

## **DISEÑO Y SIMULACIÓN DE TRENES DE ENGRANAJES UTILIZANDO SOFTWARE CAE-CAD – INTRODUCCIÓN**

## **DESIGN AND SIMULATION OF GEAR TRAINS USING CAE-CAD SOFTWARE - INTRODUCTION**

**Guillermo R. Facal<sup>1</sup>, José María Di Iorio<sup>2</sup>, Rafael A. Schiazzano<sup>3</sup>**

[gfacal@fi.uba.ar](mailto:gfacal@fi.uba.ar); [jdiorio@fi.uba.ar](mailto:jdiorio@fi.uba.ar); [rschiazzano@gmail.com](mailto:rschiazzano@gmail.com)

**1- Profesor Deptos. Ingeniería Mecánica FI-UBA, ITBA, UCA –Autor**

**2- Profesor Deptos. Ingeniería Mecánica, FI-UBA, UTN – Autor**

**3- Ex Profesor Deptos. Ingeniería Mecánica, FI-UBA, ITBA – Consultor**

Recibido 07/12/2024; Aceptado: 30/12/2025

### **RESUMEN**

Actualmente todas las etapas del diseño y proyecto de componentes mecánicos previos a la fabricación de un prototipo se realizan mediante softwares CAD/CAE con ventajas técnicas y económicas. El análisis FEM evalúa ventajosamente distintos tipos de análisis, respecto a técnicas tradicionales de proyecto. Las eventuales diferencias de resultados entre distintos softwares obligan al ingeniero proyectista a discernir si las diferencias provienen de los algoritmos de resolución, de diferencias de mallado, de condiciones de operación o de diferencia de las normas aplicadas. Este trabajo compara el resultado del proyecto de un par de engranajes por software CAE bajo Norma AGMA 2001 D04 (métrica) con el análisis FEM por un software específico del mismo par diseñado con un software CAD. Se ha cuidado en aplicar iguales normas, cargas, condiciones de diseño, vida prevista y confiabilidad. Se informan datos y coeficientes adoptados, resultados comparados y conclusiones.

**PALABRAS CLAVE:** Engranajes; CAD; CAE; Diseño; Verificación.

**ABSTRACT:** Currently all stages of the design and project of mechanical components prior to the manufacture of a prototype are carried out using CAD/CAE software with technical and economic advantages. FEM analysis advantageously evaluates different types of analysis, compared to traditional project techniques. The possible differences in results between different software forces the design engineer to discern whether the differences come from the resolution algorithms, from differences in meshing, from operating conditions or from a difference in the standards applied. This work compares the result of the design of a pair of gears by CAE software under AGMA 2001 D04 Standard (metric) with the FEM analysis by specific software of the same pair designed with CAD software. Care has been taken to apply the same standards, loads, design conditions, expected life and reliability. Data and adopted coefficients, compared results and conclusions are reported.

**Keywords:** Gears; CAD; CAE; Design; Verification.

## 1-OBJETIVO

En las aplicaciones de ingeniería se utilizan para las transmisiones mecánicas reductores o multiplicadores a engranajes por las ventajas que ofrecen en alta potencia y sincronismo, respecto a otros métodos mecánicos de transmisión. Previo al diseño y proyecto de sistemas complejos (reductores / multiplicadores de varias etapas) se juzgó necesario evaluar posibles diferencias de resultados al aplicar distintas estrategias en la aplicación de softwares de diseño, análisis y proyecto. En este trabajo se combinan softwares de proyecto (CAE), de diseño (CAD) y de simulación por elementos finitos (FEM) y se comparan los resultados obtenidos.

## 2-METODOLOGIA

Con base en un caso real utilizando como datos la velocidad de los árboles de entrada y salida de un par de engranajes de relación de transmisión  $m=3,46$  y la resistencia en el árbol de salida; se calculó la potencia a transmitir [3]. Tomando en cuenta, además, el rendimiento mecánico, el régimen de servicio y la vida prevista resultó una Potencia de diseño de 16,81 Kw. Se optó por utilizar como datos del diseño Potencia =17 Kw y velocidad de árbol entrada  $n=1500$  rpm y la Norma AGMA 2101 D04 (métrica) [4] para flexión y pitting.

