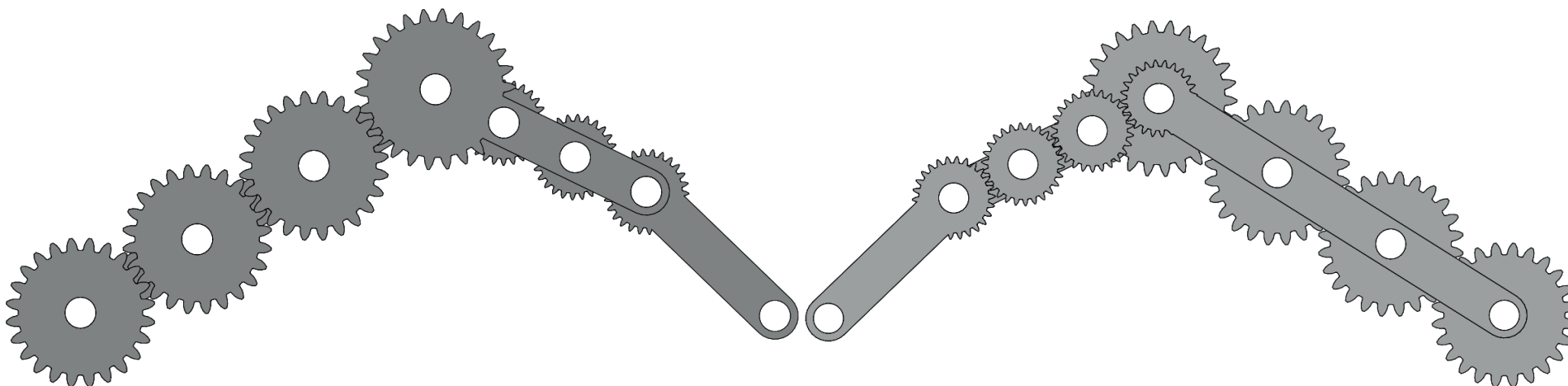


Figura 99. Mecanismo hexacicloidal optimizado dedo meñique vista frontal y posterior. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

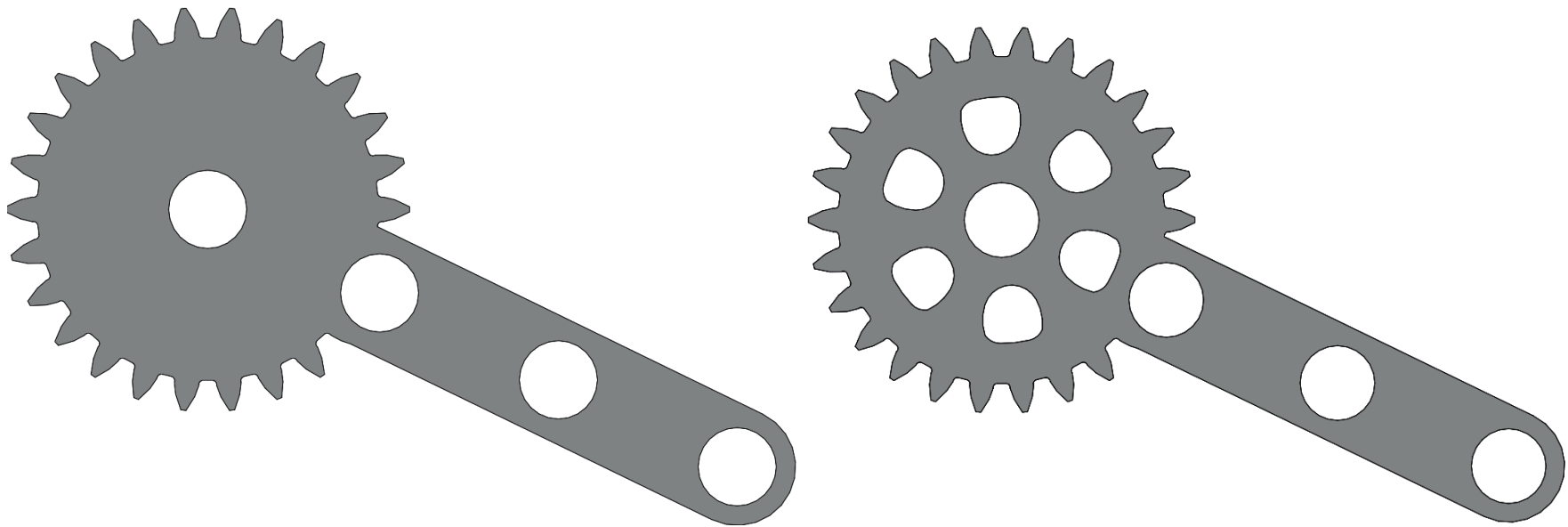


Figura 100. Engrane 3 sin optimización y con optimización dedo medio. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

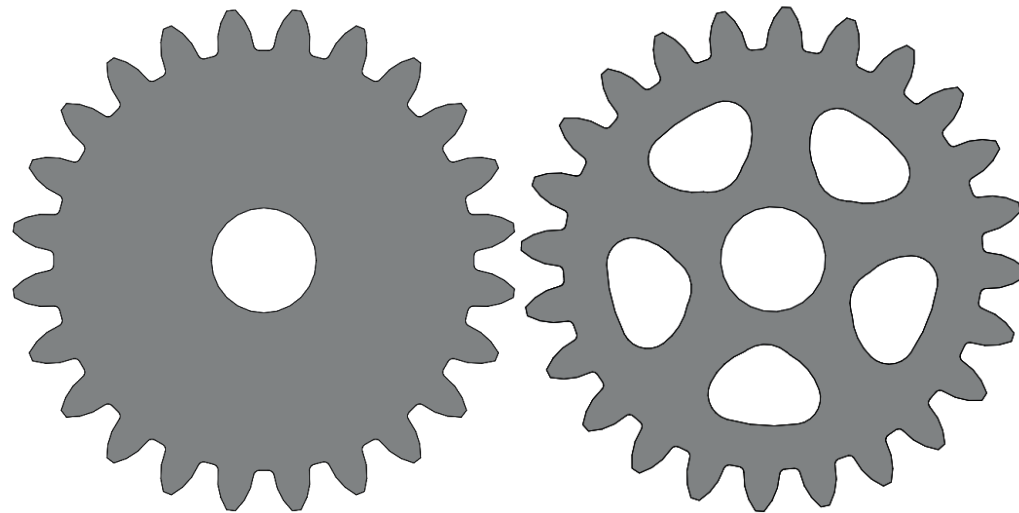


Figura 101. Engrane A, B y 1 sin optimización y con optimización dedo medio. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

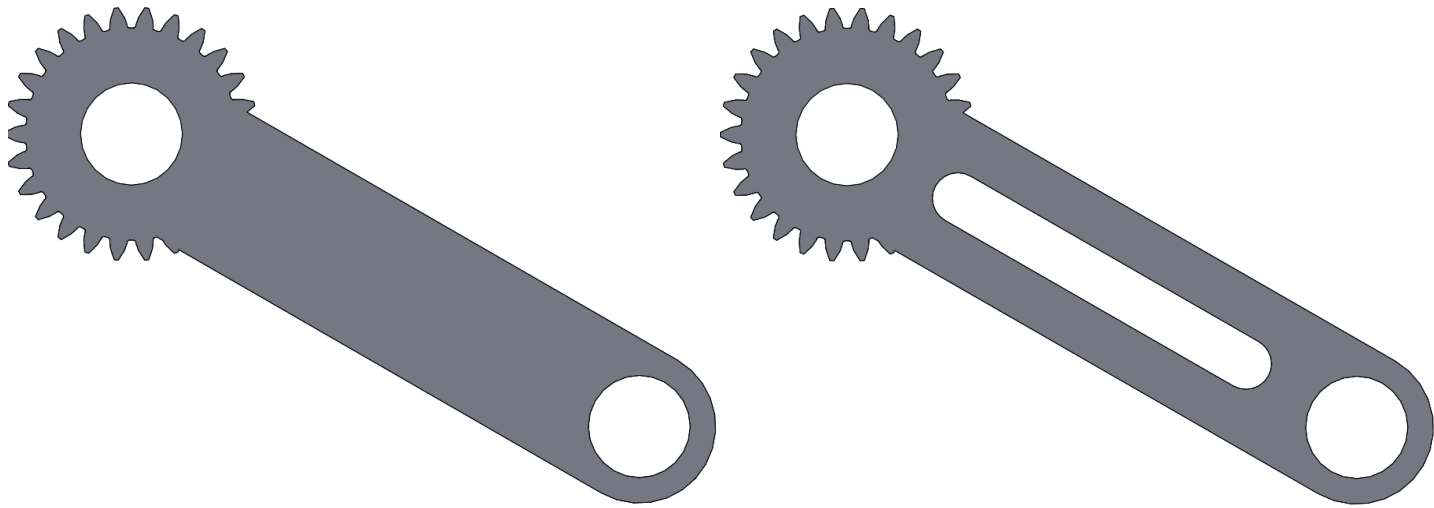


Figura 102. Engrane 4 sin retiro de material y con retiro de material dedo medio. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

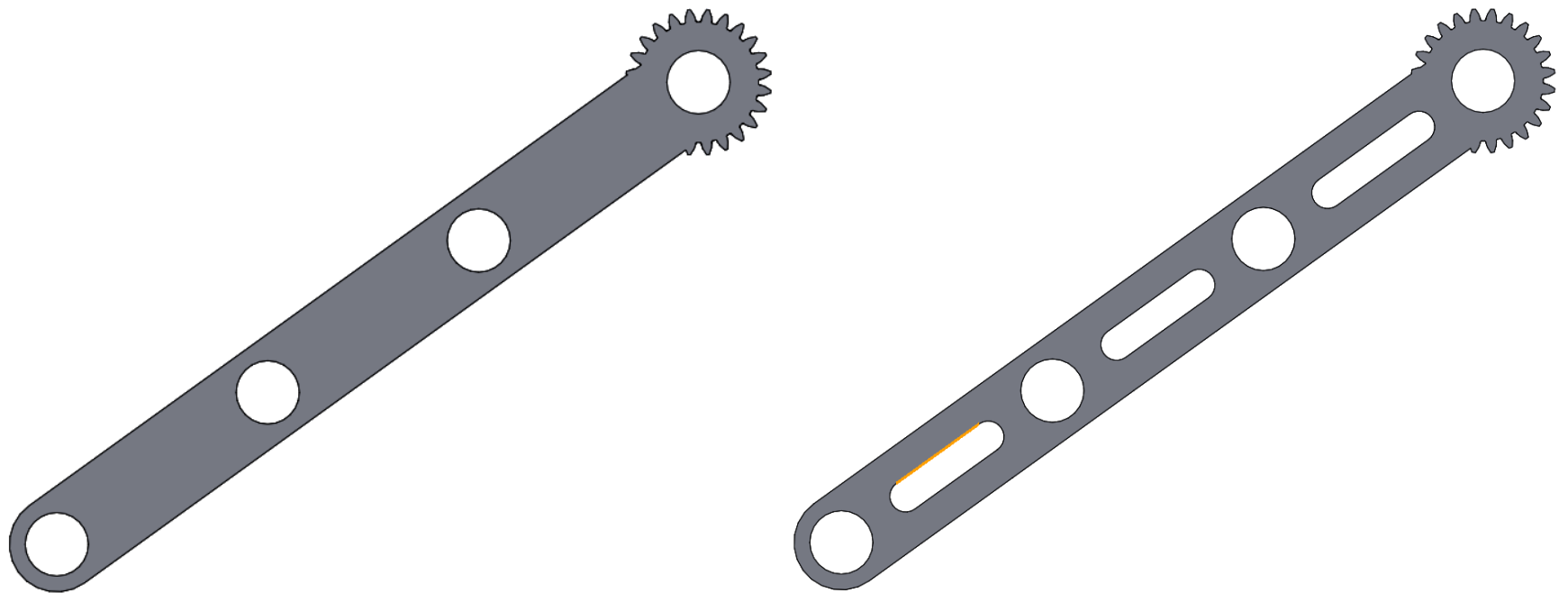


Figura 103. Engrane 2 sin retiro de material y con retiro de material dedo medio. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

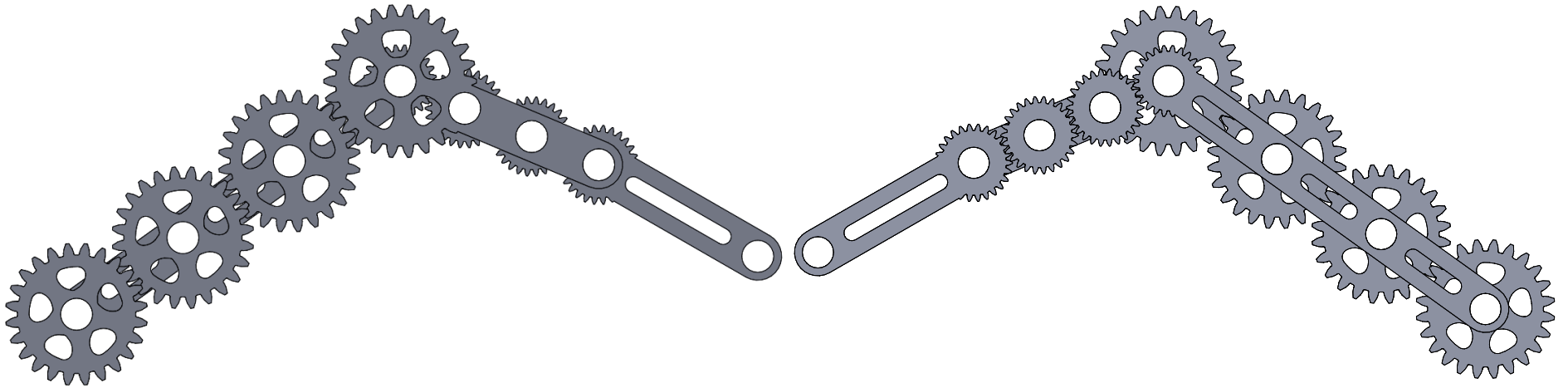


Figura 104. Mecanismo hexacicloidal optimizado dedo anular e índice vista frontal y posterior. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

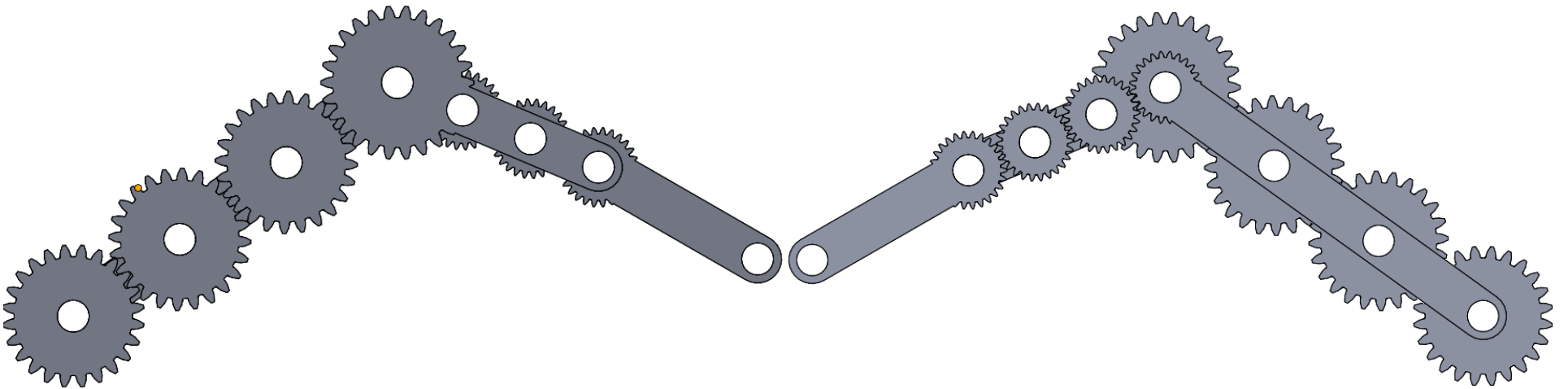


Figura 105. Mecanismo hexacicloidal sin optimizar dedo anular e índice vista frontal y posterior. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

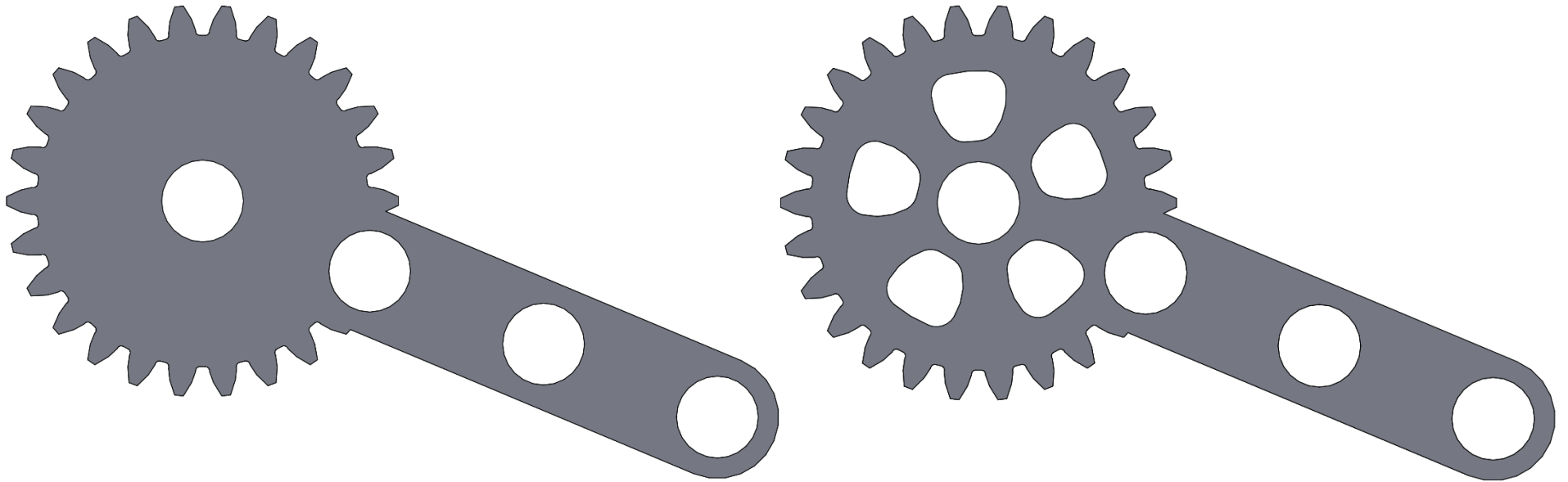


Figura 106. Engrane 3 sin optimización y con optimización dedo anular e índice. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

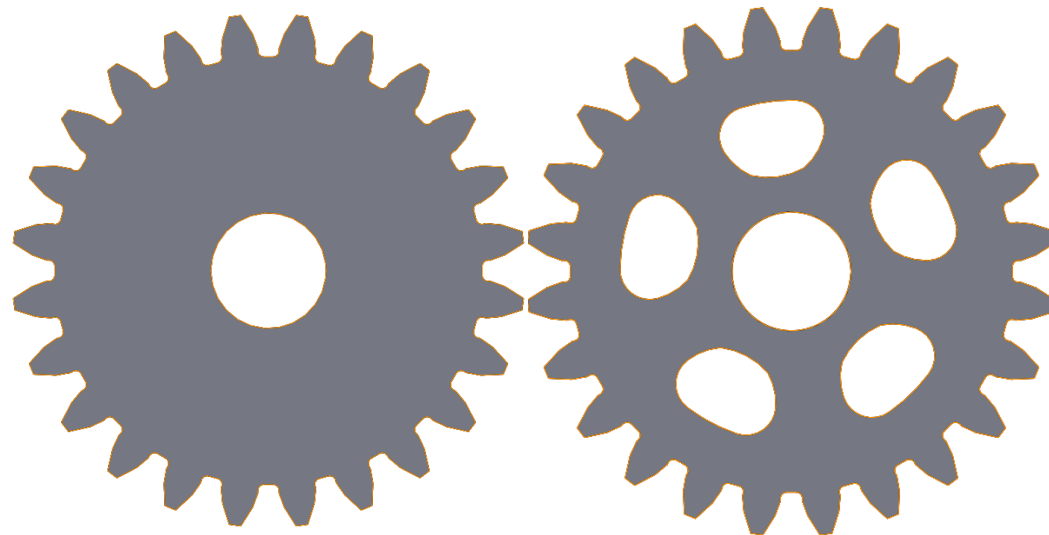


Figura 107. Engrane A, B y 1 sin optimización y con optimización dedo anular e índice. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.



Figura 108. Engrane 4 sin retiro de material y con retiro de material dedo anular e índice. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

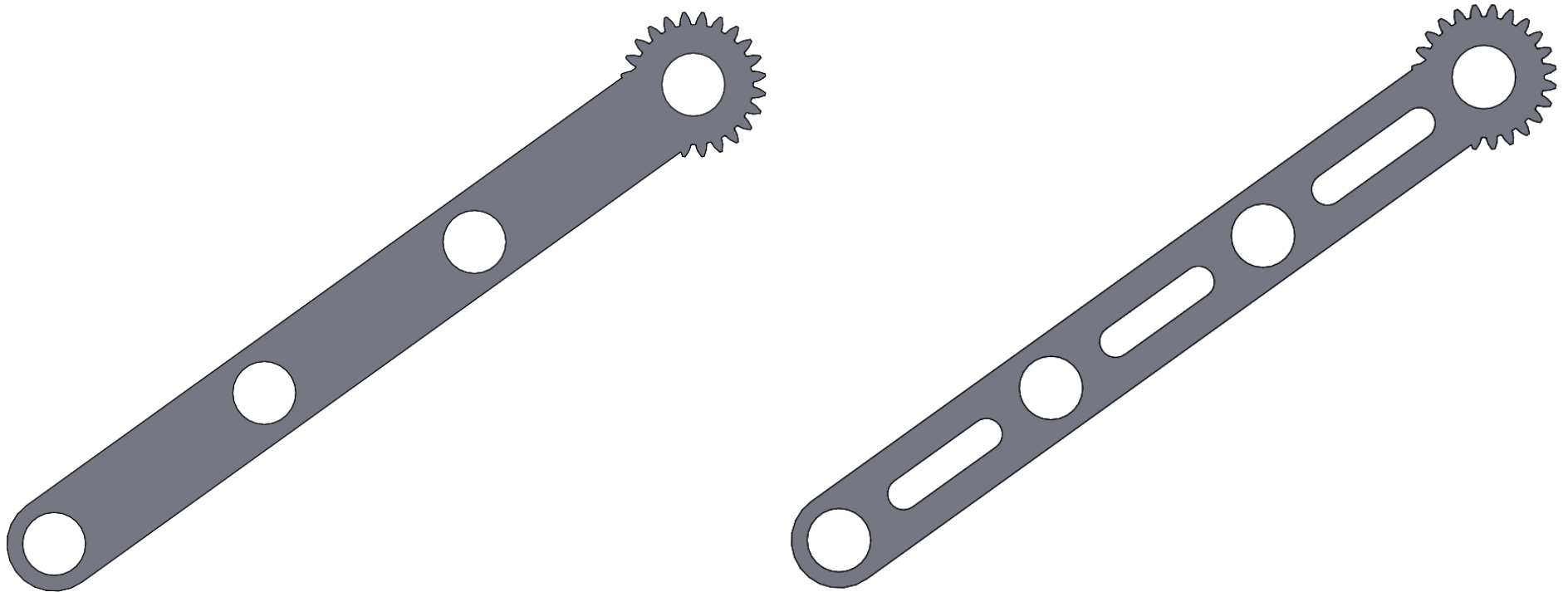


Figura 109. Engrane 2 sin retiro de material y con retiro de material dedo medio. Elaboración propia mediante el software SolidWorks 2020 versión estudiantil.