### 2.1 Diseño y Proyecto CAE

Los datos adoptados se ingresaron al software KISSsoft [1] junto con la selección de los materiales: para el piñón SAE-AISI 8620 (20 NiCrMo 2-2) dureza en núcleo  $\geq 30$  HRC – 50 HRC (Cementado); y para el engranaje conducido SAE 4140 (42CrMo4) (flanco y pie templados), ambos según Norma ISO 6336-5 Image 5/6 (MQ) (5). Las características de estos materiales están contenidas en la librería del software [1] según norma [7], son las requeridas para los cálculos de resistencia a flexión y pitting en flanco de diente. Propiedades detalladas en las tablas 1 y 2.

Tabla 1: Características Mecánicas de Acero SAE-AISI 8620, tratado

Tratamiento térmico	Cementado
Dureza superficial	59 HRC
Tensión última	1100 N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico	775 N/mm <sup>2</sup>
Tensión admisible a flexión (AGMA)	460 N/mm <sup>2</sup>
Tensión admisible a dureza Superficial (AGMA)	1500 N/mm <sup>2</sup>

Tabla 2: Características Mecánicas de Acero SAE-AISI 4140, tratado

Tratamiento Térmico	Bonificado(templado a la llama /inducción)
Dureza superficial	56 HRC
Tensión última	1100 N/mm <sup>2</sup>

Límite elástico	900 N/mm <sup>2</sup>
Tensión admisible a flexión (AGMA)	370 N/mm <sup>2</sup>
Tensión admisible a dureza superficial (AGMA)	1220 N/mm <sup>2</sup>

Para reducir al mínimo posible el volumen del par, para la relación de transmisión dada, se seleccionó para el piñón la cantidad mínima de dientes que no provocara interferencia para un ángulo de presión de 20°. Se ingresaron como datos al software KISSsoft [1] la potencia a transmitir (17 KW), la relación de transmisión (3,46), el número de dientes del piñón (17) y una vida estimada de 20.000 horas [3]. El primer proceso ejecutado por el software [1] denominado “cálculo grueso macro” genera un grupo de alternativas de la que selecciona automáticamente la más próxima a los datos y sobre esta base realiza el proceso de “cálculo fino” del cual resulta un nuevo conjunto de 10 alternativas entre las cuales opta por el par de mejor compromiso

entre los datos ingresados utilizando un diente de módulo normalizado. Resulta una relación de transmisión 3,471 y una vida útil de 21620 hs. En la figura 1 se presenta una vista parcial del listado de opciones resultantes del “cálculo fino”. En la figura 2 el punto circulado indica el coeficiente de seguridad a flexión en pie de diente en el eje de abscisas y el coeficiente de seguridad a las tensiones de contacto en flanco de diente en el eje de ordenadas. En la tabla 3 se resumen los datos del par finalmente definido por el software utilizado [1].

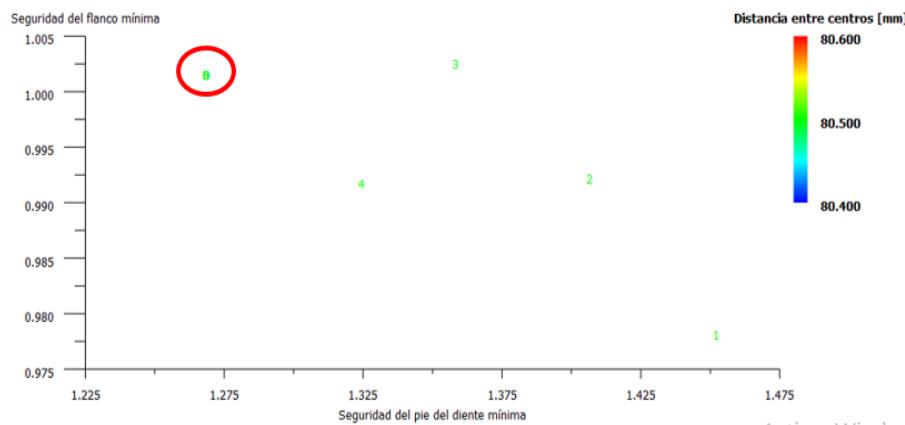


Figura 1: Vista parcial de alternativas de proyecto generadas por el “cálculo fino”

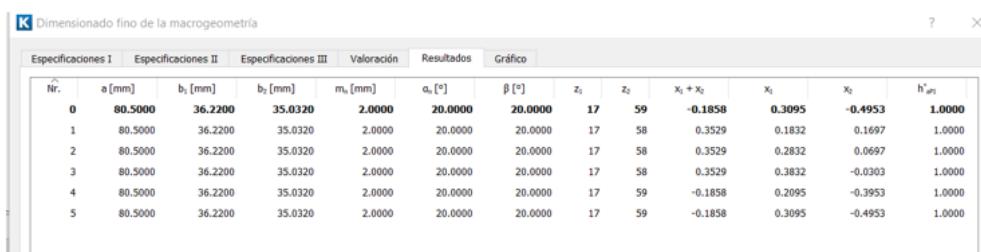


Figura 2: Coeficientes de seguridad a flexión en pie de diente vs. Seguridad de flanco para distancia entre centros optimizada.

Tabla 3: Resultados de proyecto según software KISSsoft [1]

	Engranaje 1 (piñón)	Engranaje 2 (conducido)
Número de dientes	17	59
Modulo normal (mm)	2	2
Distancia entre centros (mm)	80,5	-----
Angulo de hélice (°)	20	20
Diámetro primitivo (mm)	36,182	125,573
Ancho de diente (mm)	36,22	35,032

El coeficiente de seguridad a flexión en pie es:  $spd = (SFP * Y_n) / (sf * Y_o * Y_z)$  [4]

El coeficiente de durabilidad superficial es:  $sfd = (Sh * Z_n * Z_w) / (sc * Y_o * Y_z)$  [4]

En este caso el único coeficiente AGMA que se incluye como dato es el factor de sobrecarga  $K_o = 1,25$  [2]. Los demás factores los calcula el software [1] por default cuando realiza el “Cálculo grueso macro”. En la Tabla 4 se detallan los mencionados factores AGMA [4]

Tabla 4: Factores AGMA [4]

Ko (Factor de sobrecarga)	1,25
Kv (Factor dinámico- función de la calidad de fabricación)	1,104
Kz (Factor de tamaño)	1
KB (Factor de espesor de llanta)	1
Kt (Factor de temperatura)	1
Kr (Factor de confiabilidad)	1
Cp (Coeficiente elástico)	189,82 ( $N^{1/2} / mm$ )
Km (Factor de distribución de carga)	1,196

Los datos de coeficientes de seguridad en pie de diente y en centro de flanco para ambos engranajes del par se detallan en la Tabla 5. Los valores mínimos se destacan en la línea 3.

Tabla 5: Coeficientes de seguridad en pie y flanco de diente según software KISSsoft [1]

	Seguridad en Pie de Diente	Seguridad en Flanco de diente
Engranaje 1 (piñón)	1,9738	1,1970
Engranaje 2	1,2684	1,0018
Seguridades Mínimas	1,2684	1,0018

El software [1] realiza un análisis FEM 3D vistos en la Figura 3 y 4 y la Tablas 6

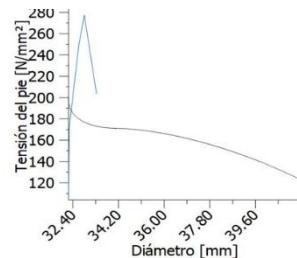


Figura 3: Distribución de tensiones normales en pie de diente

Tabla 6: Tensiones nominales en pie de diente

	Punto de análisis	Posición Diámetro (mm)	Posición en ancho de rueda (mm)	Tensión (N/mm²)
Tensión principal máxima	Punto de contacto de tangente 30°,s/norma	dsFn = 33,39	-----	σFo = 221,38
	Punto con tensión máxima	demax = 32,73	bomax = 1,83	σmax = 311,45
	Punto con tensión mínima	domin = 32,68	bomin = 3,66	σmin = -374,36
Tensión equiv. de Von Misses	Punto de contacto de tangente 30°,s/norma	dsFn = 33,49	-----	σFo = 191,02
	Punto con tensión máxima	demax = 32,73	bomax = 1,83	σmax = 269,32