Anexo C

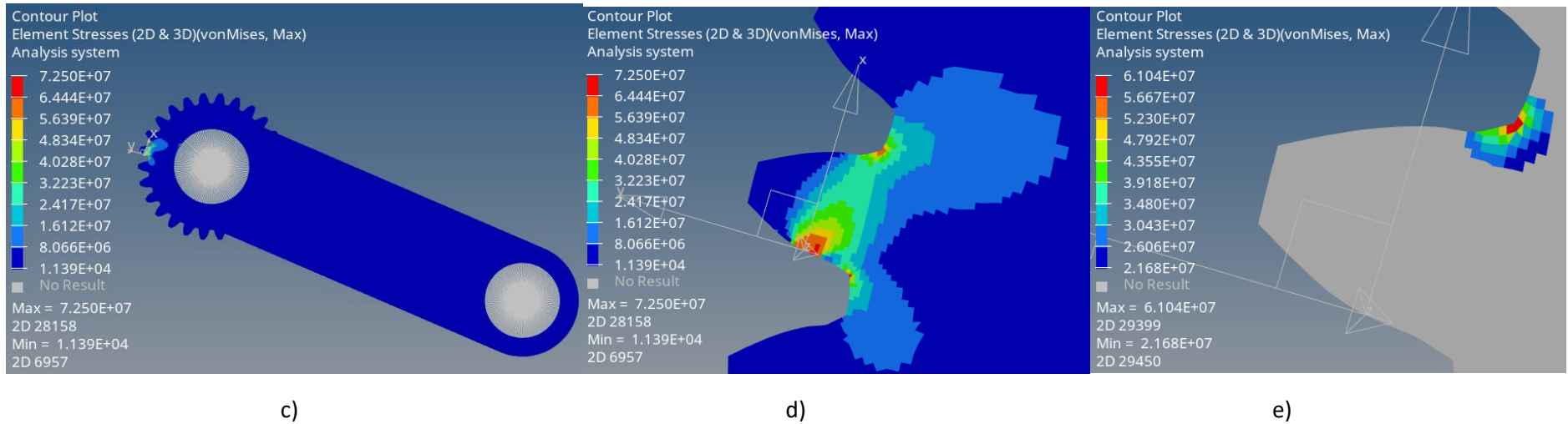
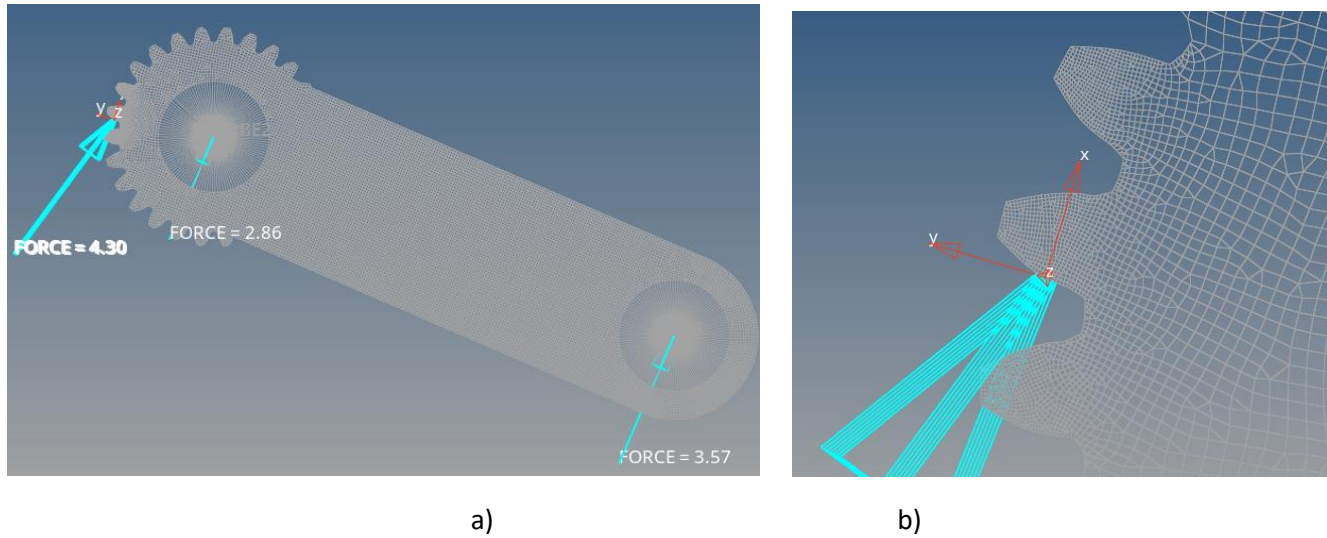
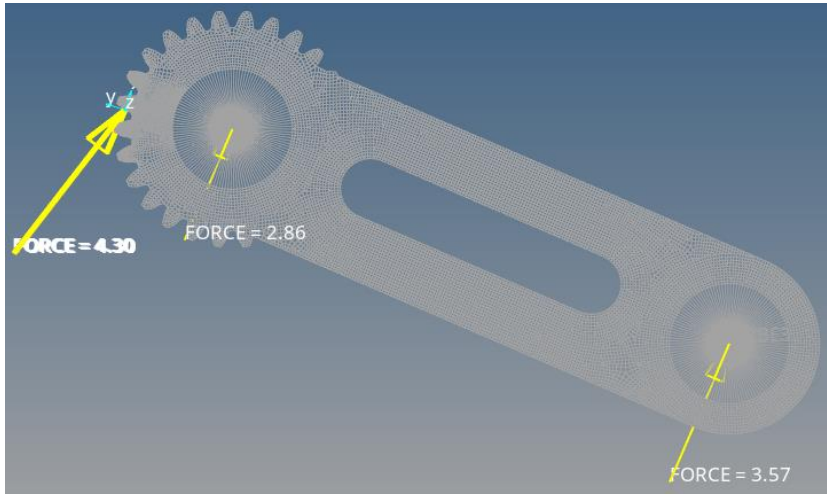
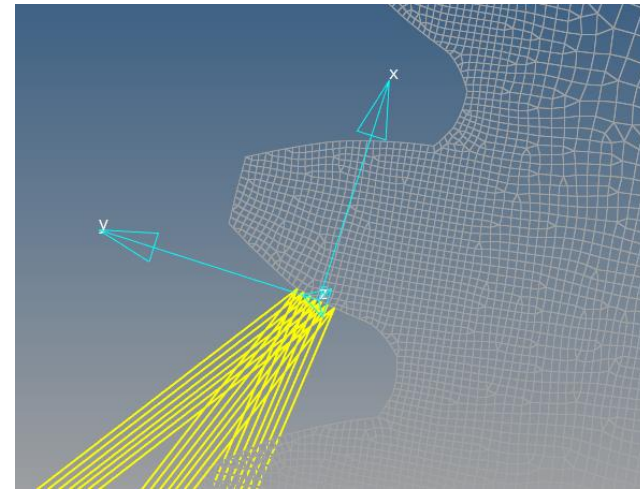


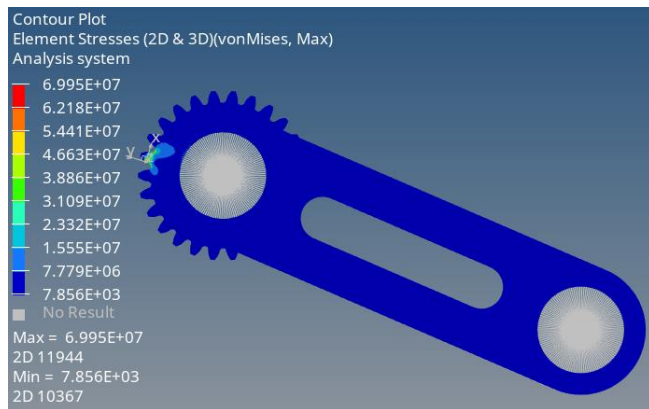
Figura 110. Análisis por elemento finito del engrane 4 dedo meñique sin optimización. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés y e) Esfuerzo en el área de interés. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.



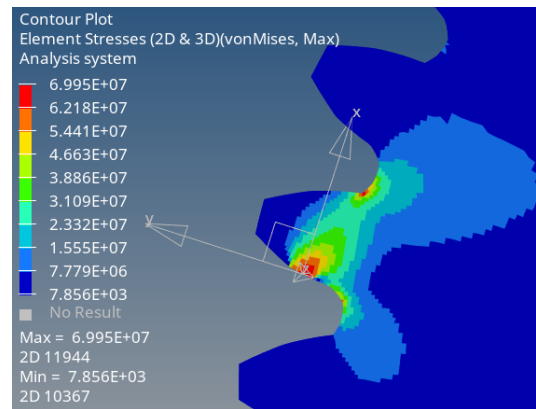
a)



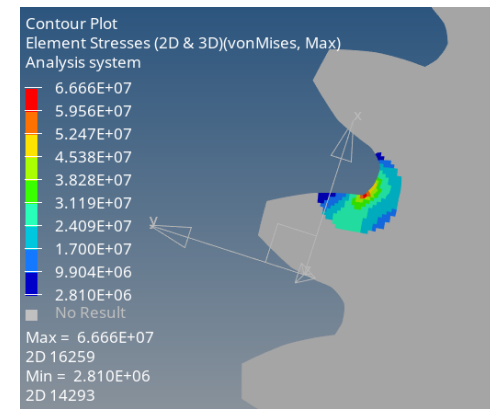
b)



c)

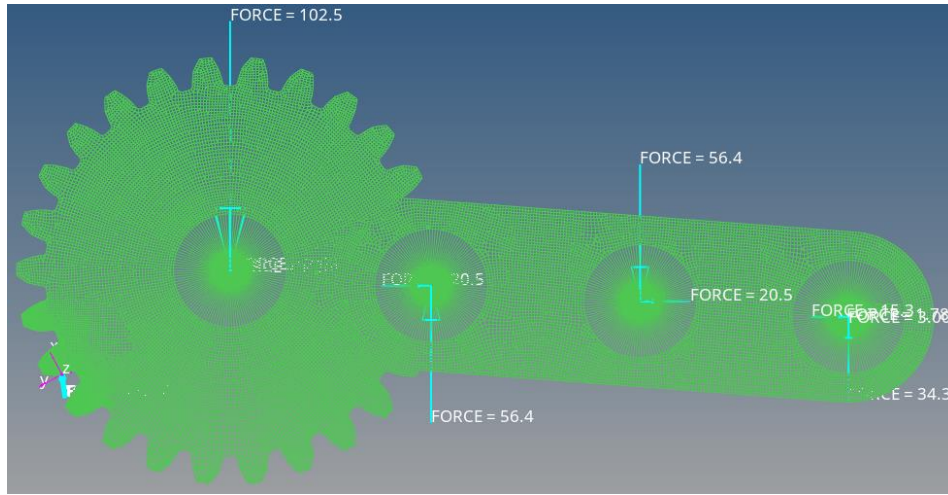


d)

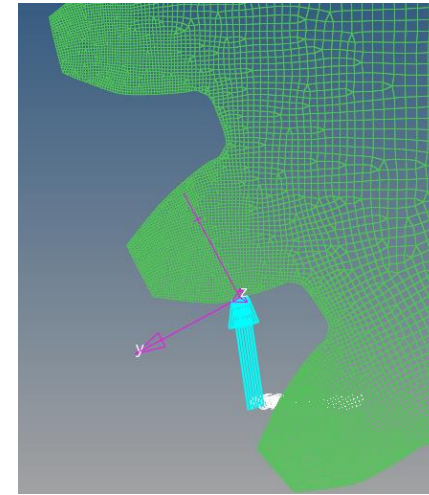


e)

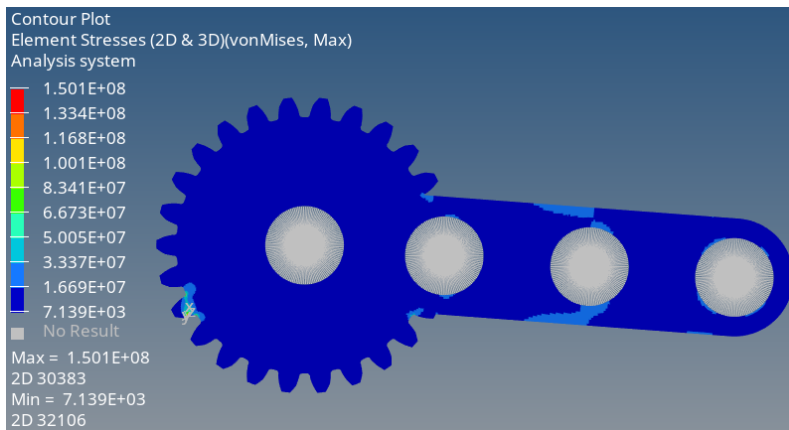
Figura 111. Análisis por elemento finito del engrane 4 dedo meñique optimizado. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés y e) Esfuerzo en el área de interés. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.



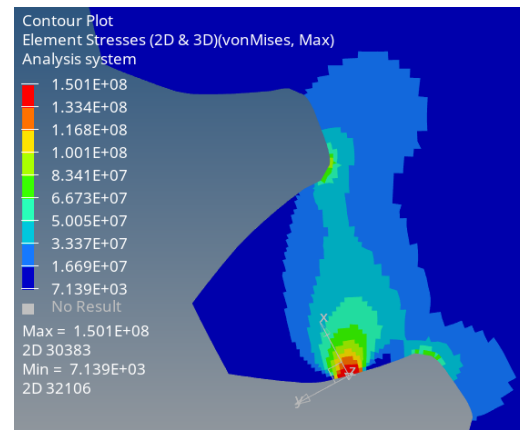
a)



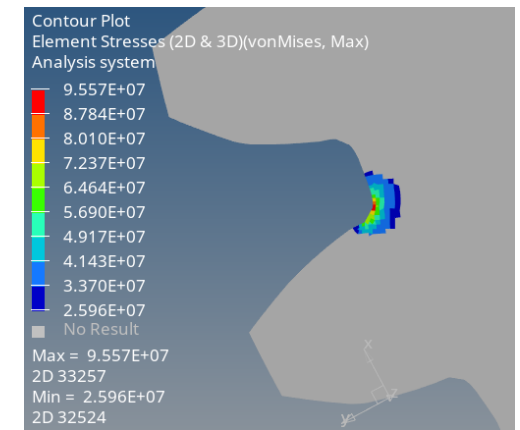
b)



c)

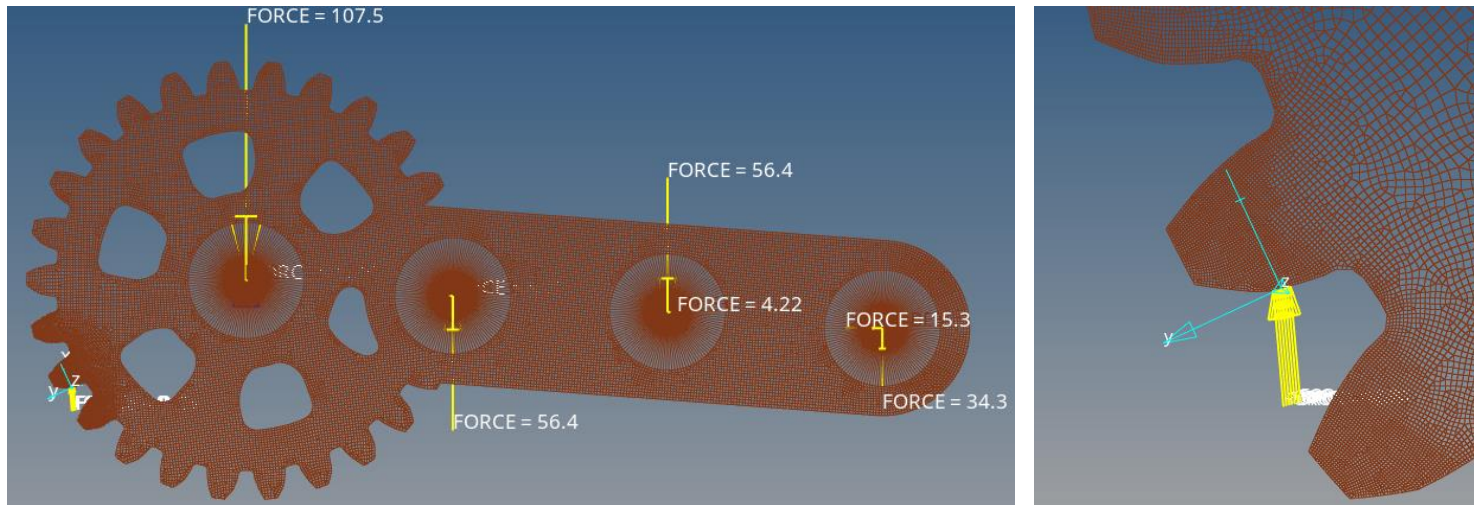


d)



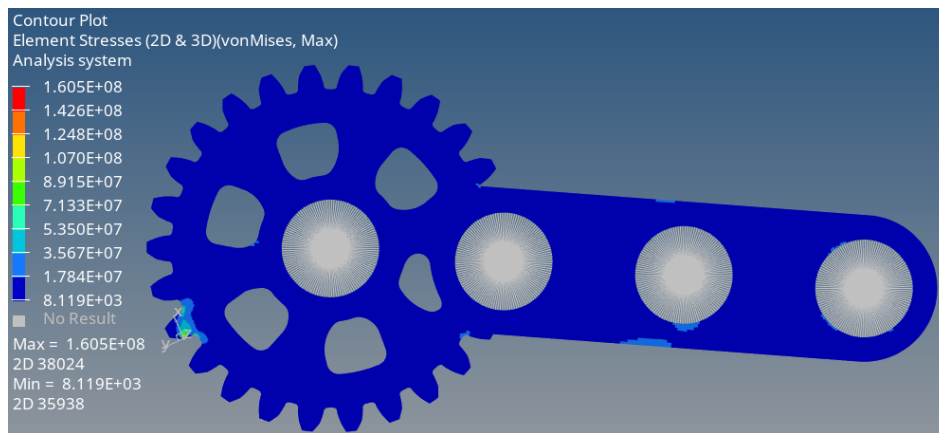
e)

Figura 112. Análisis por elemento finito del engrane 3 dedo meñique sin optimizar. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés y e) Esfuerzo en el área de interés. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

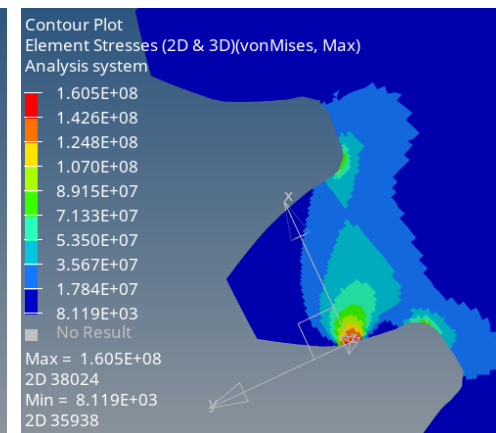


a)

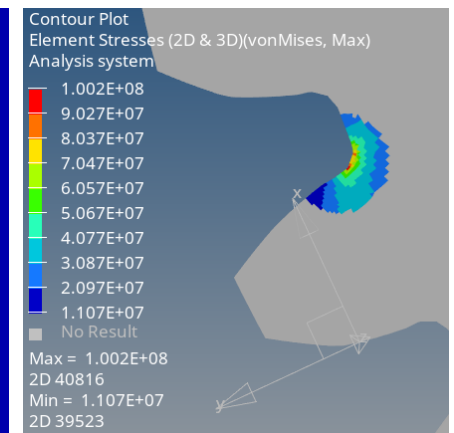
b)



c)



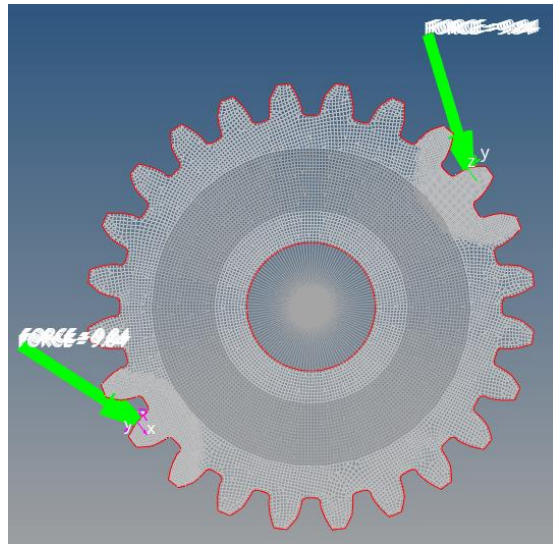
d)



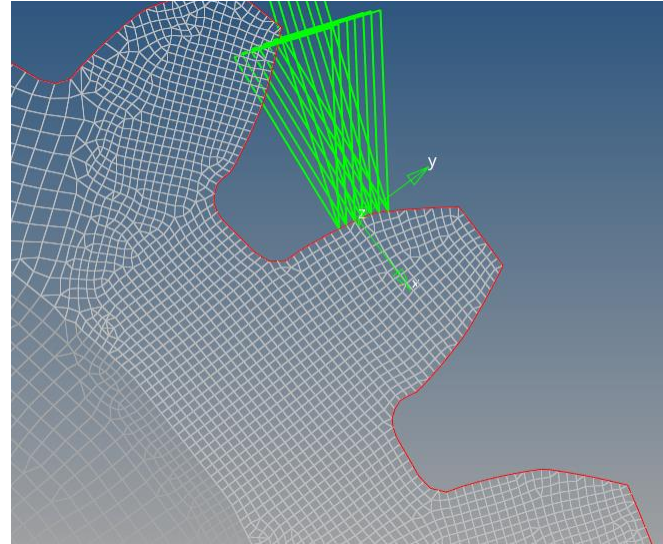
e)

Figura 113. Análisis por elemento finito del engrane 3 dedo meñique sin optimizar. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés y e) Esfuerzo en el área de interés. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

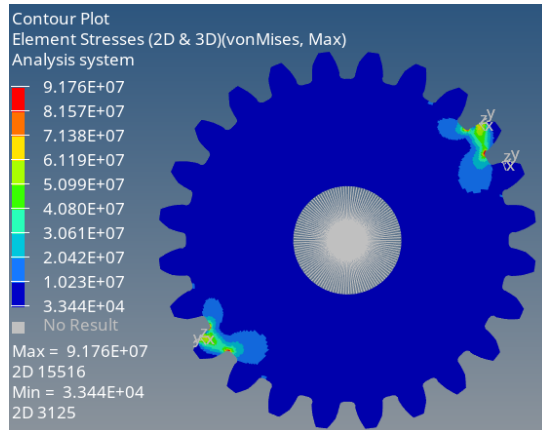
Engrane A y B sin optimización



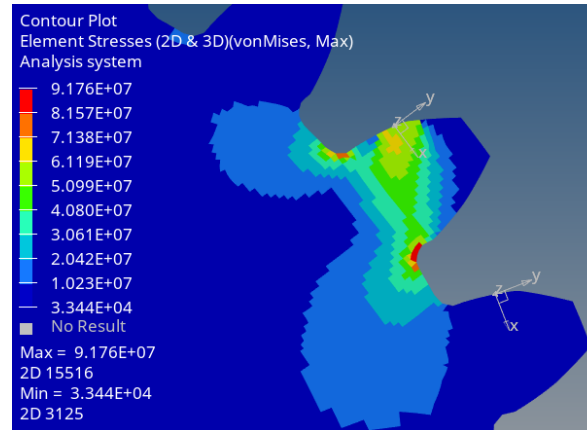
a)



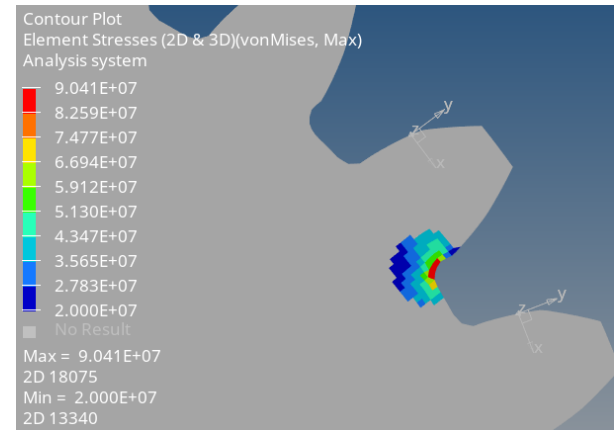
b)



c)

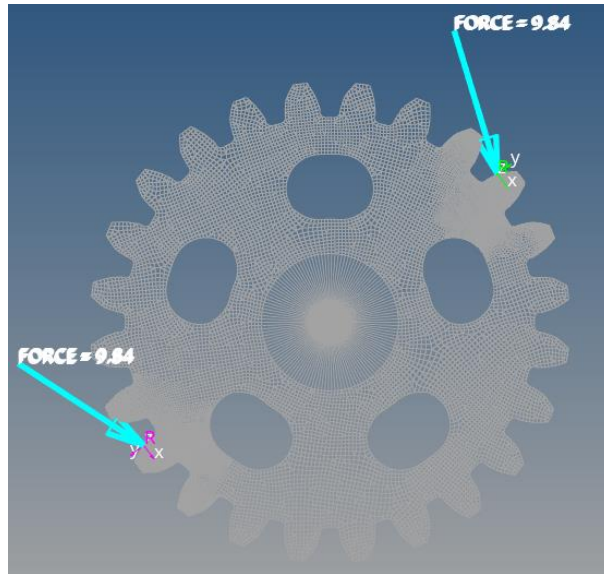


d)

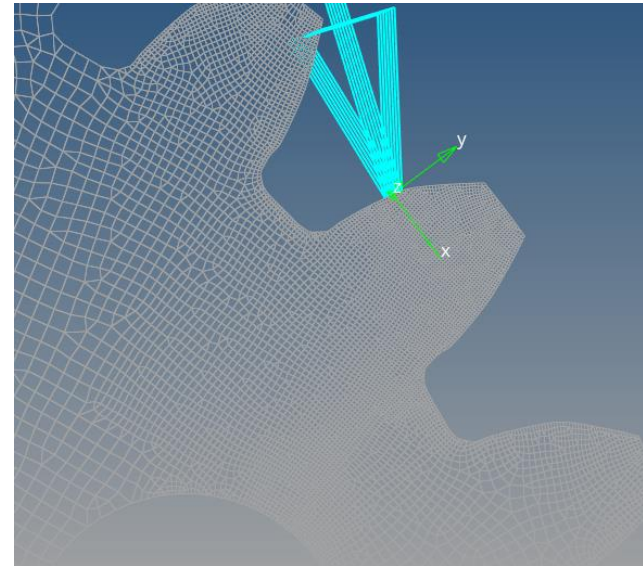


e)

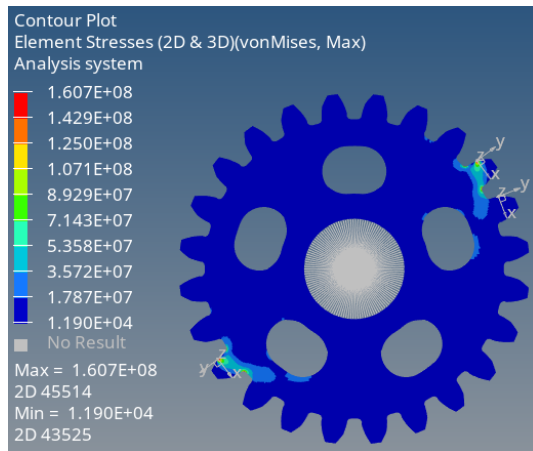
Figura 114. Análisis por elemento finito de los engranes A y B dedo meñique sin optimizar. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés y e) Esfuerzo en el área de interés. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.