	Punto con tensión mínima	$\delta_{\text{omin}} = 32,68$	$b_{\text{omin}} = 3,66$	$\sigma_{\text{omin}} = -301,5$
--	--------------------------	--------------------------------	--------------------------	---------------------------------

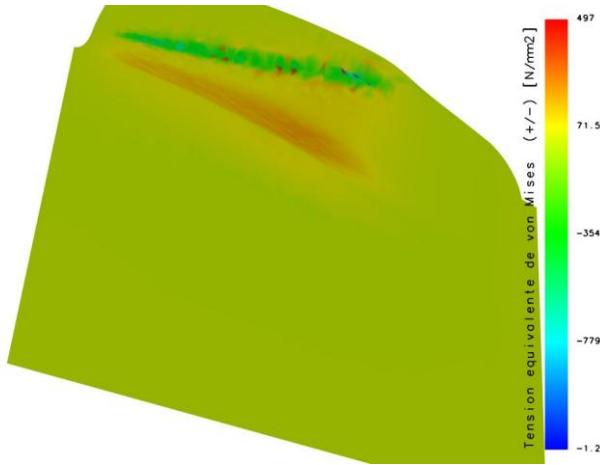


Figura 4: Distribución de tensiones de contacto en flancos de dientes

## 2.2 Modelado/Exportación a sistema CAD

Si bien es posible modelar los engranajes con exactitud según norma mediante el software CAD Solidworks (versión académica) [5] en este trabajo se ha exportado el diseño desde el software [1] al [5] utilizando esta intercambiabilidad para obtener un modelo exacto al proyectado en [1] del dentado para su posterior análisis y comparación. Ver Figura 5

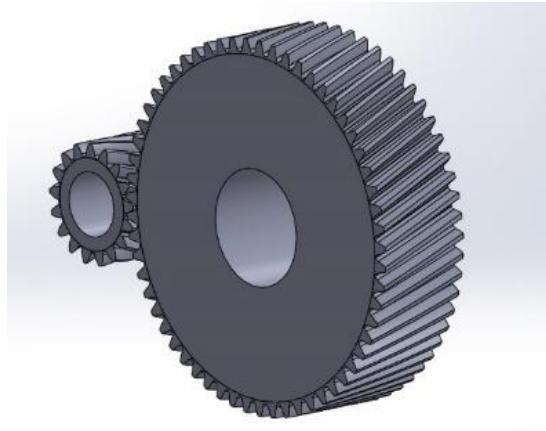


Figura 5: Diseño exportado en Solidworks [5] sobre dimensiones calculadas en KISSsoft [1]

Sobre el modelo en Solidworks se hicieron las siguientes modificaciones pequeñas a los fines de comparación de resultados de análisis: 1) No se han calculado los diámetros de los orificios de alojamiento de los árboles, tarea que se incluirá en posteriores trabajos de proyecto completo de reductores, y 2) En cada engranaje se

ha dividido el volumen del cubo del de la zona dentada para aplicar a cada una las diferentes características del material causadas por los tratamientos térmicos.

Se optó por hacer el análisis FEM mediante el software de análisis estructural ANSYS [6] para lo cual el primer paso fue exportar la geometría del modelo en Solidworks [5] modificada, al software ANSYS. En el aspecto de la geometría exportada a ANSYS de la Figura 6 puede apreciarse las diferencias: el piñón está formado por dos materiales y la rueda por otros dos.