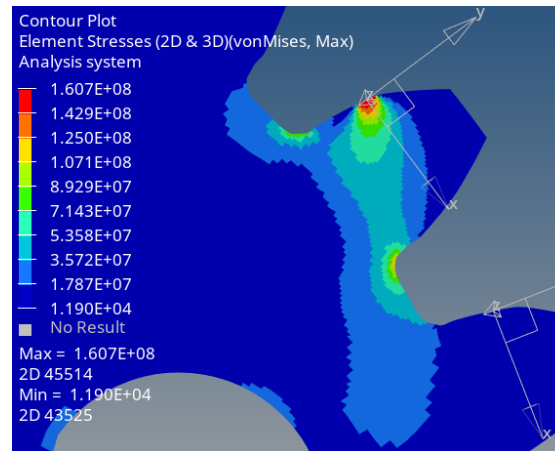
a)



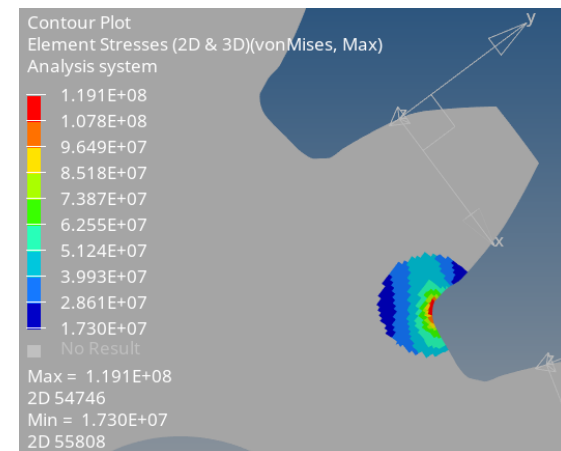
b)



c)

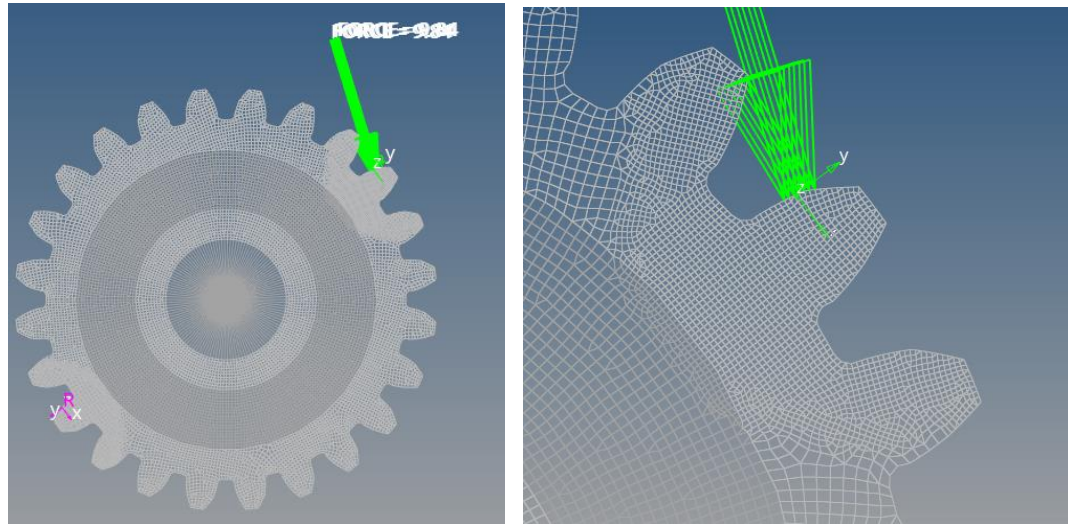


d)



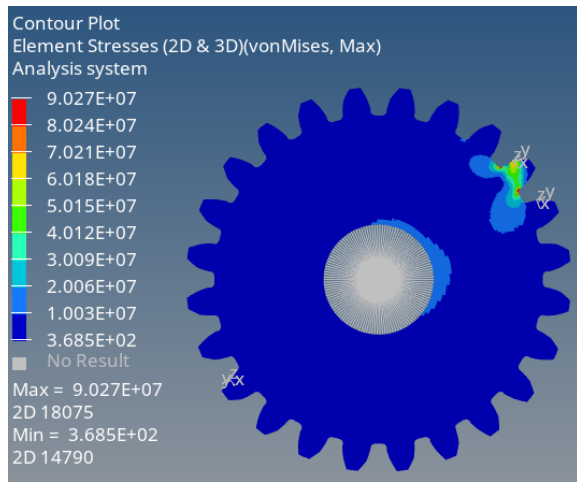
e)

Figura 115. Análisis por elemento finito de los engranes A y B dedo meñique optimizados. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés y e) Esfuerzo en el área de interés. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

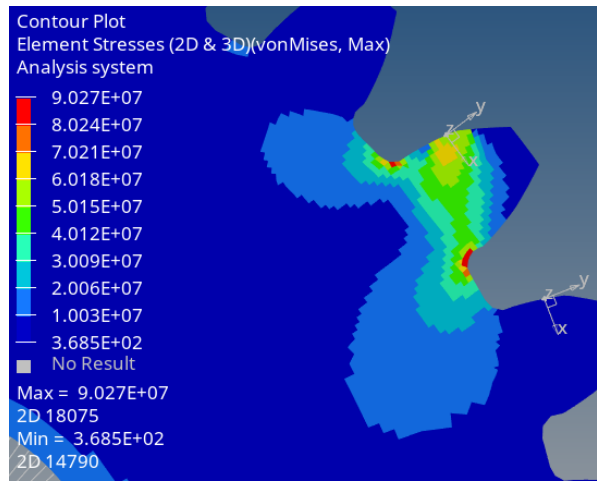


a)

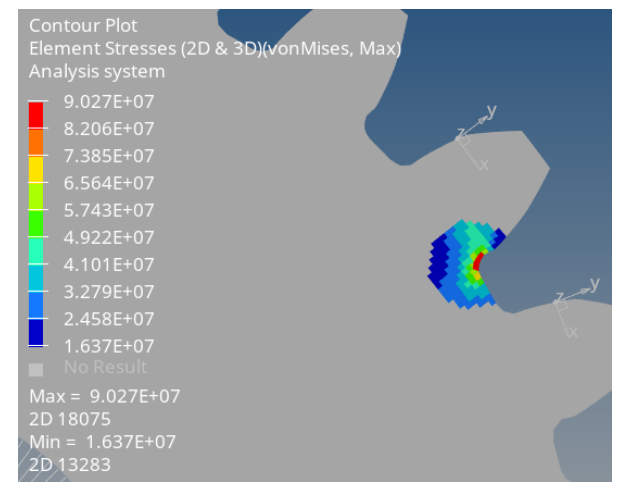
b)



c)

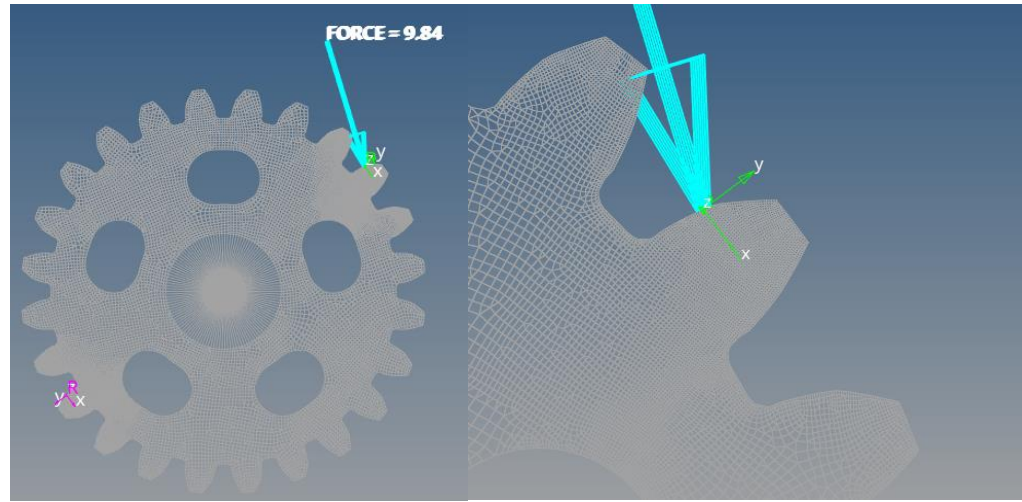


d)



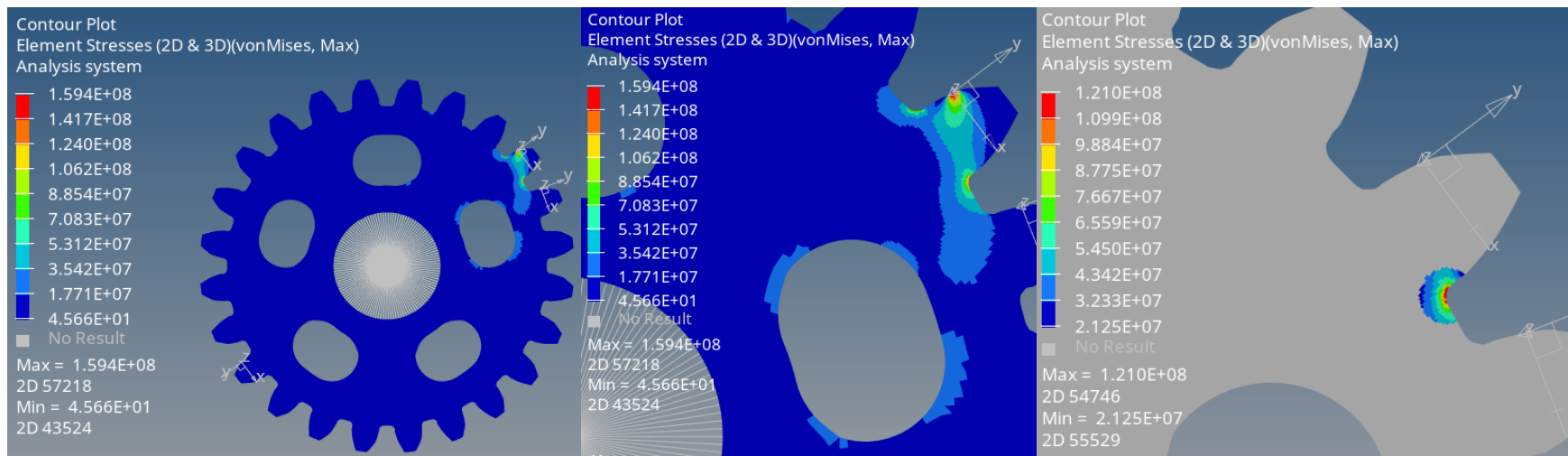
e)

Figura 116. Análisis por elemento finito del engrane 1 dedo meñique sin optimizar. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés y e) Esfuerzo en el área de interés. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.



a)

b)

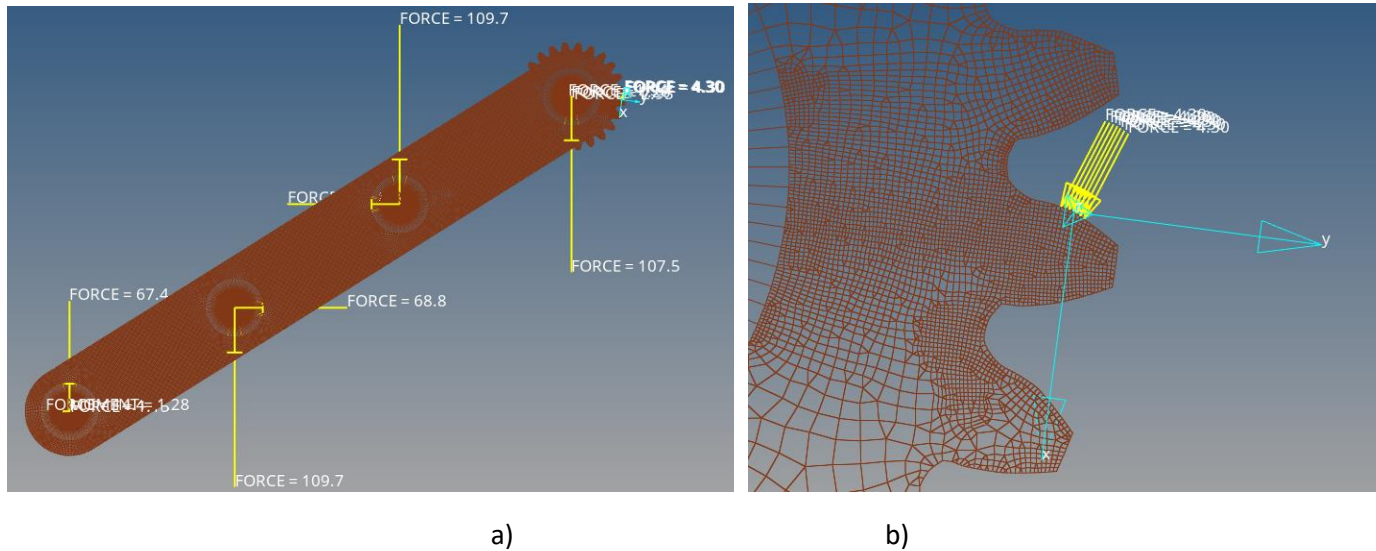


c)

d)

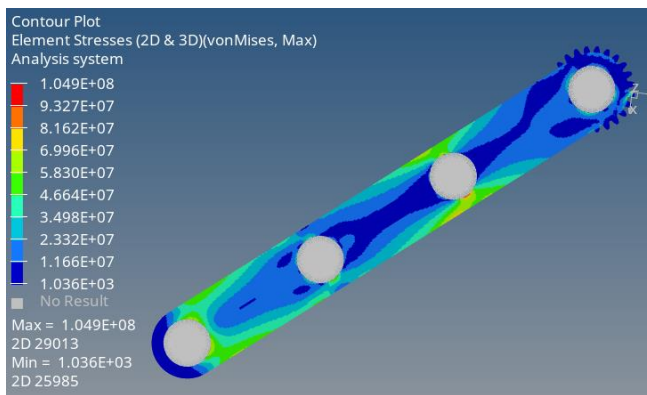
e)

Figura 117. Análisis por elemento finito del engrane 1 dedo meñique optimizado. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés y e) Esfuerzo en el área de interés. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

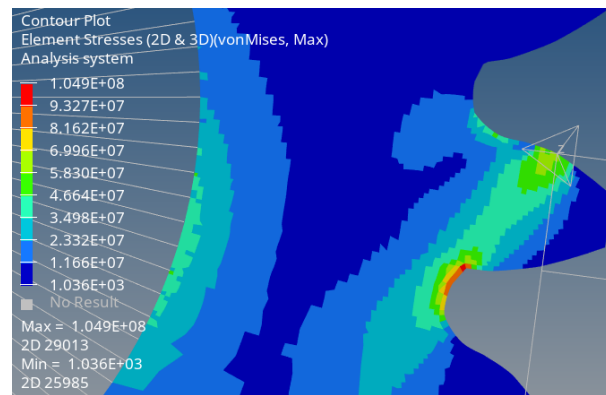


a)

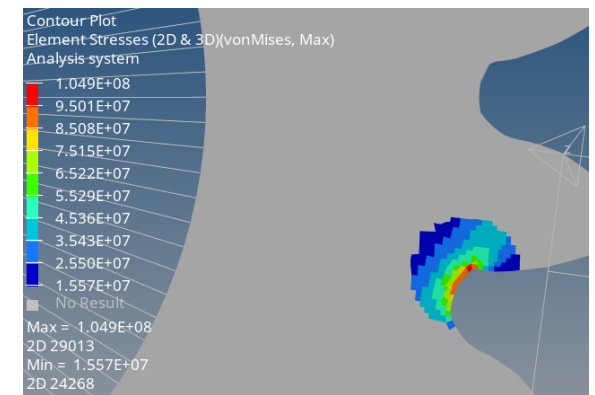
b)



c)

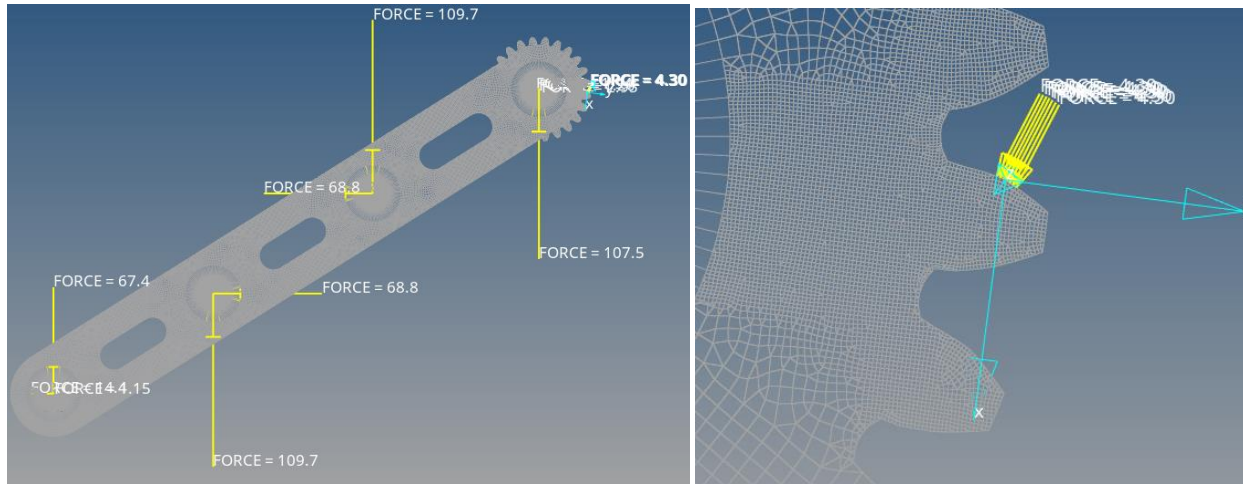


d)



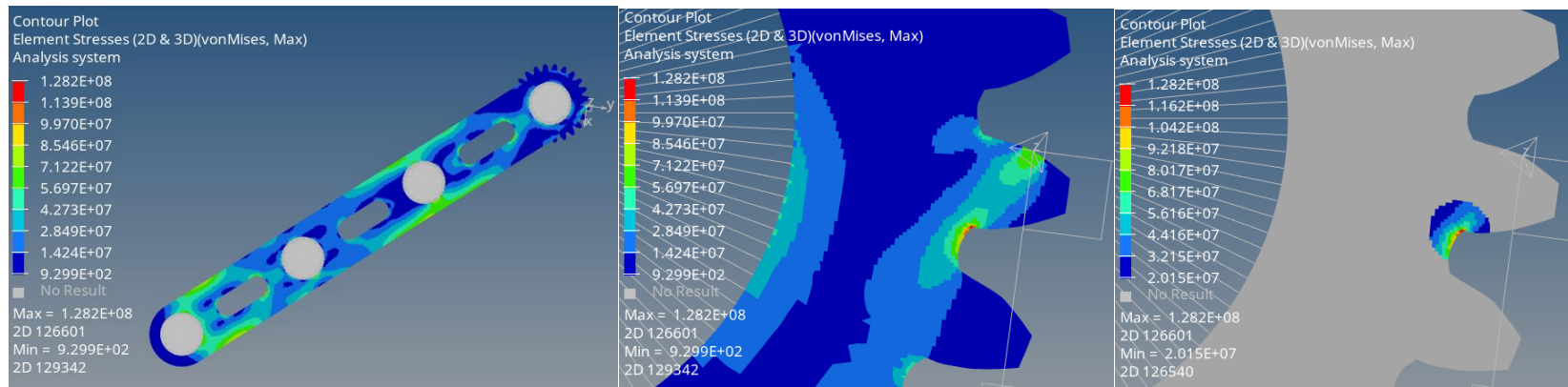
e)

Figura 118. Análisis por elemento finito del engrane 2 dedo meñique sin optimizar. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés y e) Esfuerzo en el área de interés. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.



a)

b)

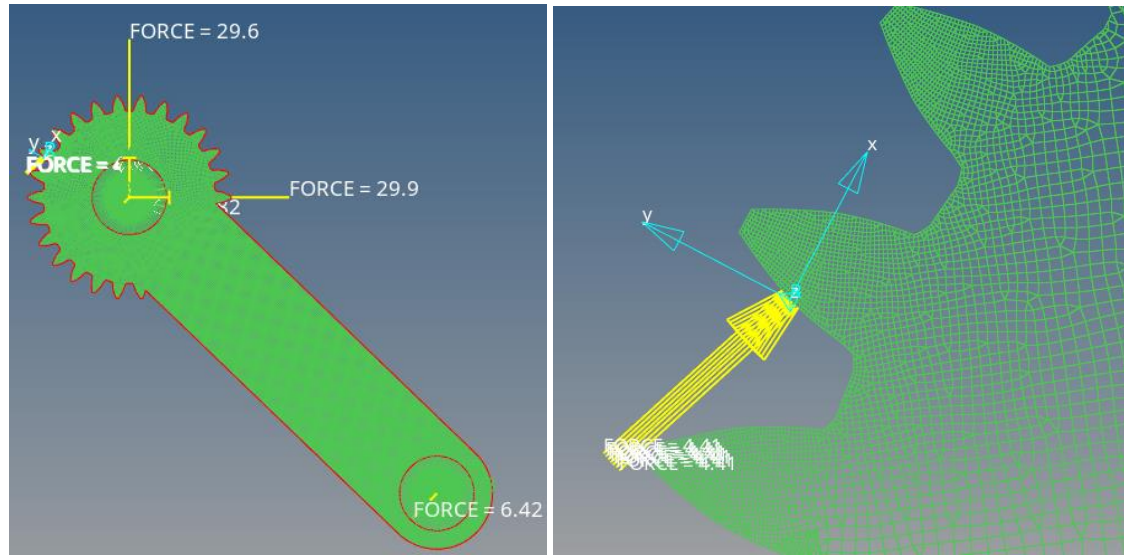


c)

d)

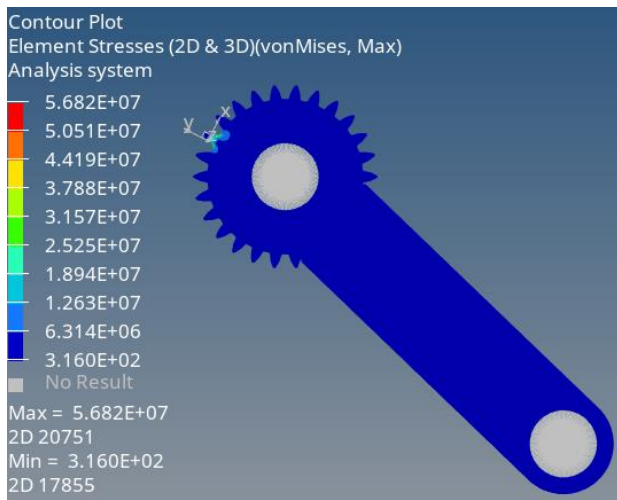
e)

Figura 119. Análisis por elemento finito del engrane 2 dedo meñique optimizado. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés y e) Esfuerzo en el área de interés. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

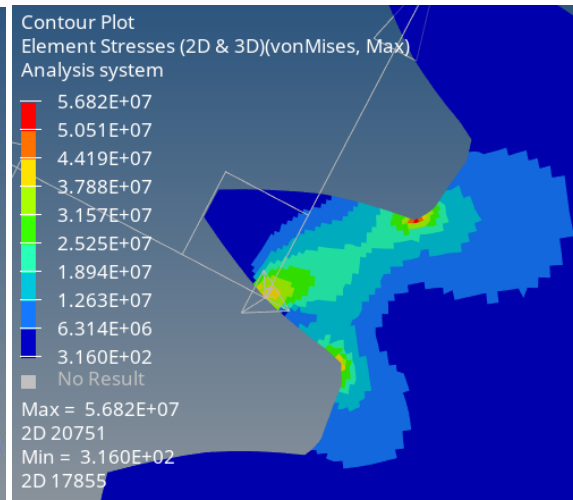


a)

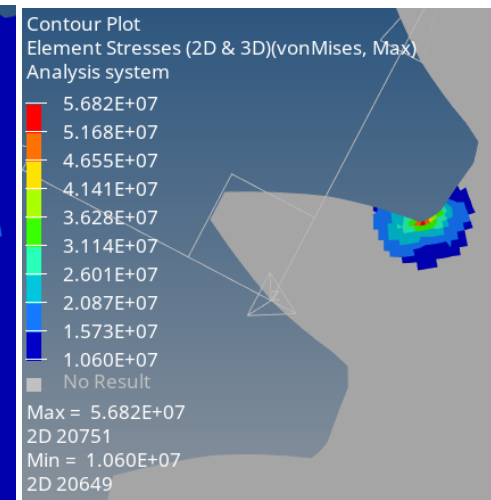
b)



c)



d)



e)

Figura 120. Análisis por elemento finito del engrane 4 dedo medio sin optimización. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés y e) Esfuerzo en el área de interés. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

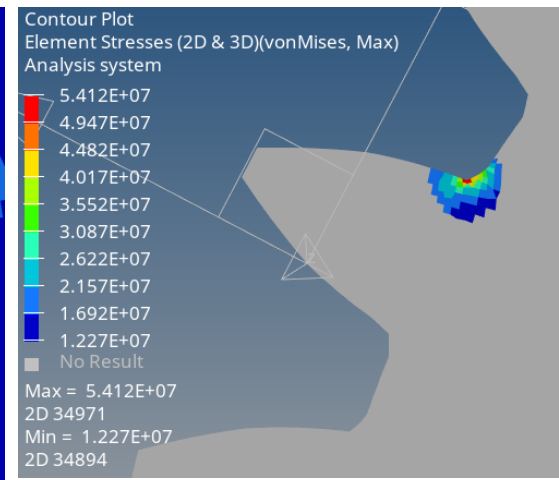
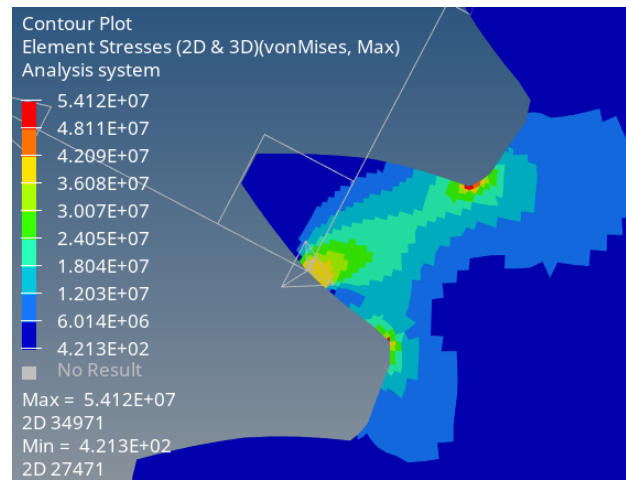
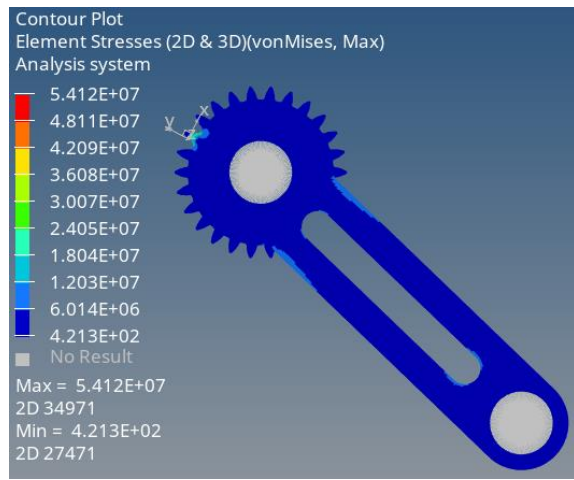
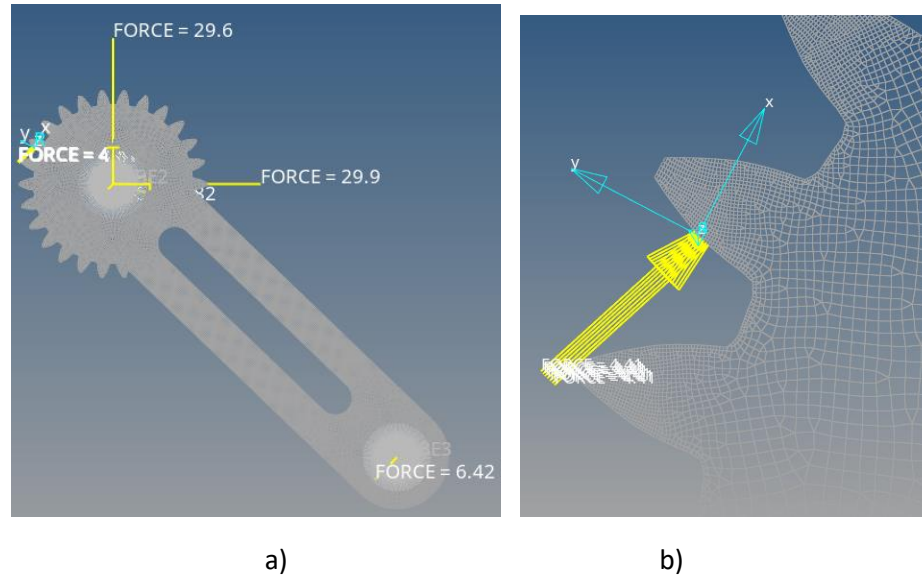


Figura 121. Análisis por elemento finito del engrane 4 dedo medio optimizado. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés y e) Esfuerzo en el área de interés. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

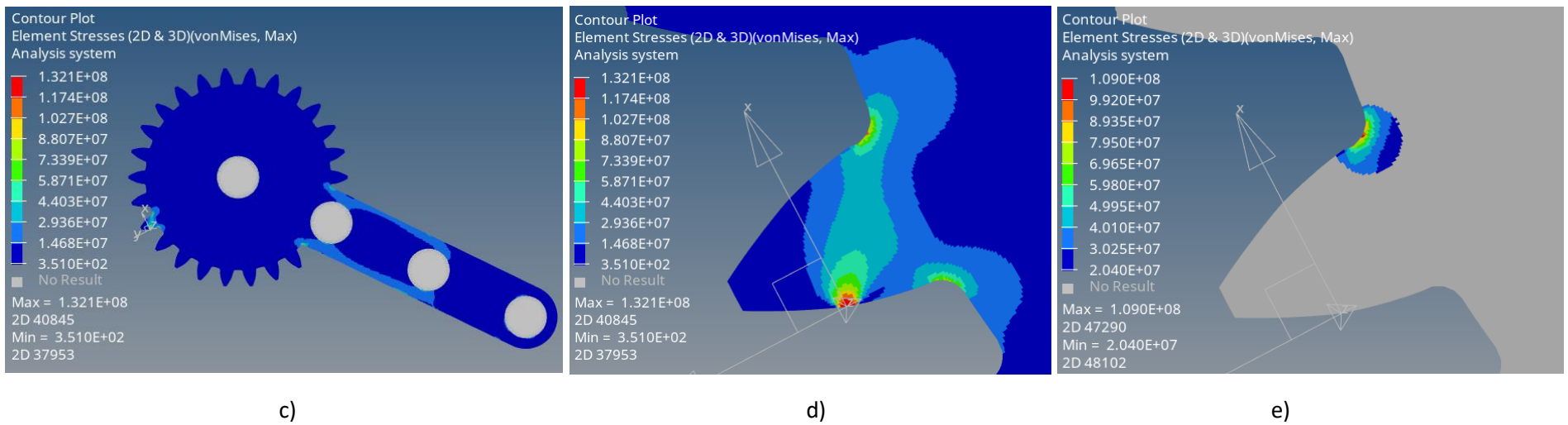
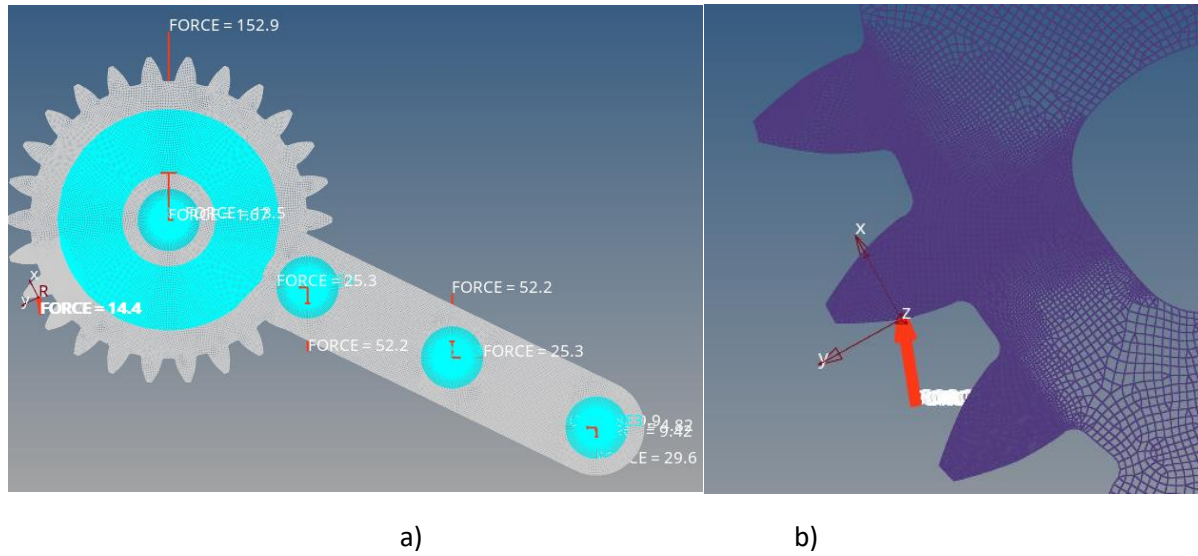


Figura 122. Análisis por elemento finito del engrane 3 dedo medio sin optimizar. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés y e) Esfuerzo en el área de interés. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

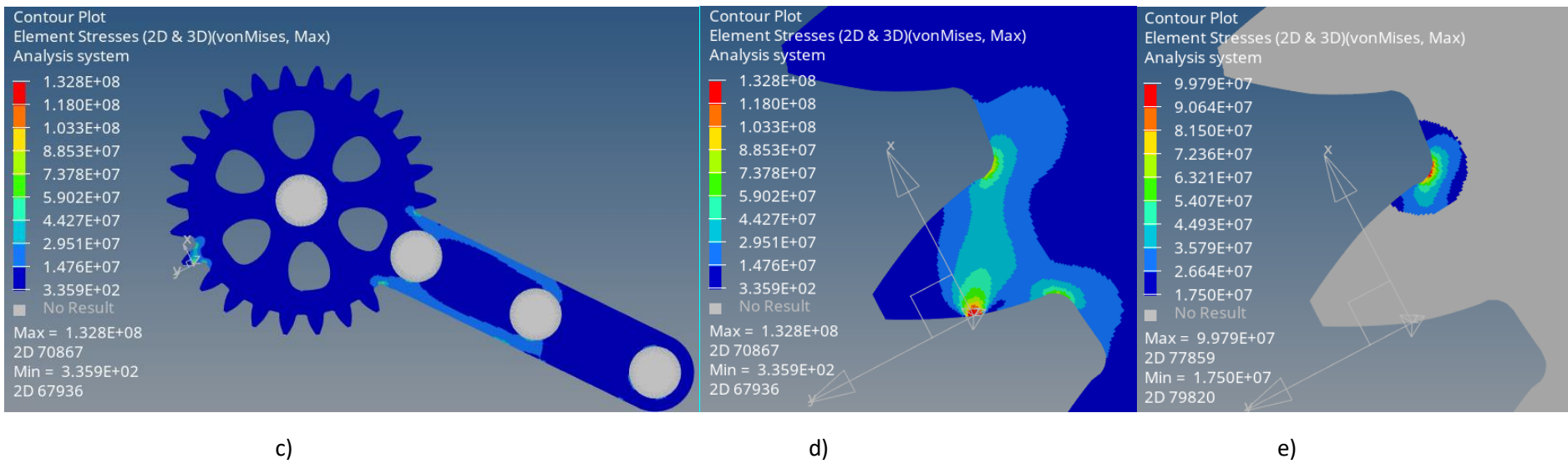
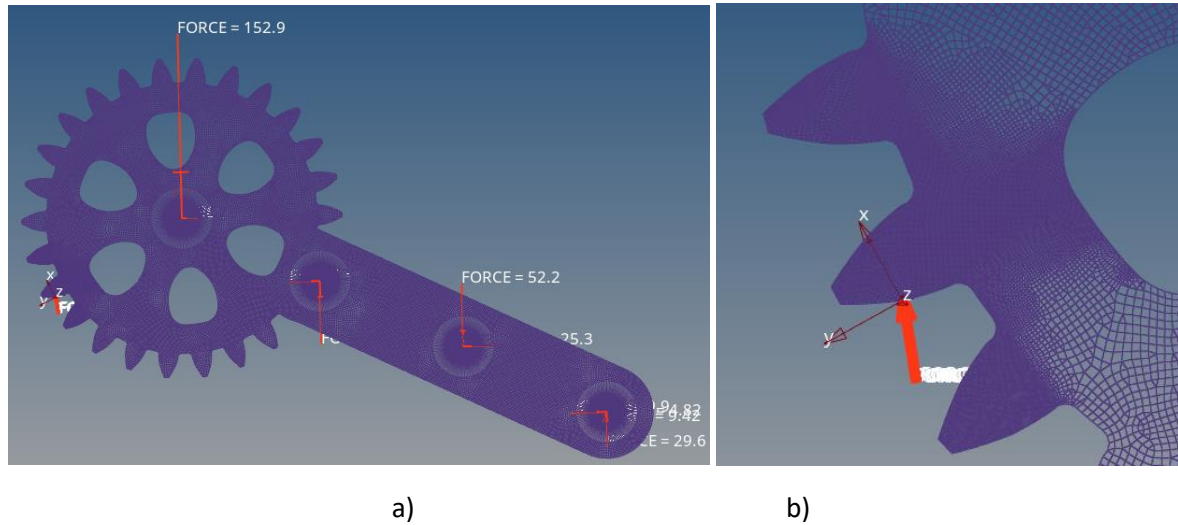


Figura 123. Análisis por elemento finito del engrane 3 dedo medio optimizado. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés y e) Esfuerzo en el área de interés. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

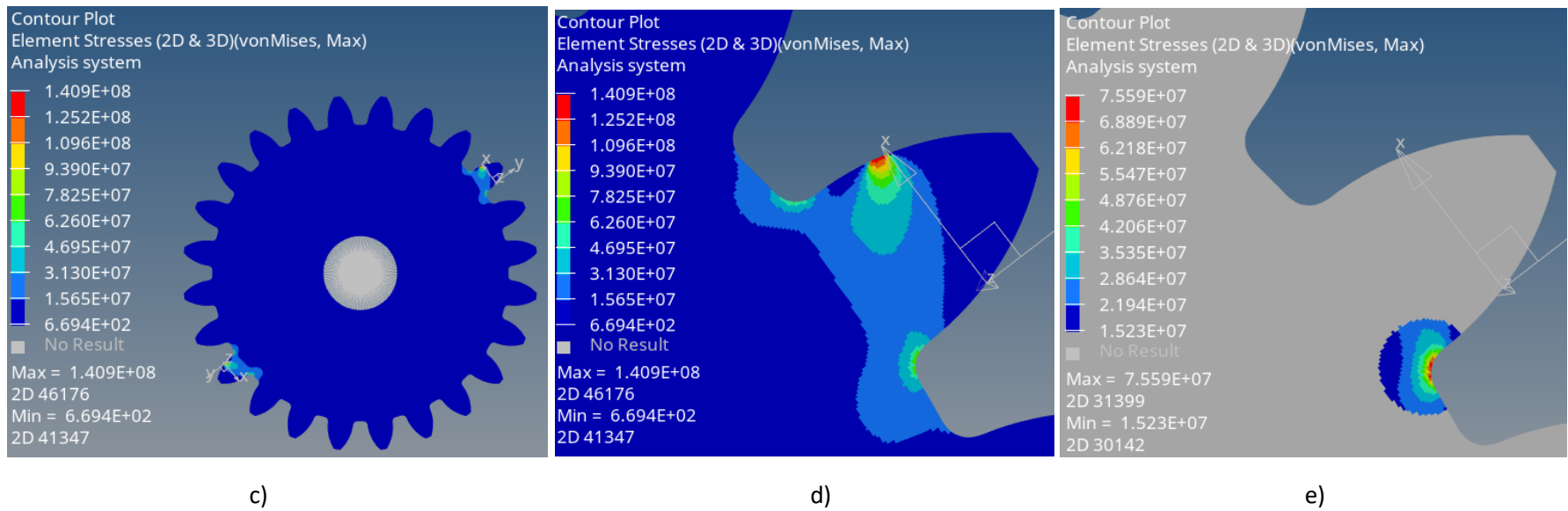
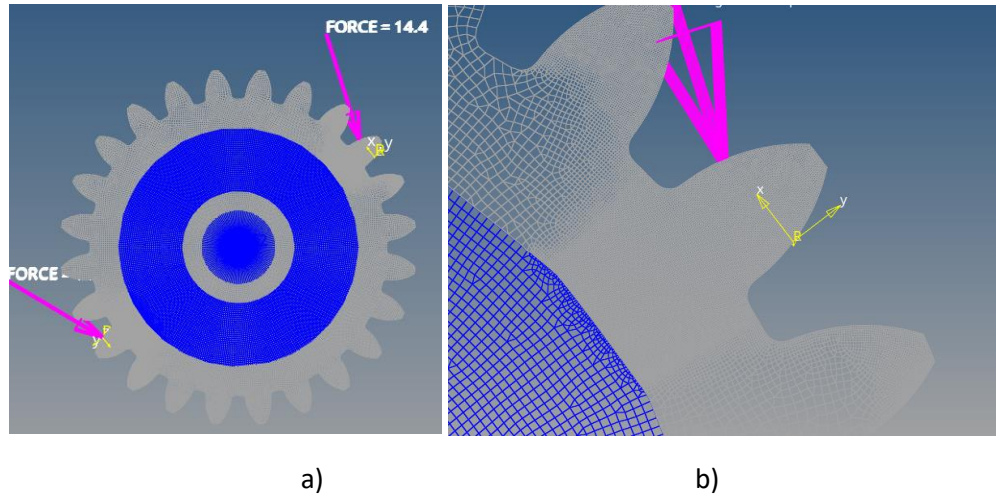


Figura 124. Análisis por elemento finito de los engranes A y B dedo medio sin optimizar. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés y e) Esfuerzo en el área de interés. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

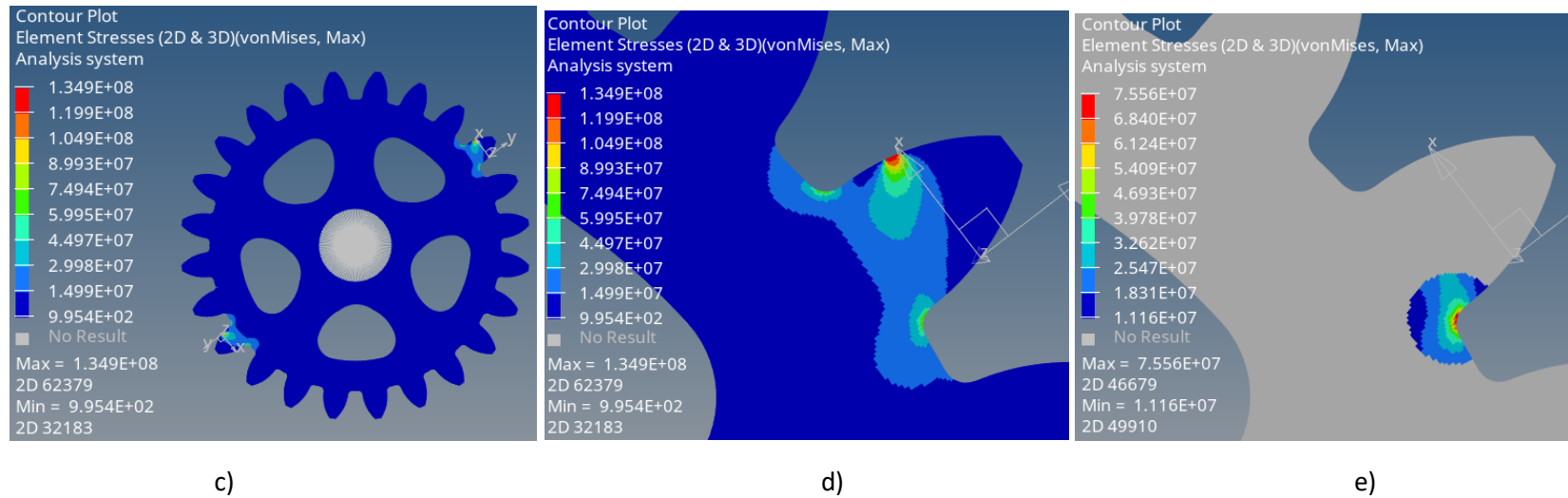
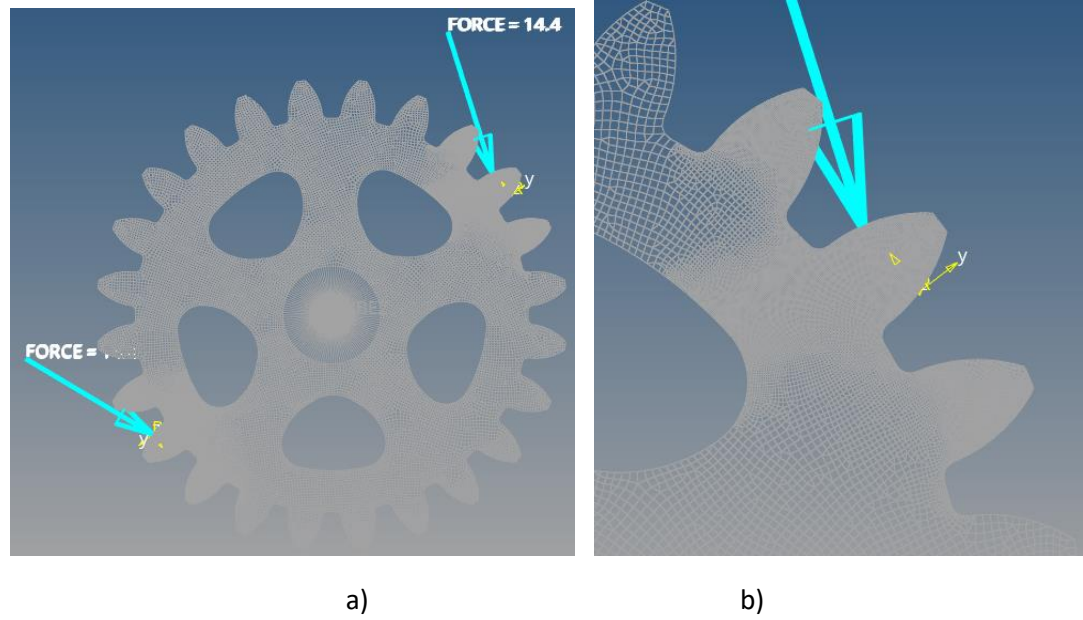