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	7850	kg m^-3		
4	Isotropic Elasticity				
5	Derive from	Young's...			
6	Young's Modulus	2,1E+05	MPa		
7	Poisson's Ratio	0,3			
8	Bulk Modulus	1,75E+11	Pa		
9	Shear Modulus	8,0769E+10	Pa		
10	Strain-Life Parameters				
11	Display Curve Type	Strain-Life			
12	Strength Coefficient	2000	MPa		
13	Strength Exponent	-0,091			
14	Ductility Coefficient	0,48			
15	Ductility Exponent	-0,6			
16	Cyclic Strength Coefficient	1E+09	Pa		
17	Cyclic Strain Hardening Exponent	0,2			
18	S-N Curve	Tabular			
22	Tensile Yield Strength	1500	MPa		
23	Compressive Yield Strength	1500	MPa		
24	Tensile Ultimate Strength	1600	MPa		

Figura 6: Geometría del par en el Workbench ANSYS

### 2.3 Análisis por software de elementos finitos

Se inició un análisis estructural en el Workbench de ANSYS [6]. En el esquema de análisis estructural se aplicará el análisis de fatiga. Como primer paso se editó la librería GRANTA del sistema para incluir los materiales del par. Se incluyó AISI 8620 con las características de la Norma IRAM-IAS para la zona del cubo y con características modificadas por el tratamiento térmico para la zona dentada. En la figura 7 se ven las propiedades del material AISI 8620 tratado tal como quedan incluidas en la librería GRANTA de materiales incluyendo curvas S-N de fatiga.

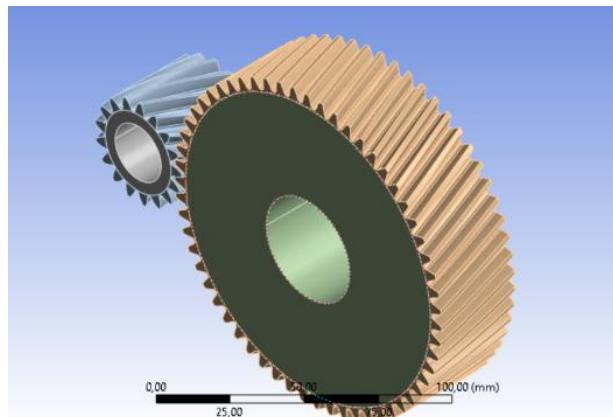


Figura 7: Tabla de características mecánicas de acero SAE-AISI 8620 en GRANTA – ANSYS

En el proceso de análisis se cargaron los datos de los materiales AISI 8620 y SAE 4140 con sus características diferenciadas en las distintas partes del modelo. Los contactos entre flancos que se detectan automáticamente entre flancos se suprimieron y se agregaron juntas cinemáticas cilíndricas entre las caras en contacto. En relación al mallado se optó en las zonas dentadas por un mallado automático y en las zonas centrales por un mallado tipo Sweep.

Se procedió al mallado utilizando tamaños 2,5; 2,25 y 1,8 mm para el engranaje 1 (piñón) y 3,25; 3,4 y 3,75 mm para el engranaje 2 (conducido). Ver Figura 8.

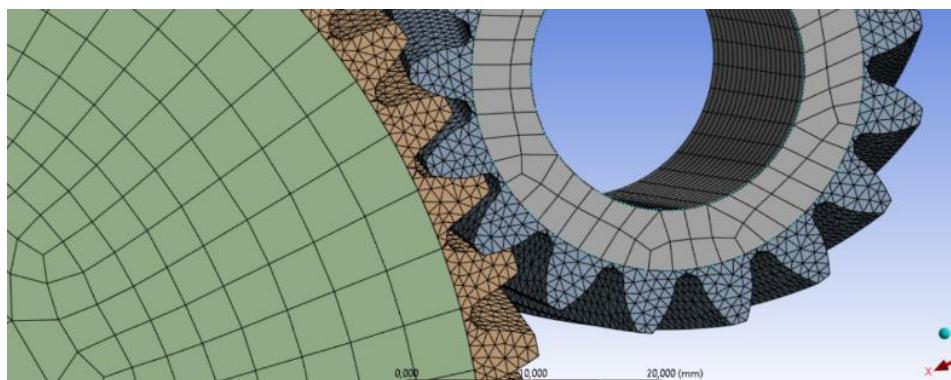


Figura 8: Mallado compuesto en piñón y engrane conducido en Workbench ANSYS [6]

En la Tabla 7 siguiente se observa la convergencia respecto a las tensiones Von Misses obtenidas al finalizar el análisis.