Figura 125. Análisis por elemento finito de los engranes A y B dedo medio optimizado. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés y e) Esfuerzo en el área de interés. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

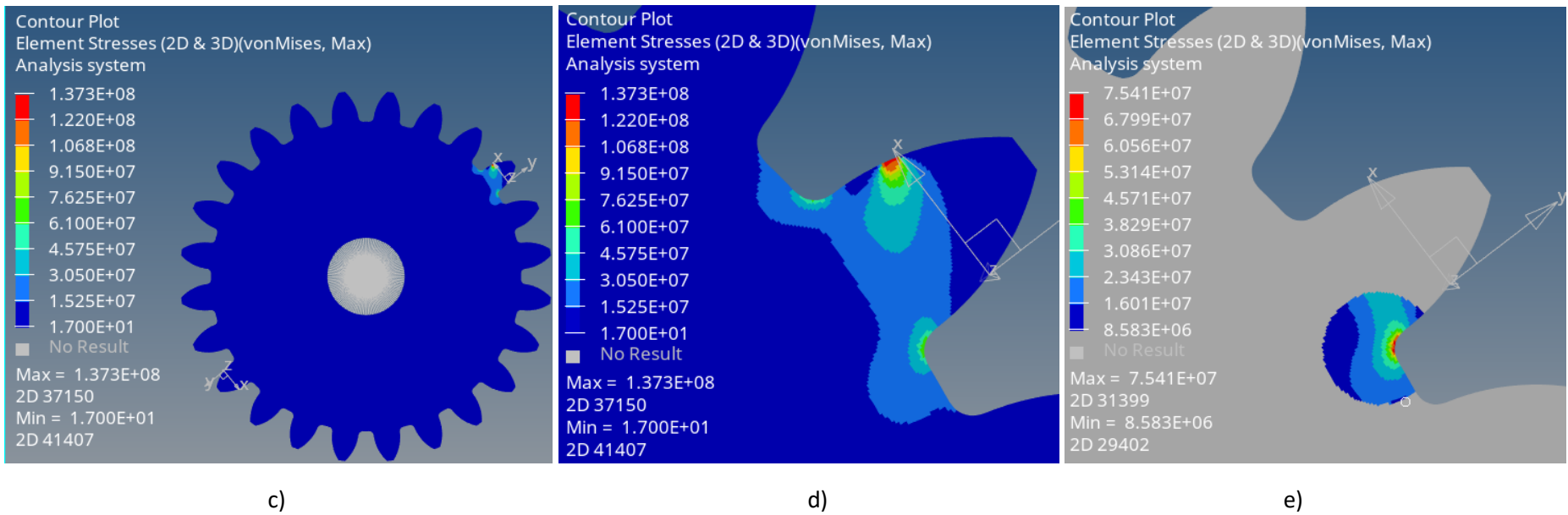
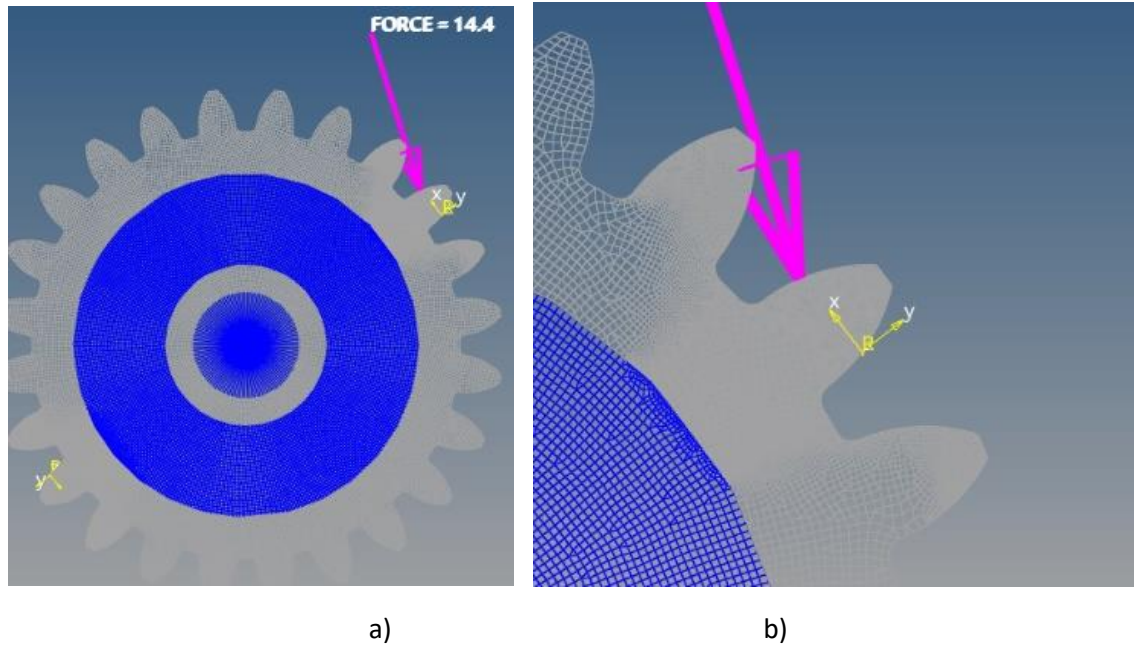
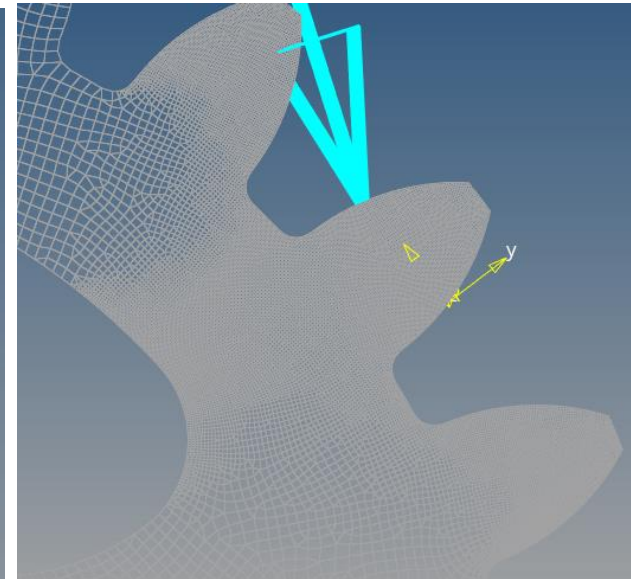


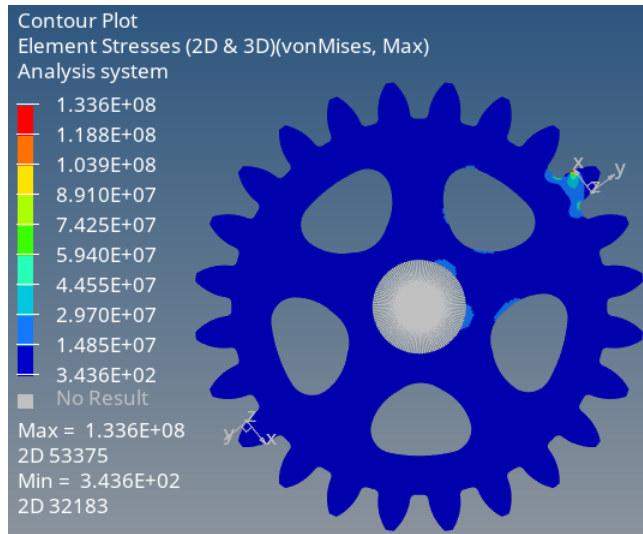
Figura 126. Análisis por elemento finito del engrane 1 dedo medio sin optimizar. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés y e) Esfuerzo en el área de interés. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.



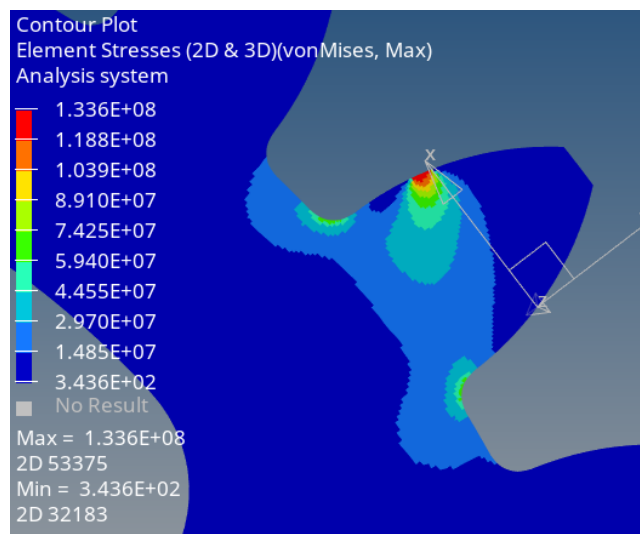
a)



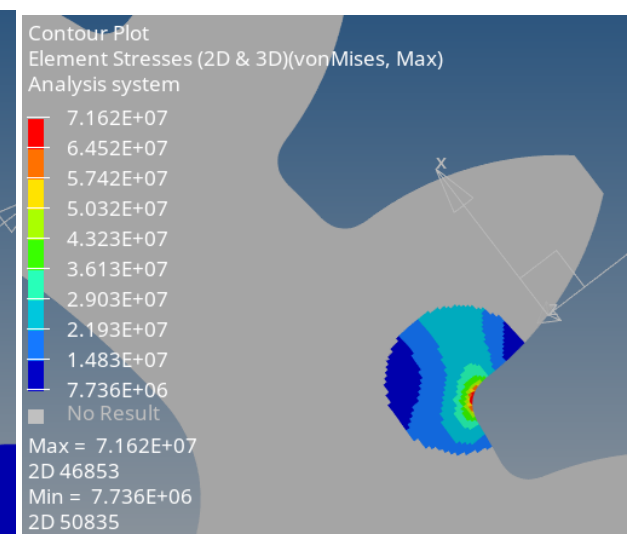
b)



c)

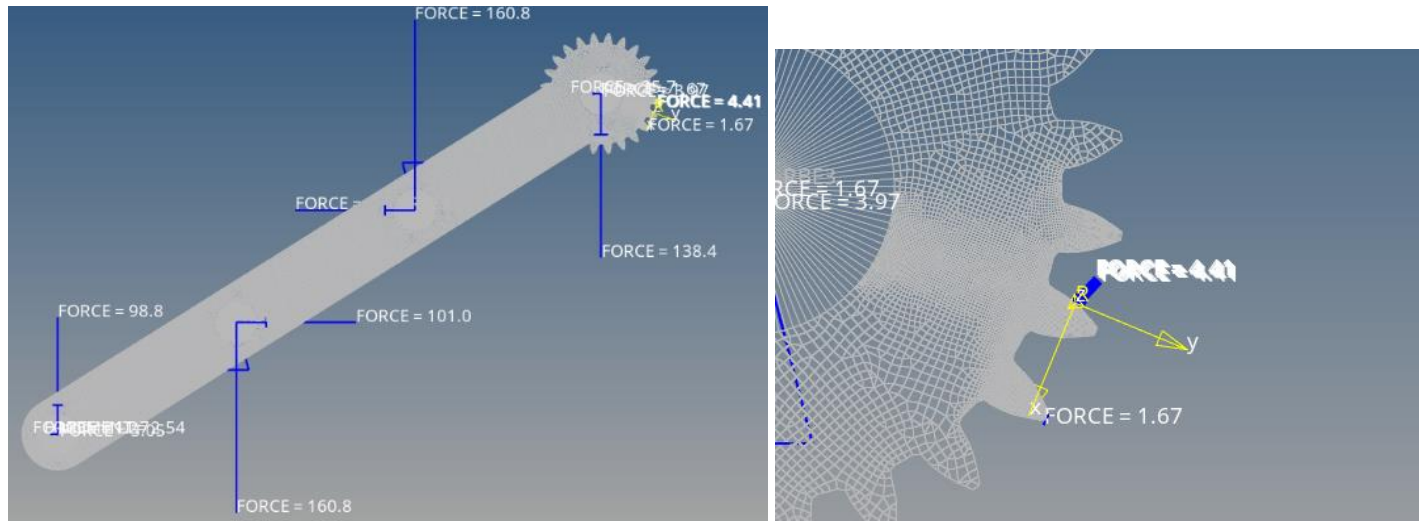


d)



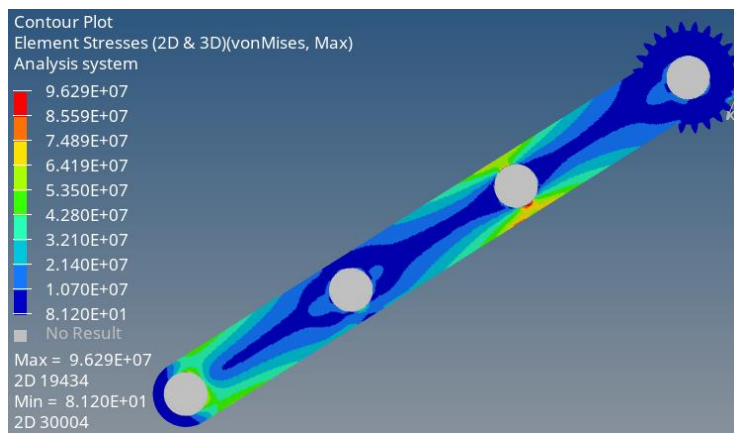
e)

Figura 127. Análisis por elemento finito del engrane 1 dedo medio optimizado. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés y e) Esfuerzo en el área de interés. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

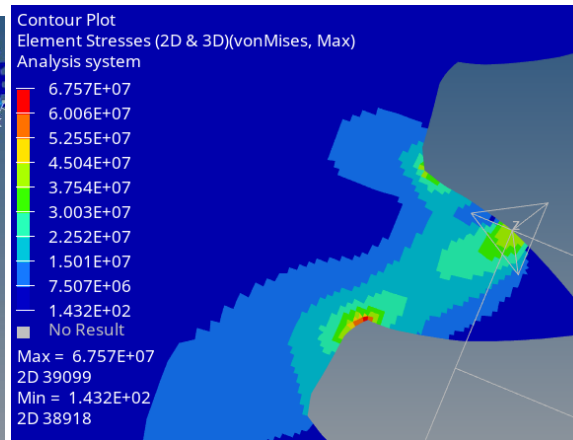


a)

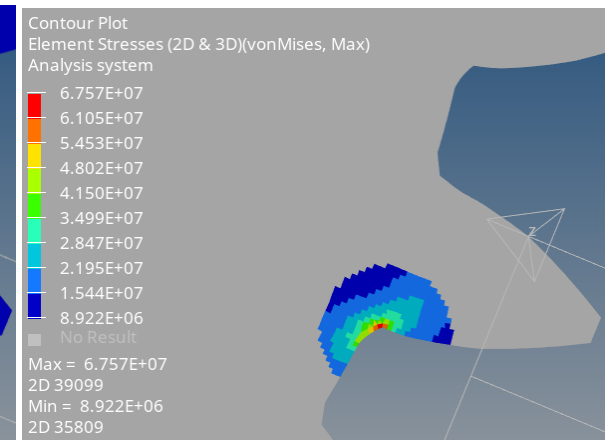
b)



c)

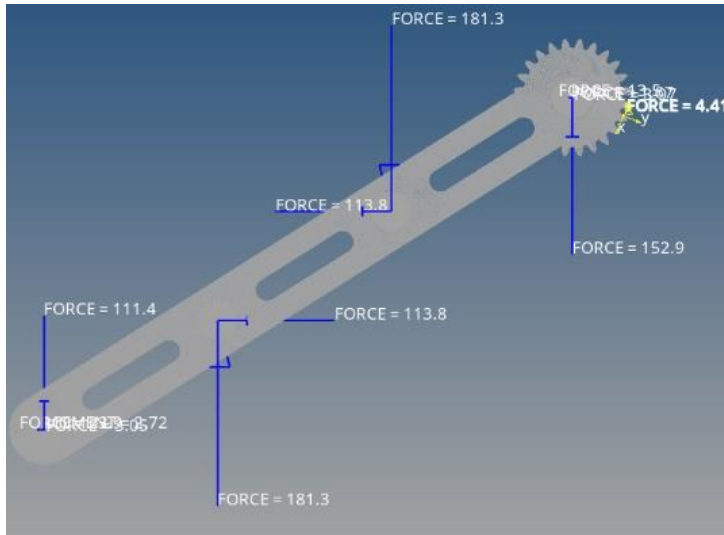


d)

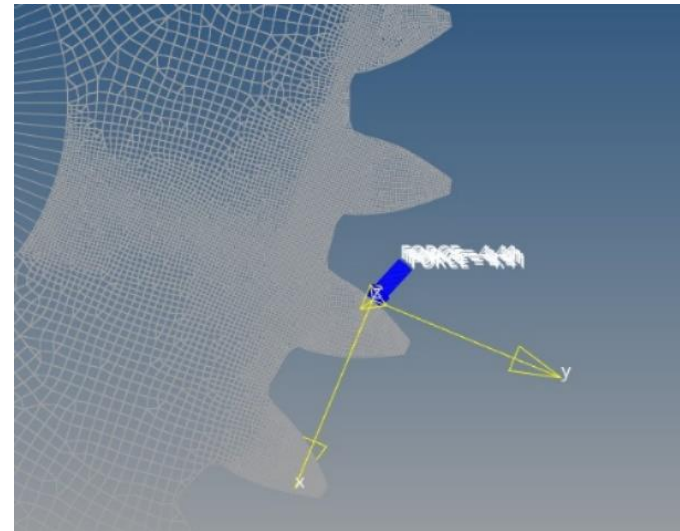


e)

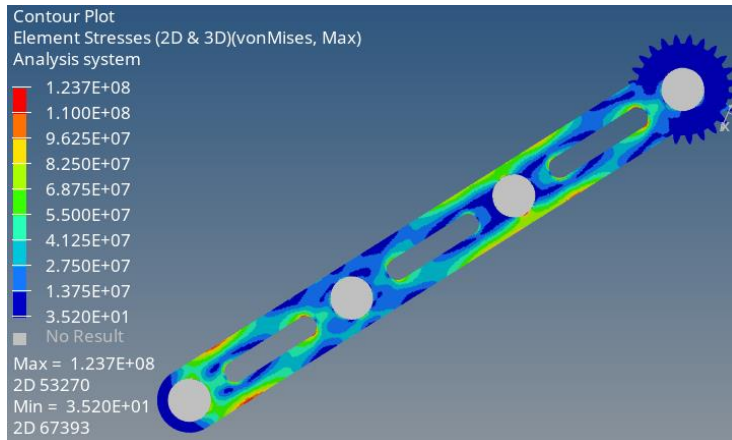
Figura 128. Análisis por elemento finito del engrane 2 dedo medio sin optimizar. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés y e) Esfuerzo en el área de interés. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.



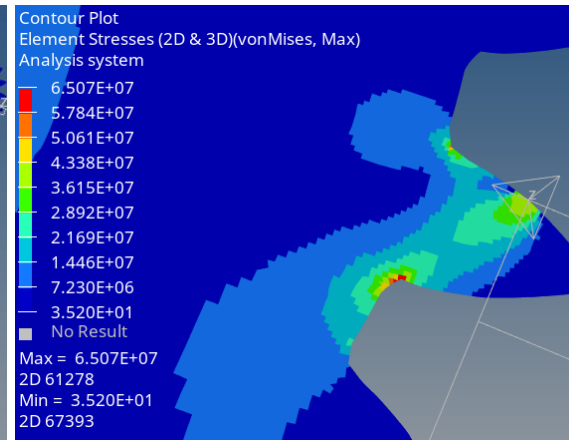
a)



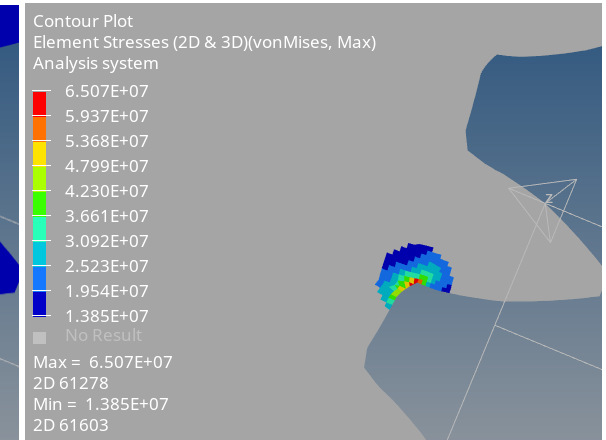
b)



c)

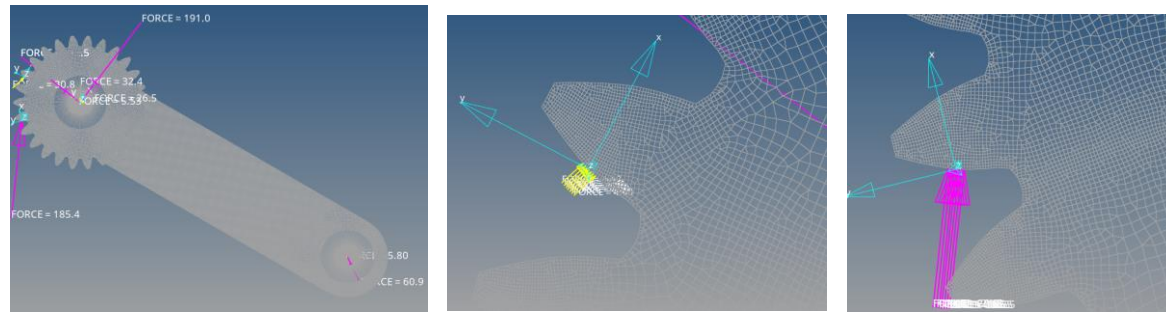


d)



e)

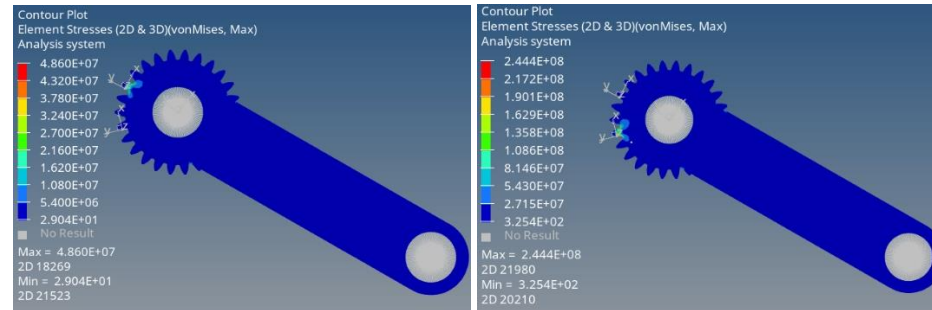
Figura 129. Análisis por elemento finito del engrane 2 dedo medio optimizado. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés y e) Esfuerzo en el área de interés. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.



a)

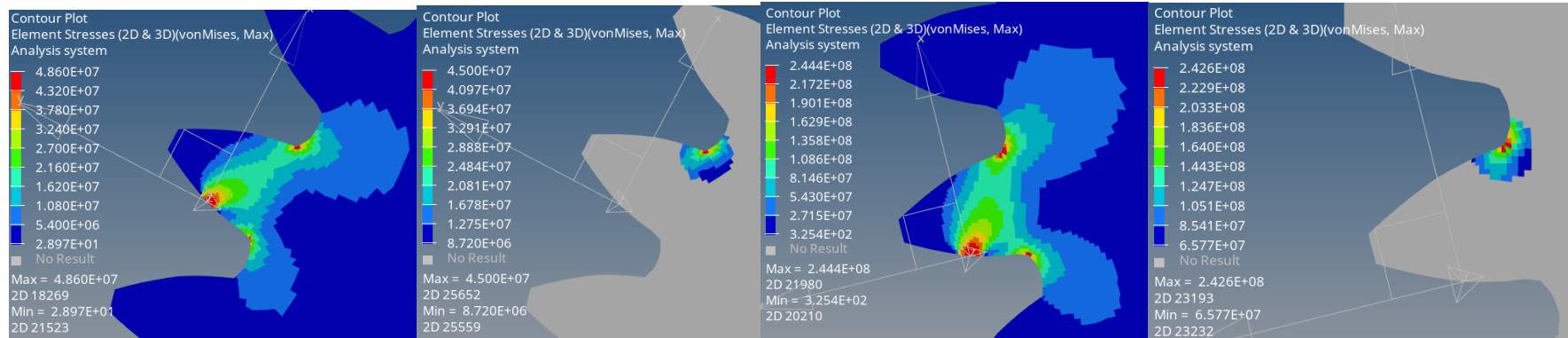
b)

c)



d)

e)



f)

g)

h)

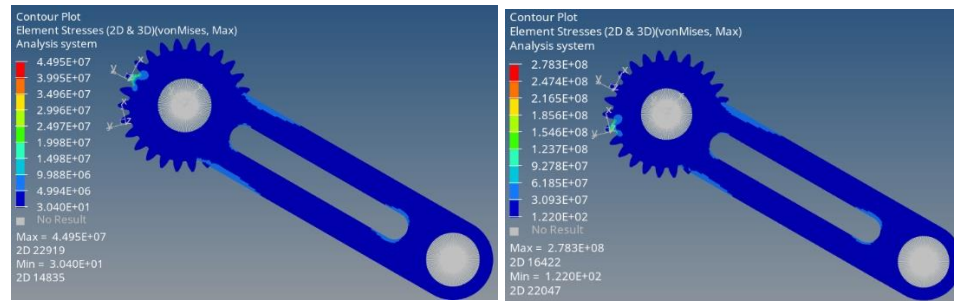
i)

Figura 130. Análisis por elemento finito del engrane 4 dedo anular e índice sin optimizar. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual en caso de carga cilíndrico, c) Remallado gradual en caso de carga puntual, d) Distribución de esfuerzo en el cuerpo cilíndrico, e) Distribución de esfuerzos en el cuerpo puntual, f) Distribución de esfuerzo en el área de interés cilíndrico, g) Esfuerzo en el área de interés cilíndrico, h) Distribución de esfuerzo en el área de interés puntual y i) Distribución en el área e interés puntual. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.



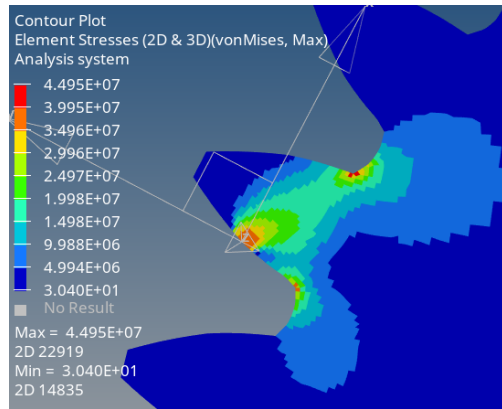
a)

b)

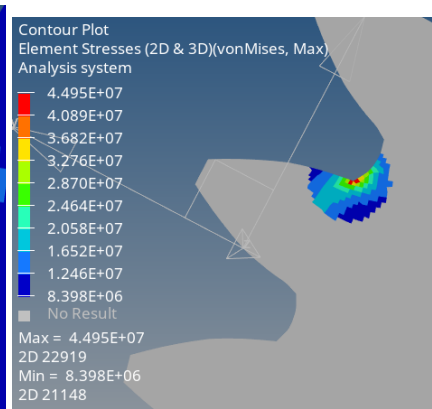


c)

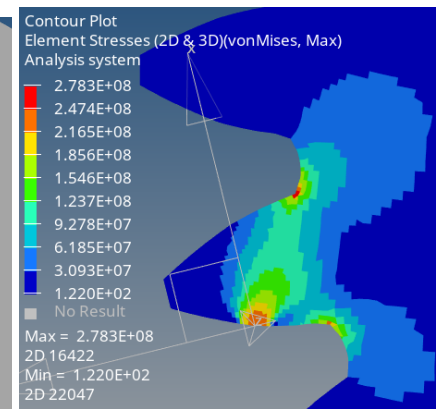
d)



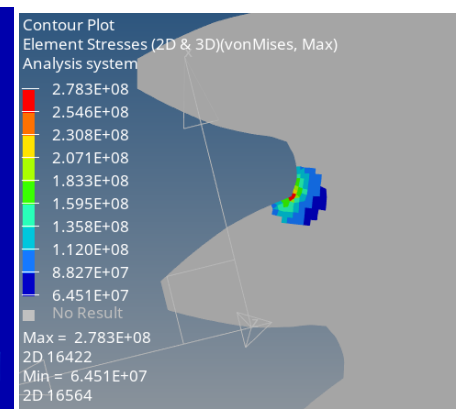
e)



f)

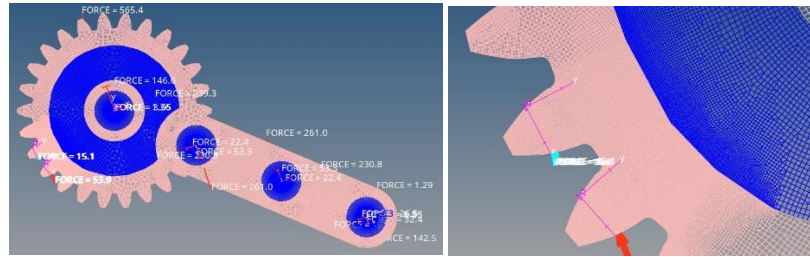


g)



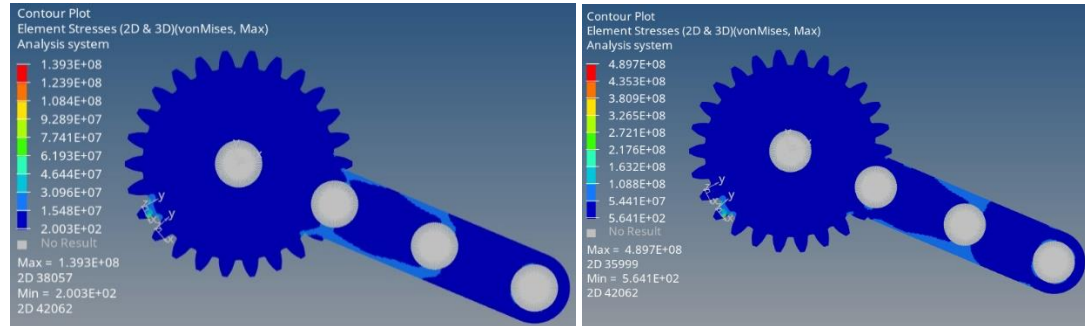
h)

Figura 131. Análisis por elemento finito del engrane 4 dedo anular e índice optimizado. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual en caso de carga cilíndrico, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo cilíndrico, d) Distribución de esfuerzos en el cuerpo puntual, e) Distribución de esfuerzo en el área de interés cilíndrico, f) Esfuerzo en el área de interés cilíndrico, g) Distribución de esfuerzo en el área de interés puntual y h) Distribución en el área e interés puntual. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.



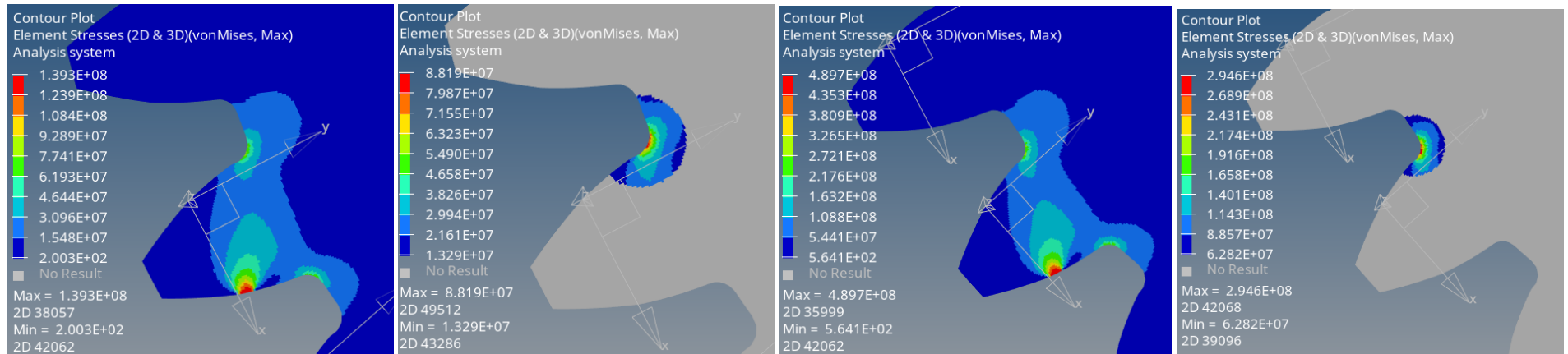
a)

b)



c)

d)



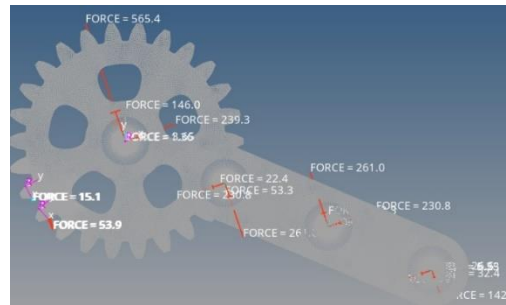
e)

f)

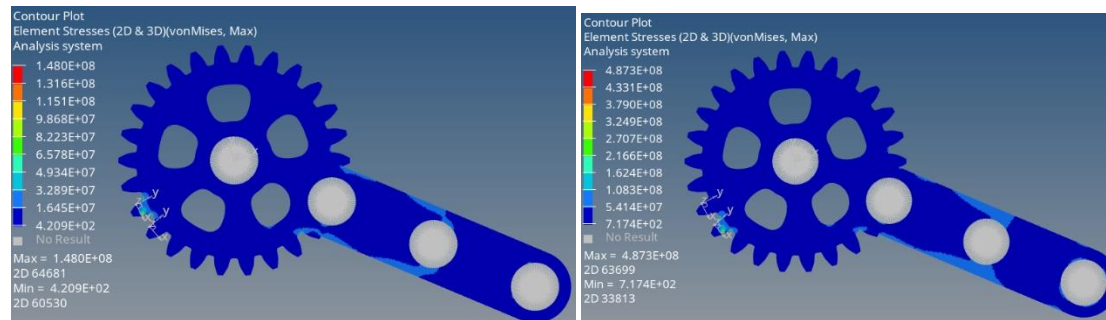
g)

h)

Figura 132. Análisis por elemento finito del engrane 3 dedo anular e índice sin optimización. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual en caso de carga cilíndrico, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo cilíndrico, d) Distribución de esfuerzos en el cuerpo puntual, e) Distribución de esfuerzo en el área de interés cilíndrico, f) Esfuerzo en el área de interés cilíndrico, g) Distribución de esfuerzo en el área de interés puntual y h) Distribución en el área e interés puntual. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

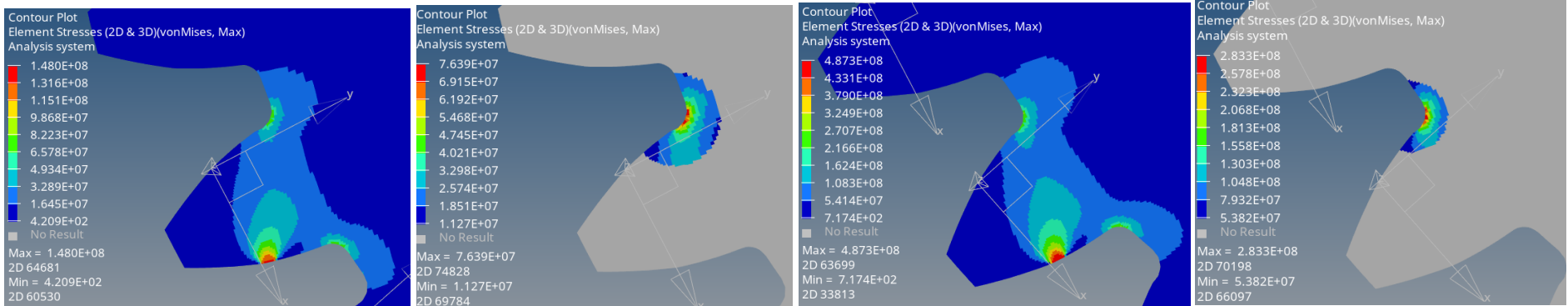


a)



b)

c)



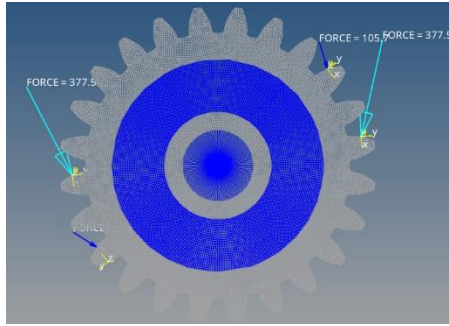
d)

e)

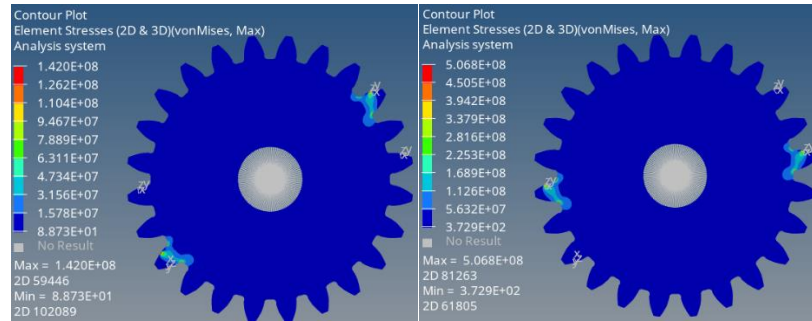
f)

g)

Figura 133. Análisis por elemento finito del engrane 3 dedo anular e índice optimizado. a) Mallado uniforme, b) Distribución de esfuerzo en el cuerpo cilíndrico, c) Distribución de esfuerzos en el cuerpo puntual, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés cilíndrico, e) Esfuerzo en el área de interés cilíndrico, f) Distribución de esfuerzo en el área de interés puntual y g) Distribución en el área e interés puntual. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

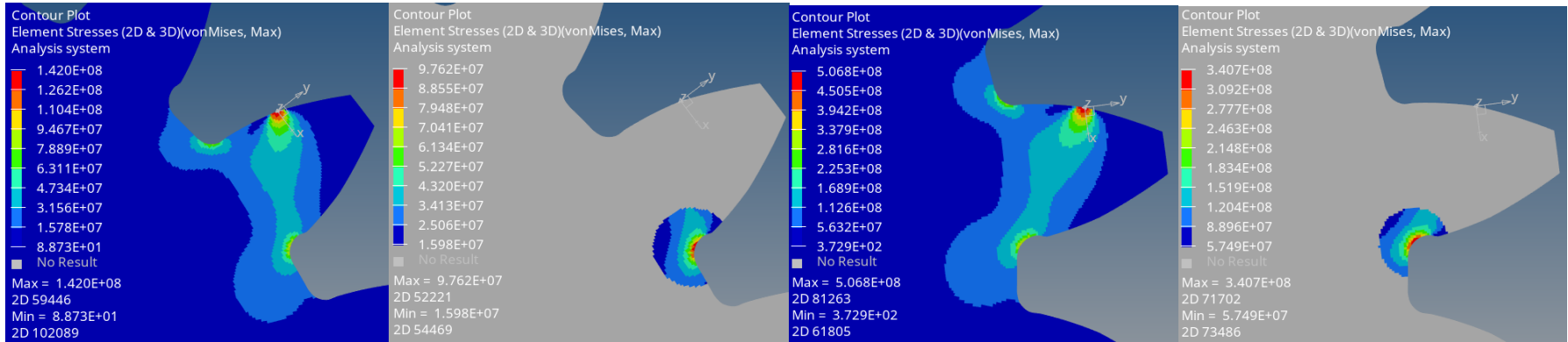


a)



b)

c)



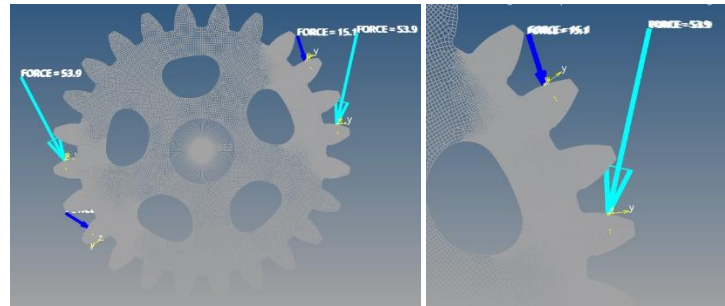
d)

e)

f)

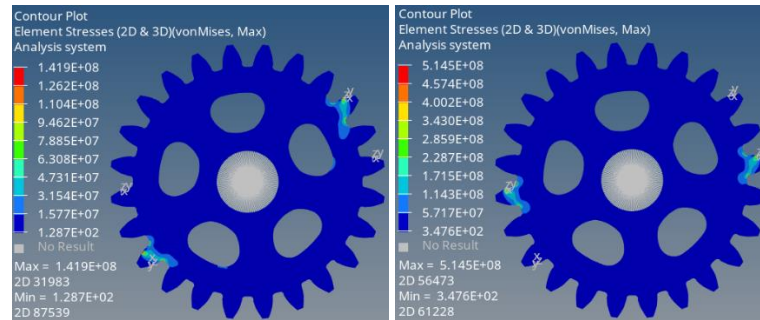
g)

Figura 134. Análisis por elemento finito de los engranes A y B dedo anular e índice sin optimización. a) Mallaado uniforme, b) Distribución de esfuerzo en el cuerpo cilíndrico, c) Distribución de esfuerzos en el cuerpo puntual, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés cilíndrico, e) Esfuerzo en el área de interés cilíndrico, f) Distribución de esfuerzo en el área de interés puntual y g) Distribución en el área e interés puntual. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.



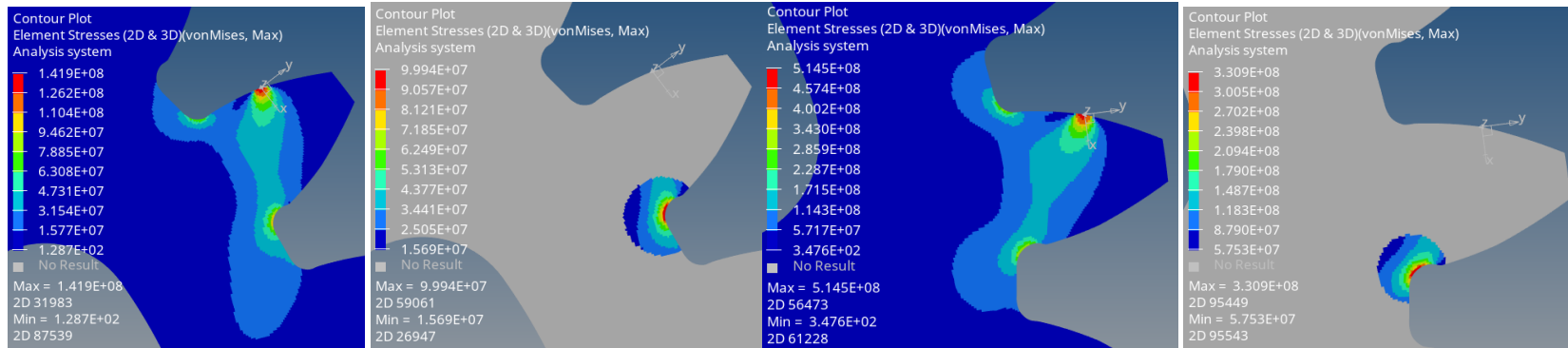
a)

b)



c)

d)



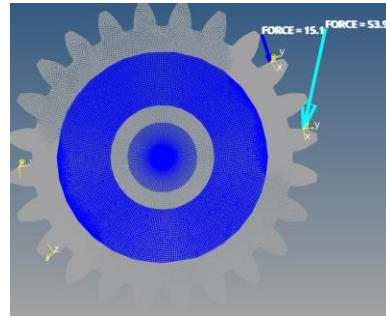
e)

f)

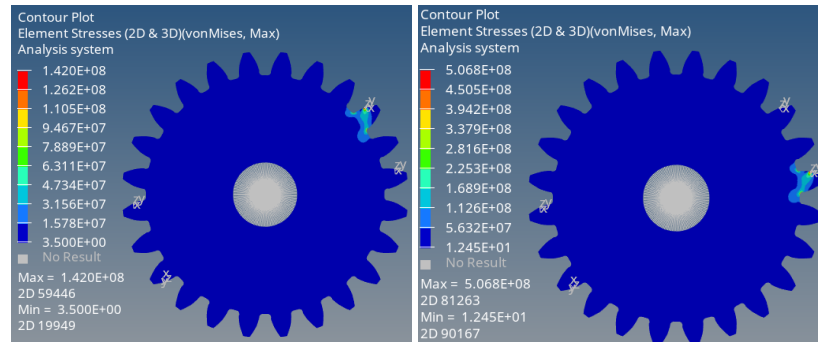
g)

h)

Figura 135. Análisis por elemento finito de los engranes A y B dedo anular e índice optimizados. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual en caso de carga cilíndrico, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo cilíndrico, d) Distribución de esfuerzos en el cuerpo puntual, e) Distribución de esfuerzo en el área de interés cilíndrico, f) Esfuerzo en el área de interés cilíndrico, g) Distribución de esfuerzo en el área de interés puntual y h) Distribución en el área e interés puntual. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

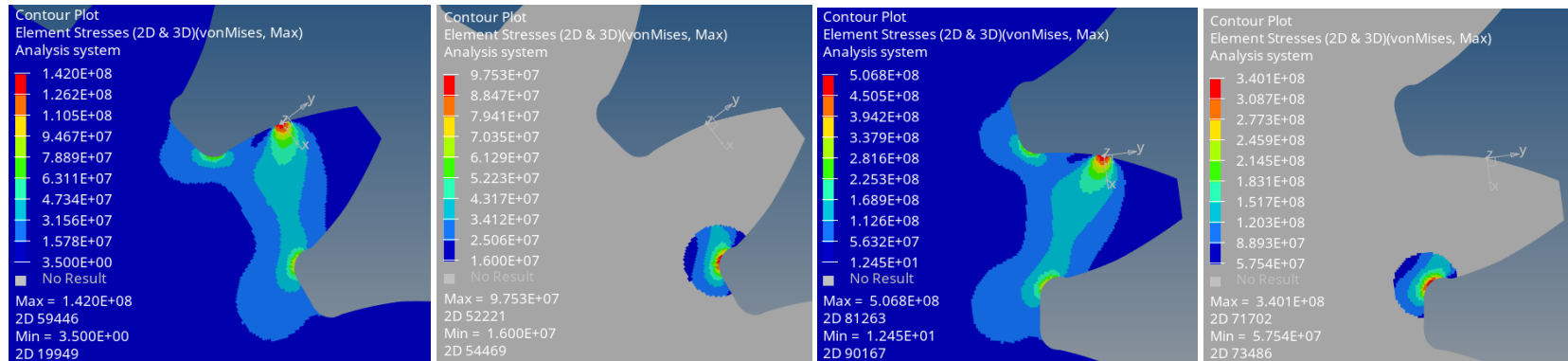


a)



b)

c)