Tamaño de mallado (mm)(engranaje 2)	Tensiones equivalentes de VM (MPa)
3,75	372,88
3,4	397,29
3,25	399,13

No se probó mallado más fino debido a las limitaciones de número de nodos de la licencia utilizada. A

continuación, se incorporaron los vínculos en las superficies cilíndricas internas de los cubos (representación de los árboles), se eligió un vínculo cilíndrico fijo en dirección radial y axial y libre en sentido tangencial (rotación libre). Se aplicaron cargas en forma de pares de torsión opuestos sobre los cuerpos: en el engranaje 1 (piñón) de 108.200 Nmm y en el engranaje 2 de 375.600 Nmm. Se procedió a la resolución por el software y los resultados obtenidos de tensiones equivalentes de Von Misses se observan en la figura 9. La tensión máxima es de 399,13 MPa en el engranaje 2.

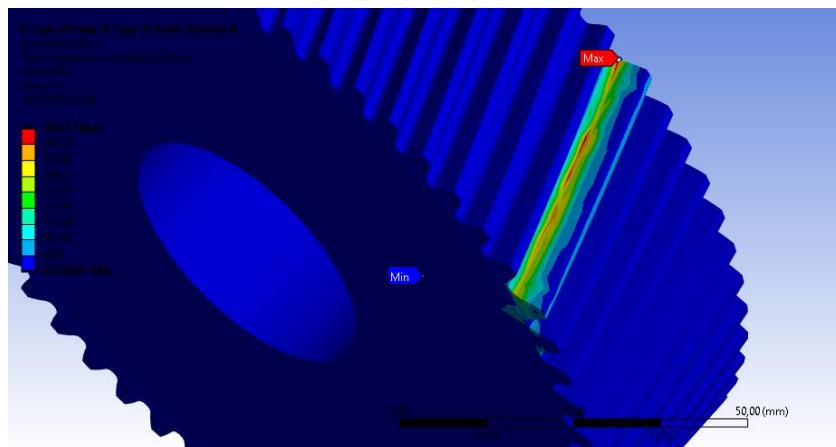


Figura 9: Distribución de tensiones de Von Misses

El valor alcanzado en el instante de inicio de contacto es de 280,62 MPa. Fig. 9b

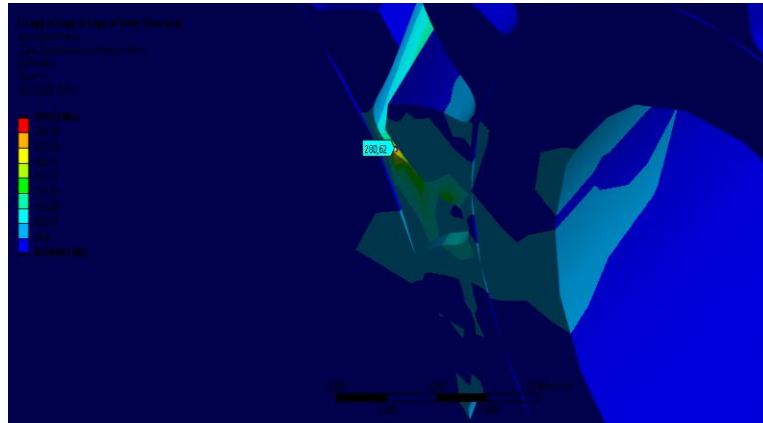


Figura 9b: Tensión en el instante de contacto inicial entre dientes

Se obtuvo una distribución de tensiones normales cuyo valor máximo es de 456,03 MPa, Ver figura 10.