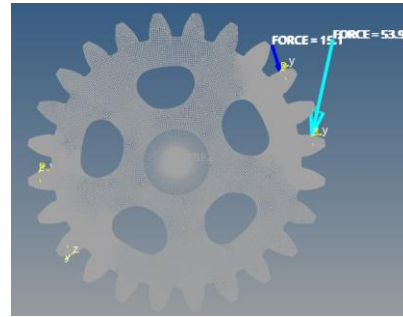
d)

e)

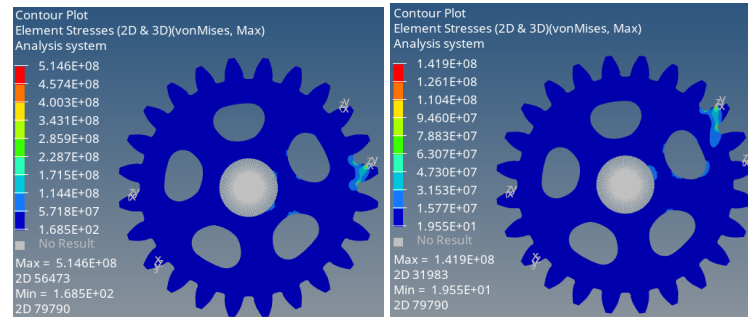
f)

g)

Figura 136. Análisis por elemento finito del engrane 1 dedo anular e índice sin optimización. a) Mallado uniforme, b) Distribución de esfuerzo en el cuerpo cilíndrico, c) Distribución de esfuerzos en el cuerpo puntual, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés cilíndrico, e) Esfuerzo en el área de interés cilíndrico, f) Distribución de esfuerzo en el área de interés puntual y g) Distribución en el área e interés puntual. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

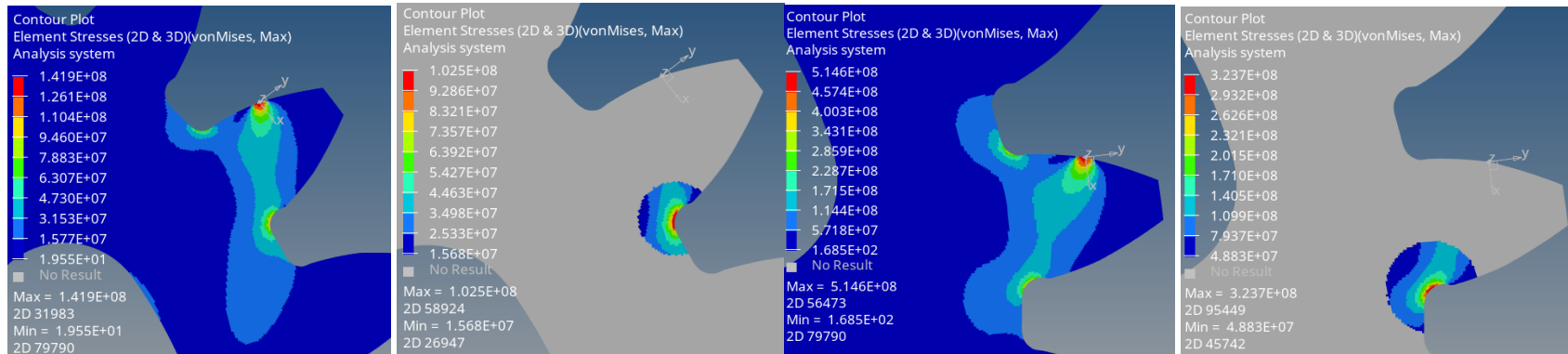


a)



b)

c)



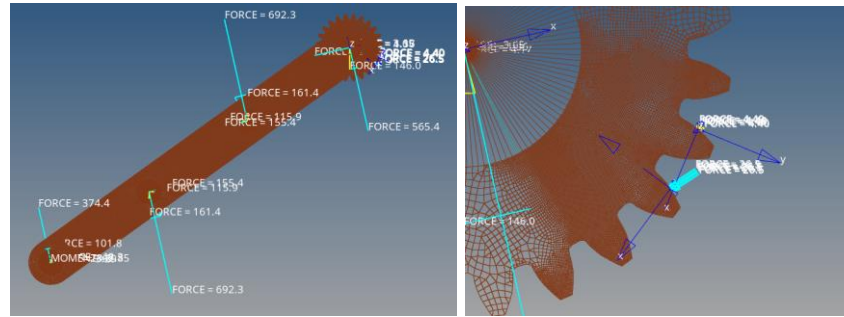
d)

e)

f)

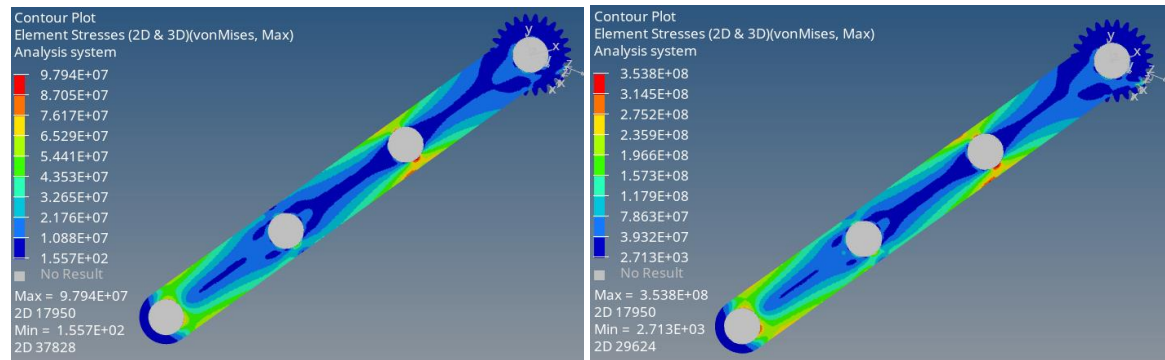
g)

Figura 137. Análisis por elemento finito del engrane 1 dedo anular e índice optimizado. a) Mallado uniforme, b) Distribución de esfuerzo en el cuerpo cilíndrico, c) Distribución de esfuerzos en el cuerpo puntual, d) Distribución de esfuerzo en el área de interés cilíndrico, e) Esfuerzo en el área de interés cilíndrico, f) Distribución de esfuerzo en el área de interés puntual y g) Distribución en el área e interés puntual. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.



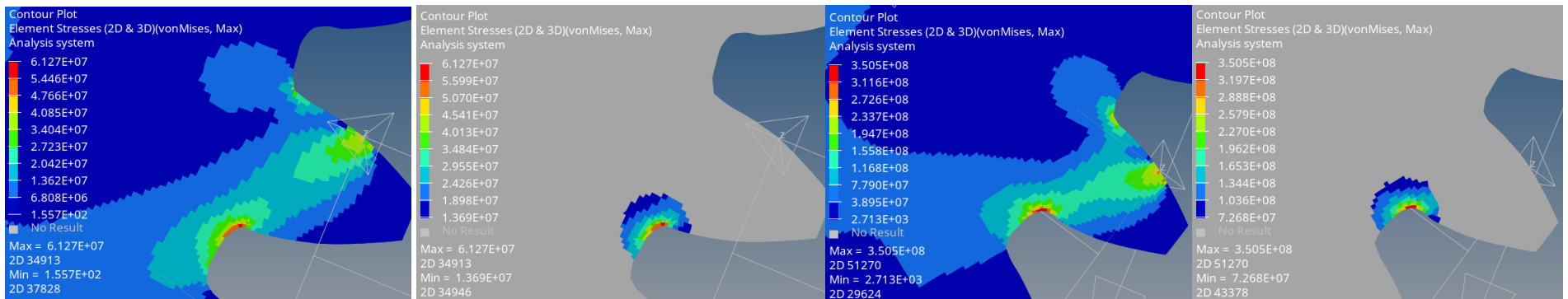
a)

b)



c)

d)



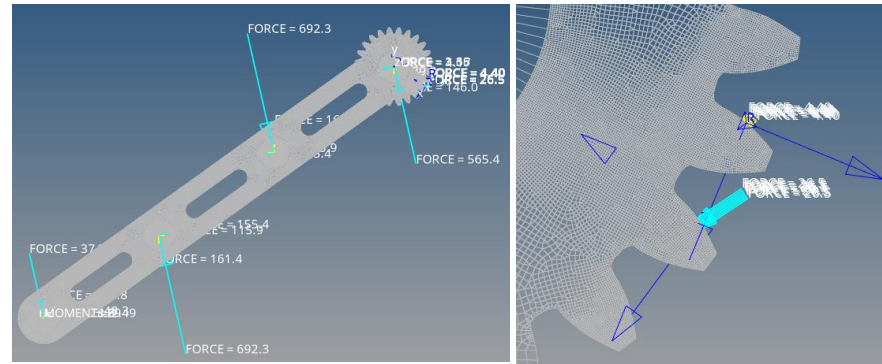
e)

f)

g)

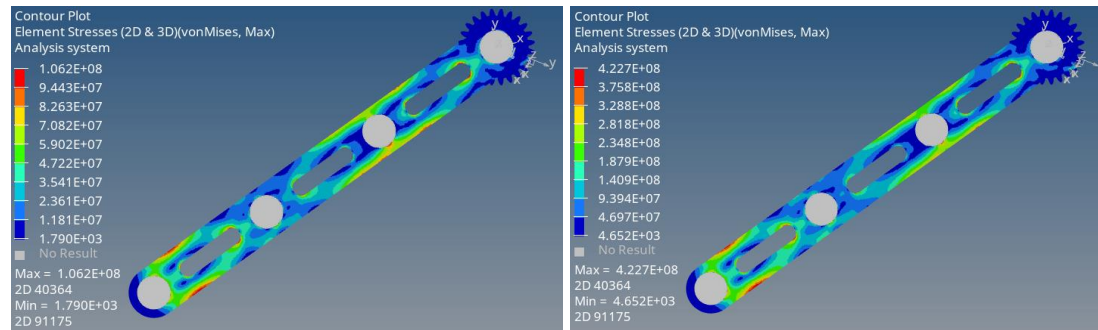
h)

Figura 138. Análisis por elemento finito del engrane 2 dedo anular e índice sin optimizar. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual en caso de carga cilíndrico, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo cilíndrico, d) Distribución de esfuerzos en el cuerpo puntual, e) Distribución de esfuerzo en el área de interés cilíndrico, f) Esfuerzo en el área de interés cilíndrico, g) Distribución de esfuerzo en el área de interés puntual y h) Distribución en el área e interés puntual. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.



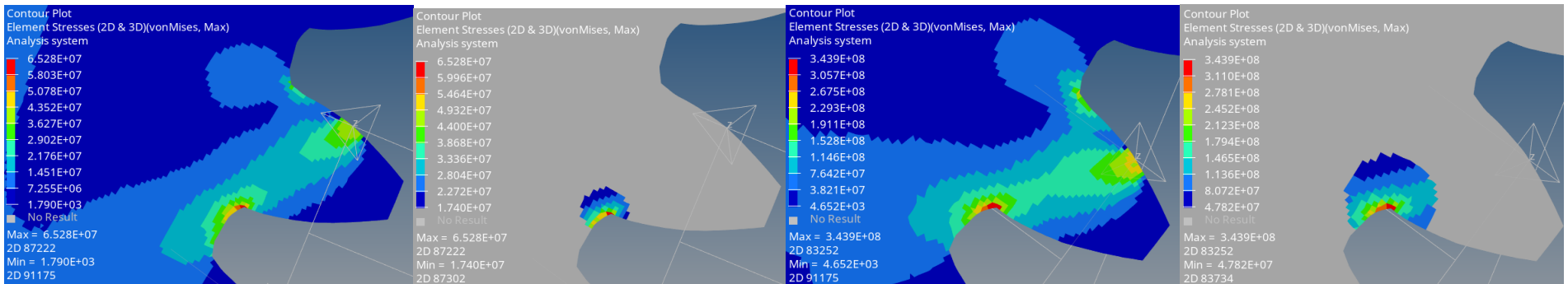
a)

b)



c)

d)



e)

f)

g)

h)

Figura 139. Análisis por elemento finito del engrane 2 dedo anular e índice optimizado. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual en caso de carga cilíndrico, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo cilíndrico, d) Distribución de esfuerzos en el cuerpo puntual, e) Distribución de esfuerzo en el área de interés cilíndrico, f) Esfuerzo en el área de interés cilíndrico, g) Distribución de esfuerzo en el área de interés puntual y h) Distribución en el área e interés puntual. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

Dedo pulgar engrane 3 sin optimización

Cilíndrico y Puntual

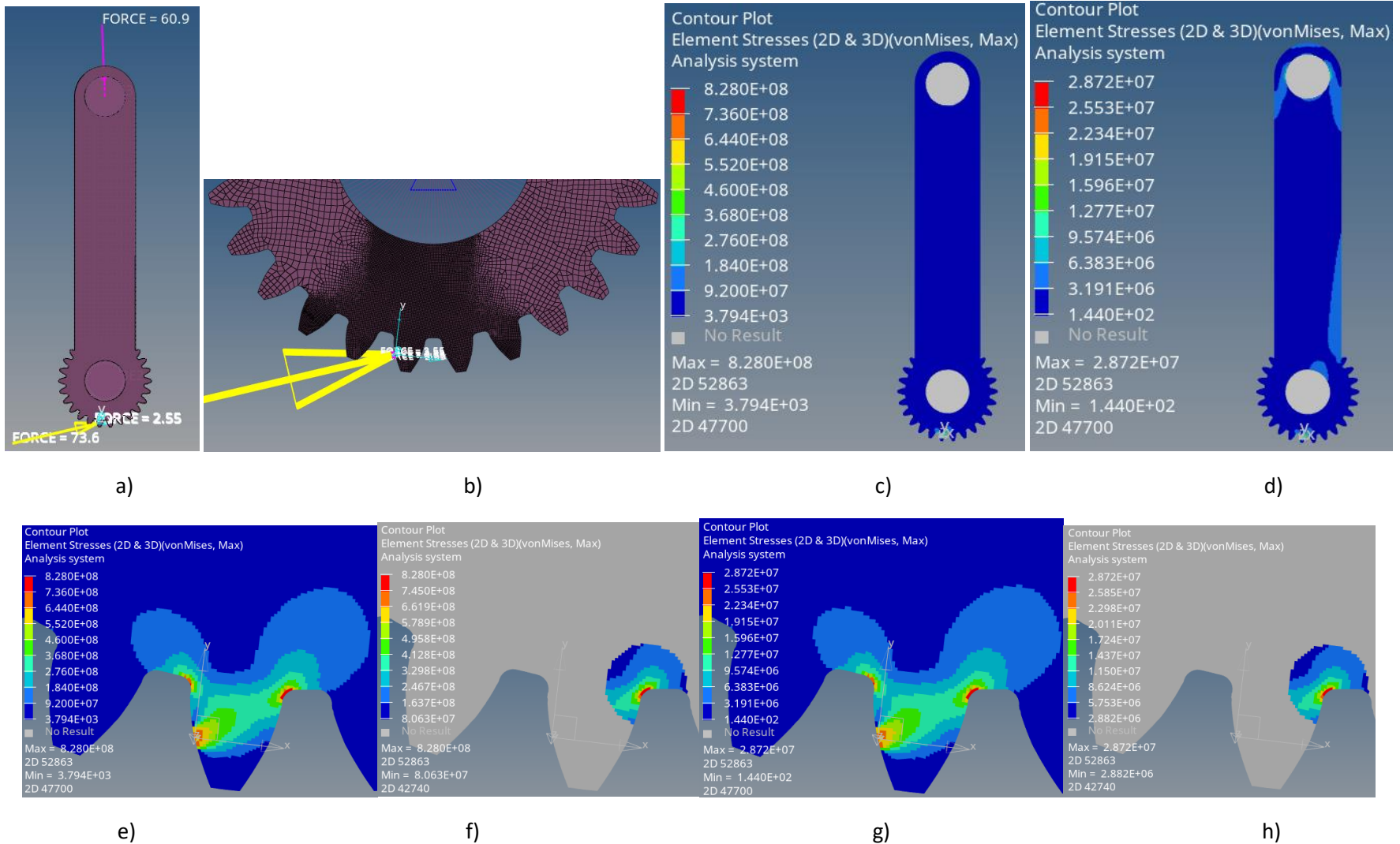


Figura 140. Análisis por elemento finito del engrane 3 dedo pulgar sin optimizar. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual en caso de carga cilíndrico, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo cilíndrico, d) Distribución de esfuerzos en el cuerpo puntual, e) Distribución de esfuerzo en el área de interés cilíndrico, f) Esfuerzo en el área de interés cilíndrico, g) Distribución de esfuerzo en el área de interés puntual y h) Distribución en el área e interés puntual. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

**Dedo pulgar engrane 3 con optimización
cilíndrico y puntual**

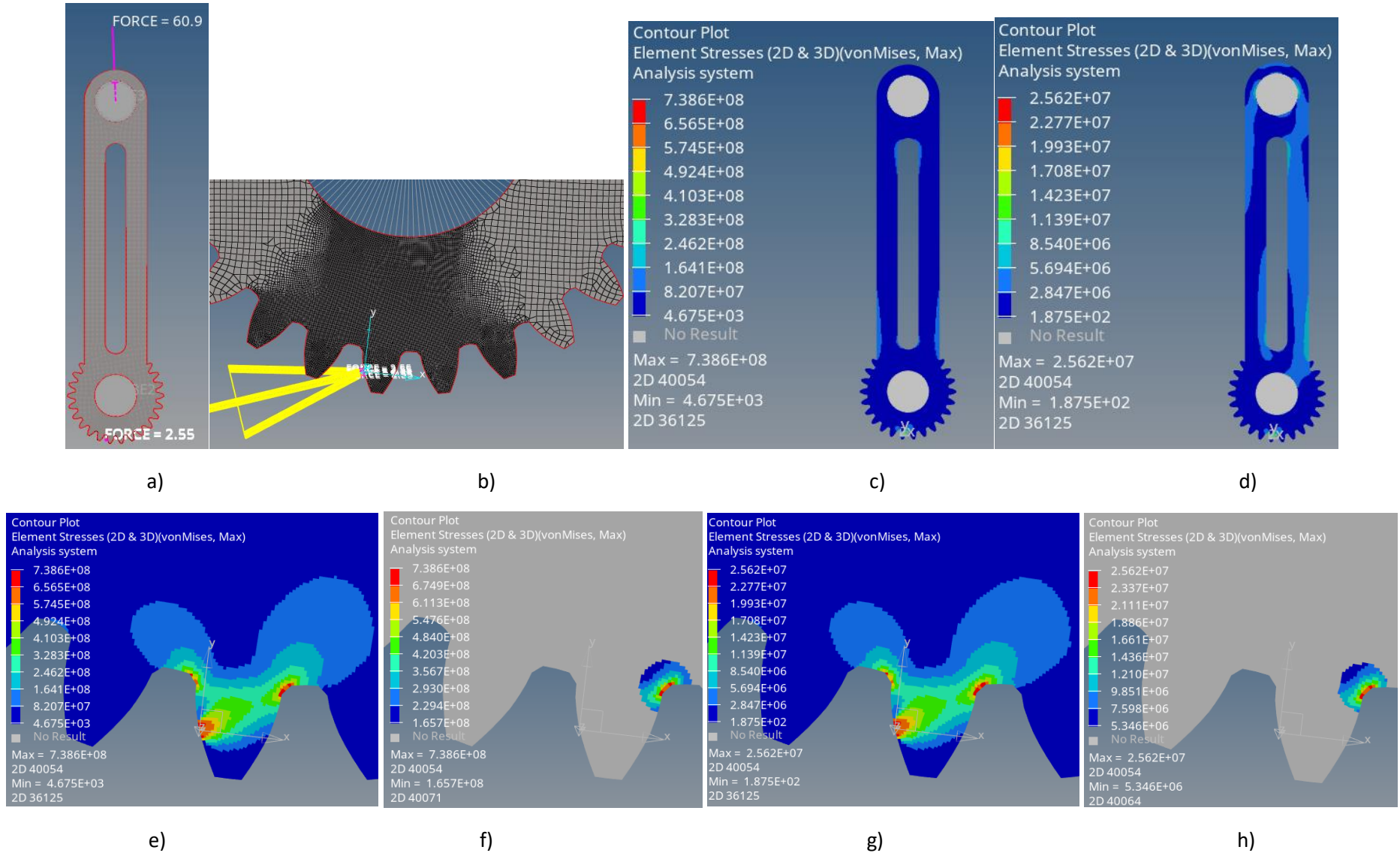
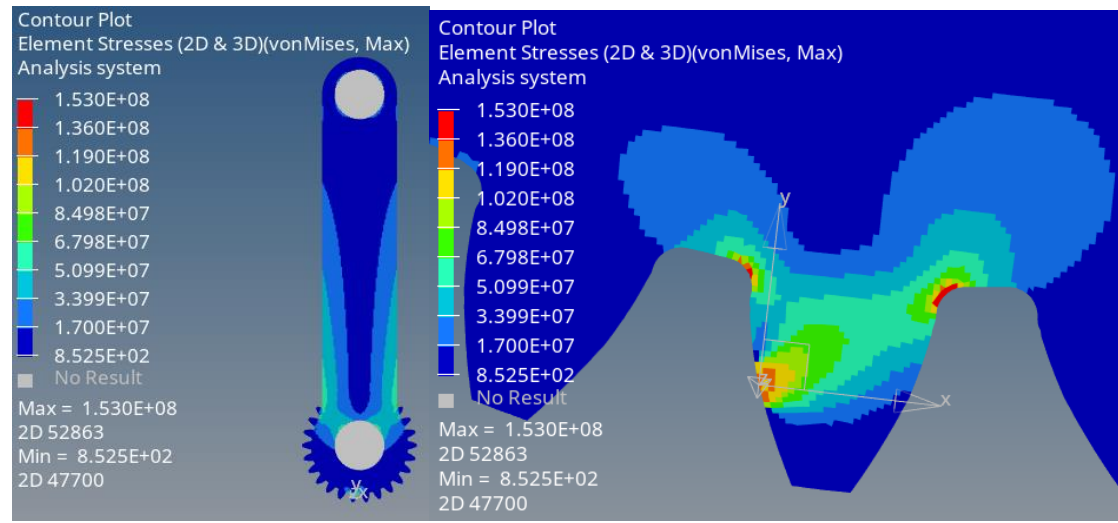
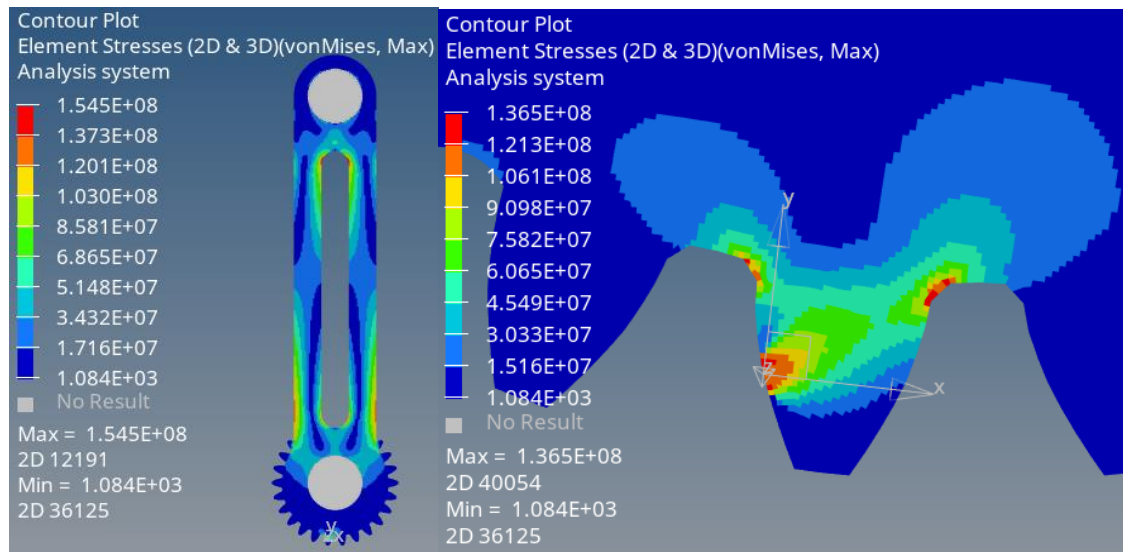


Figura 141. Análisis por elemento finito del engrane 3 dedo pulgar optimizado. a) Mallado uniforme, b) Remallado gradual en caso de carga cilíndrico, c) Distribución de esfuerzo en el cuerpo cilíndrico, d) Distribución de esfuerzos en el cuerpo puntual, e) Distribución de esfuerzo en el área de interés cilíndrico, f) Esfuerzo en el área de interés cilíndrico, g) Distribución de esfuerzo en el área de interés puntual y h) Distribución en el área e interés puntual. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.



a)

b)



c)

d)

Figura 142. Reanálisis por elemento finito del engrane 3 dedo pulgar consideración de carga cilíndrica. a) Distribución de esfuerzo en el cuerpo sin optimizar, b) Distribución de esfuerzo en el área de interés sin optimizar c) Distribución de esfuerzos en el cuerpo optimizado y d) Distribución de esfuerzo en el área de interés optimizado. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

Reanálisis considerando una carga de 28.9952 N en la punta del dedo, para acercarnos más al límite de cedencia

Engrane 2

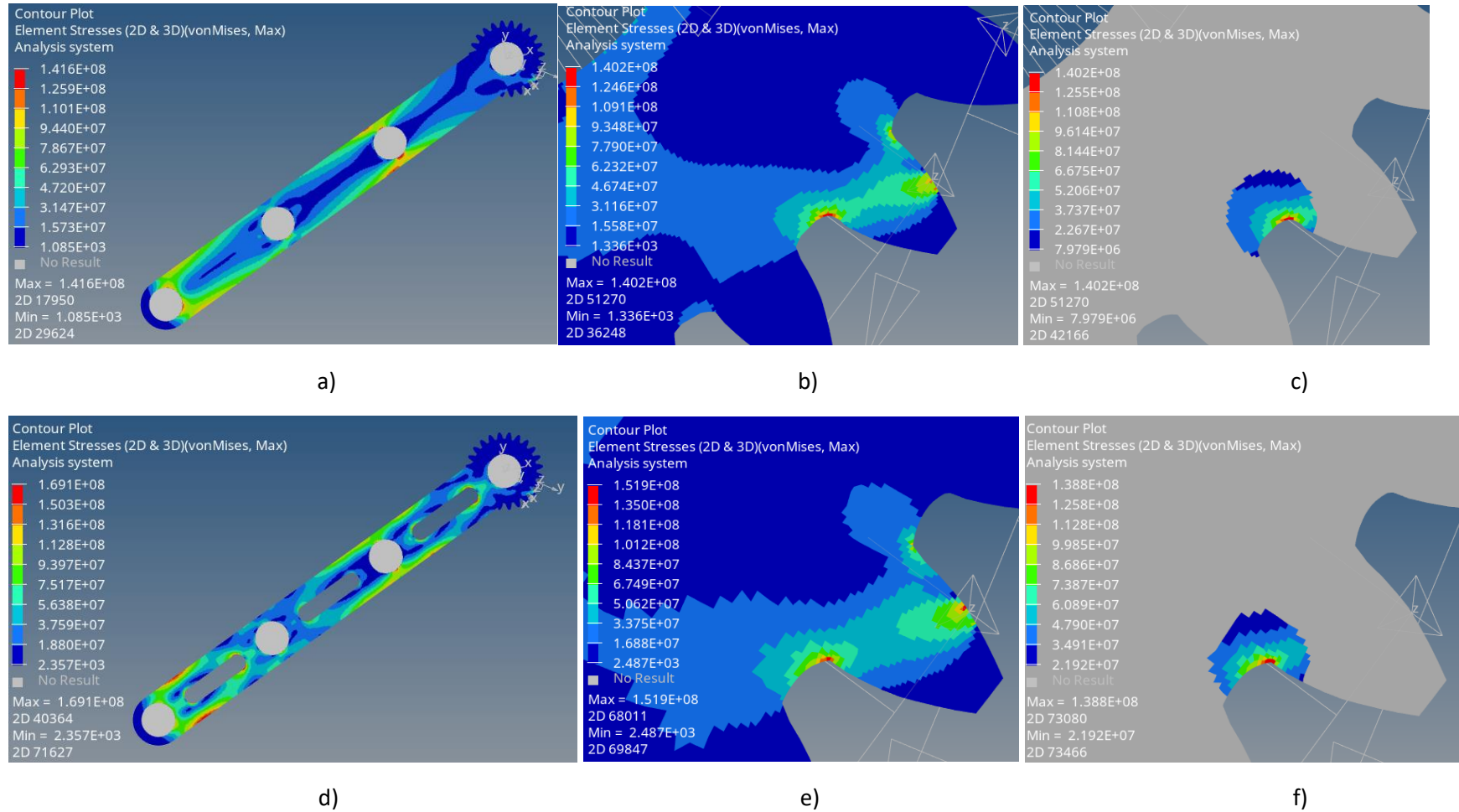
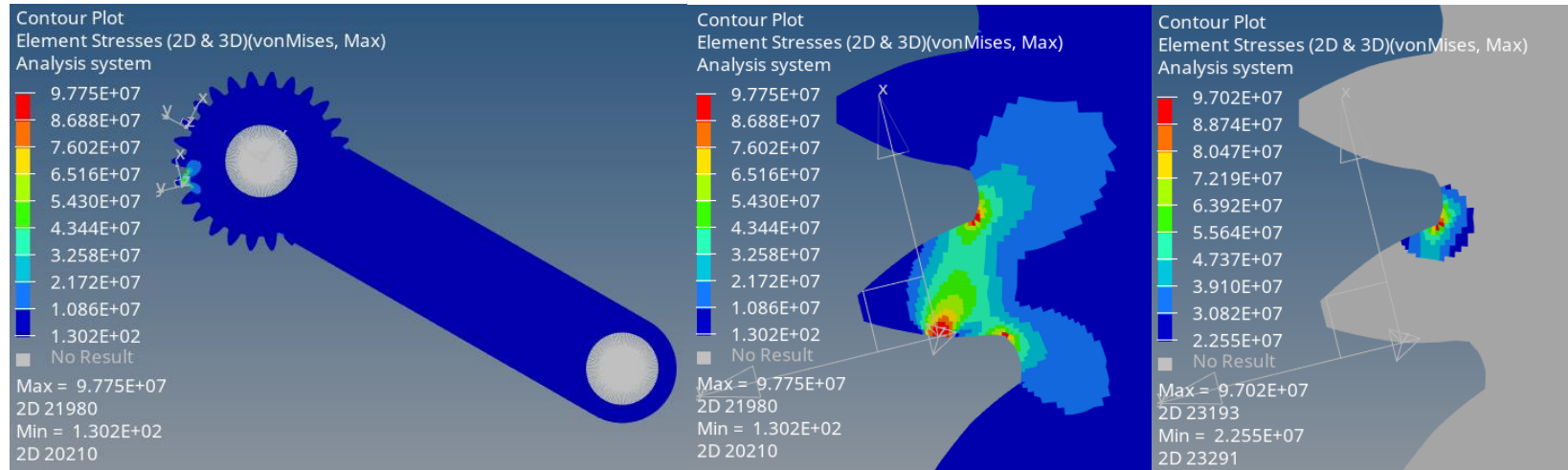


Figura 143. Reanálisis por elemento finito del engrane 2 dedo índice consideración de carga puntual. a) Distribución de esfuerzo en el cuerpo sin optimizar, b) Distribución de esfuerzo en el área de interés sin optimización, c) Esfuerzo en el área de interés sin optimización, d) Distribución de esfuerzos en el cuerpo optimizado e) Distribución de esfuerzo en el área de interés optimizado, f) Esfuerzo en el área de interés optimizado. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

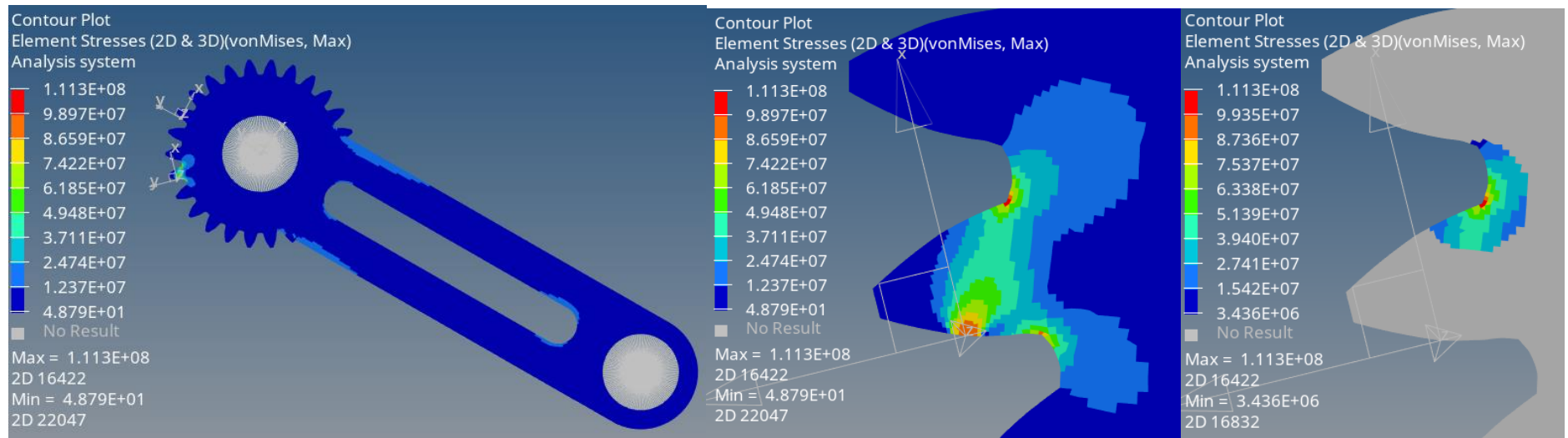
Engrane 4



a)

b)

c)



d)

e)

f)

Figura 144. Reanálisis por elemento finito del engrane 4 dedo índice consideración de carga puntual. a) Distribución de esfuerzo en el cuerpo sin optimizar, b) Distribución de esfuerzo en el área de interés sin optimización, c) Esfuerzo en el área de interés sin optimización, d) Distribución de esfuerzos en el cuerpo optimizado e) Distribución de esfuerzo en el área de interés optimizado, f) Esfuerzo en el área de interés optimizado. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

Engrane 3

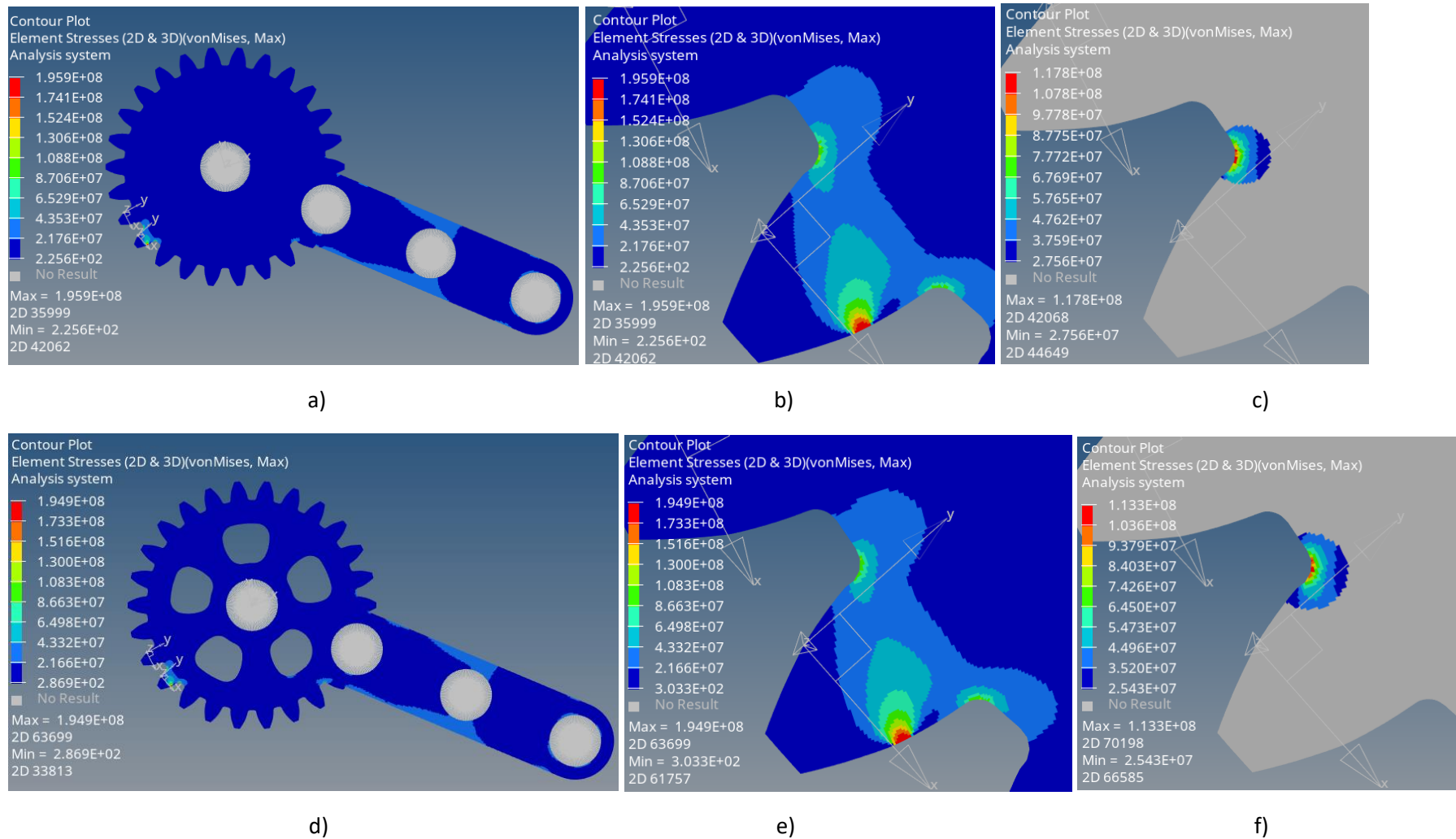


Figura 145. Reanálisis por elemento finito del engrane 3 dedo índice consideración de carga puntual. a) Distribución de esfuerzo en el cuerpo sin optimizar, b) Distribución de esfuerzo en el área de interés sin optimización, c) Esfuerzo en el área de interés sin optimización, d) Distribución de esfuerzos en el cuerpo optimizado e) Distribución de esfuerzo en el área de interés optimizado, f) Esfuerzo en el área de interés optimizado. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

Engrane A y B

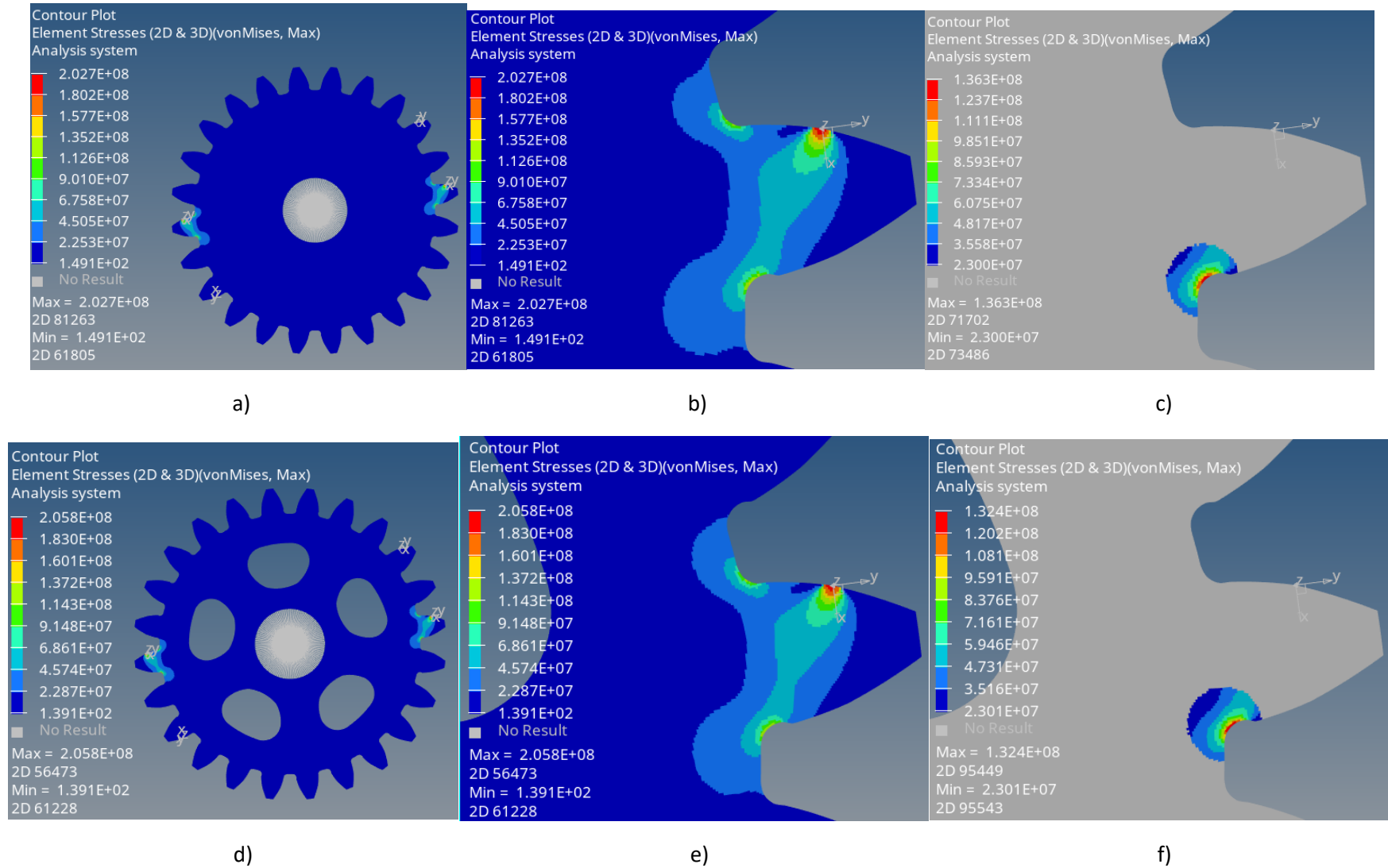
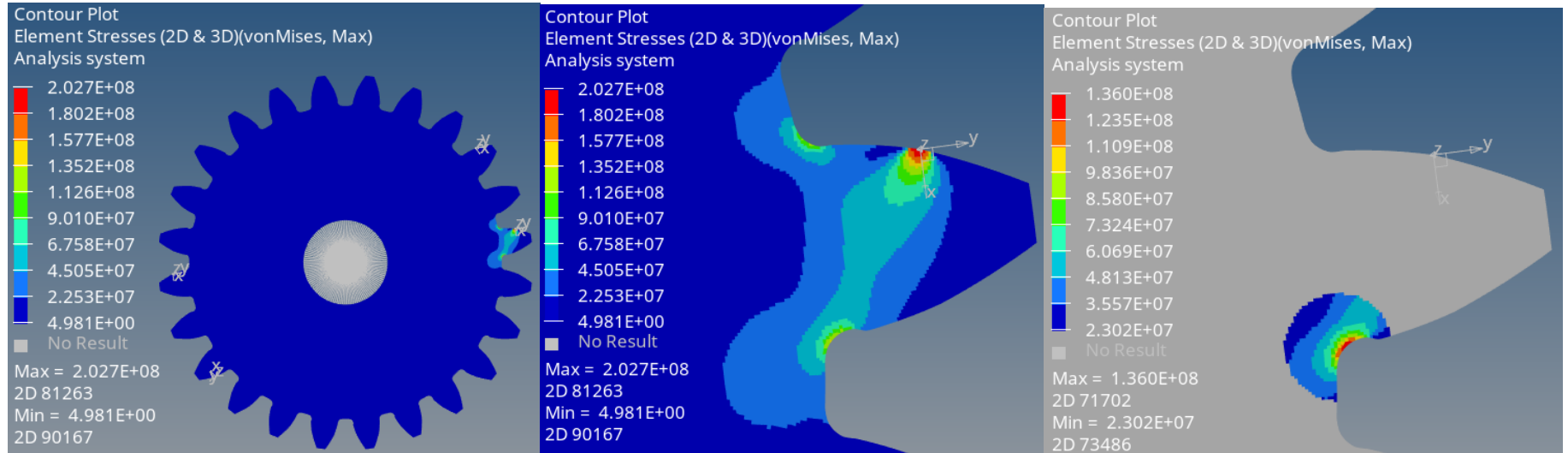


Figura 146. Reanálisis por elemento finito de los engranes A y B dedo índice consideración de carga puntual. a) Distribución de esfuerzo en el cuerpo sin optimizar, b) Distribución de esfuerzo en el área de interés sin optimización, c) Esfuerzo en el área de interés sin optimización, d) Distribución de esfuerzos en el cuerpo optimizado e) Distribución de esfuerzo en el área de interés optimizado, f) Esfuerzo en el área de interés optimizado. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.

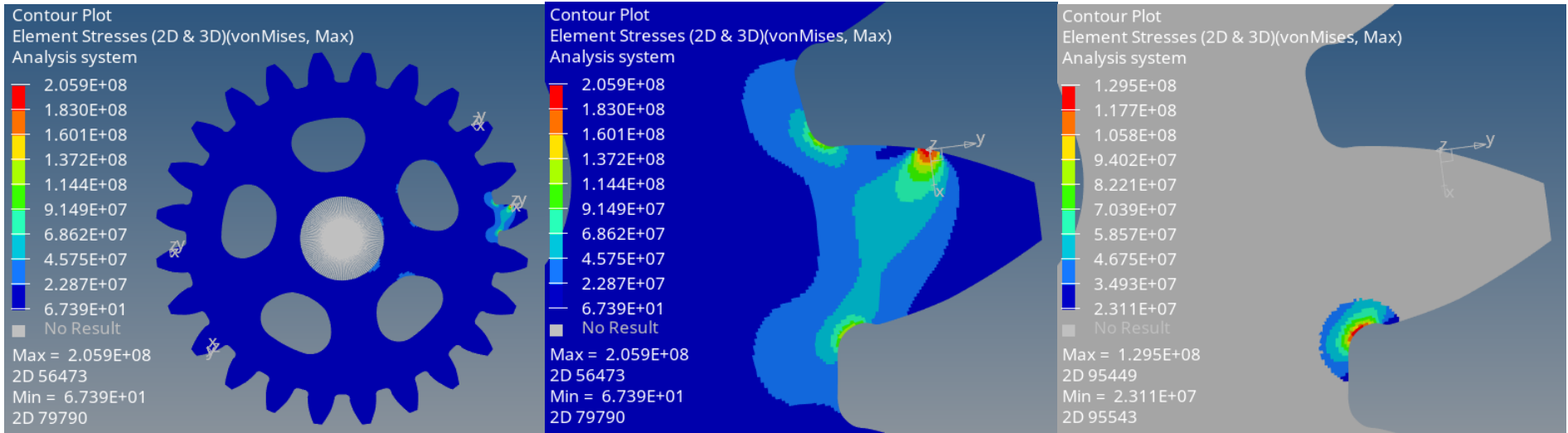
Engrane 1



a)

b)

c)



d)

e)

f)

Figura 147. Reanálisis por elemento finito del engrane 1 dedo índice consideración de carga puntual. a) Distribución de esfuerzo en el cuerpo sin optimizar, b) Distribución de esfuerzo en el área de interés sin optimización, c) Esfuerzo en el área de interés sin optimización, d) Distribución de esfuerzos en el cuerpo optimizado e) Distribución de esfuerzo en el área de interés optimizado, f) Esfuerzo en el área de interés optimizado. Elaboración propia mediante el software de simulación HyperWorks versión estudiantil.