A continuación, se obtuvo una distribución de los coeficientes de seguridad a lo largo del flanco del diente. El valor mínimo del coeficiente de seguridad se observa en el engranaje 2 con un valor 1,2991 según Workbench-ANSYS [6] comparable con el valor del mismo coeficiente según KISSsoft [1]. En la figura 11 se observa la distribución del coeficiente de seguridad y en la tabla 8 un resumen de los resultados de los coeficientes de seguridad mínimos comparados entre los dos softwares aplicados.

Estos resultados dieron paso a las conclusiones.

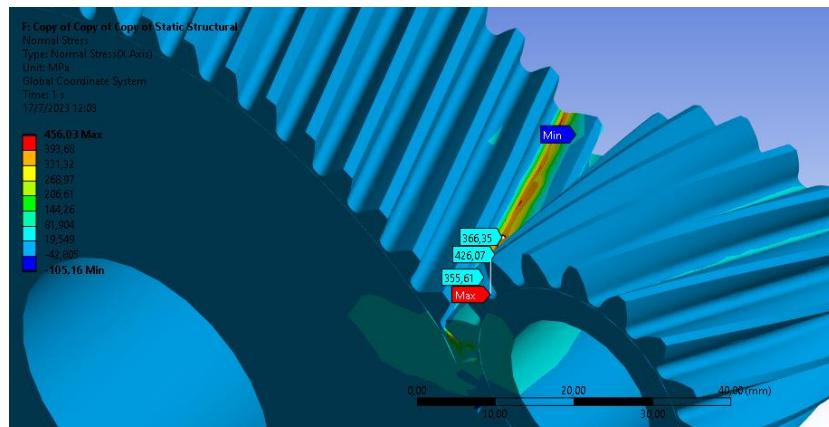


Figura 10: Distribución de tensiones normales en flanco, engranaje 2. Máximo: 456,07 MPa

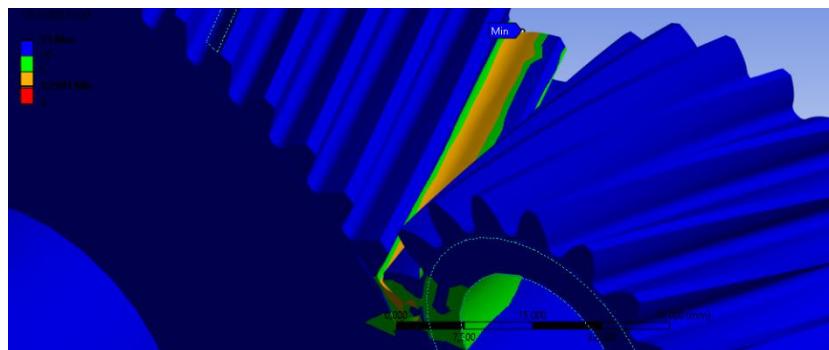


Figura 11: Distribución de factor de seguridad en flanco engranaje 2. Mínimo: 1,2991

Tabla 8: Resumen de resultados comparados

	Coeficiente Seguridad Pie de diente KISSsoft [1]	Coeficiente Seguridad Pie de diente ANSYS [6]	Coeficiente Seguridad Flanco de diente KISSsoft [1]
Engranaje 1	1,9738	2,4025	1,1970
Engranaje 2	1,2684	1,2991	1,0018
Seguridad Mínima	1,2684	1,2991	1,0018

### 3. Conclusiones

- 1) Los valores de coeficientes de seguridad a flexión en pie de diente obtenidos mediante KISSsoft [1] y mediante ANSYS [6] en el engranaje 2 (conducido) difirieron aproximadamente 2,5 % en tanto que dichos coeficientes en el engranaje 1 (piñón) difirieron aproximadamente 22%. Estas divergencias son a la fecha motivo de análisis.
- 2) La diferencia de coeficientes de seguridad a flexión en pie de diente respecto a los de desgaste/contacto en flanco de diente demuestran el distinto tipo de estados de carga y la necesidad de cambiar el modelo de análisis FEM para llegar a una convergencia de resultados. Se estudian alternativas para un posterior trabajo.
- 3) El trabajo presentado es la primera aproximación al análisis de engranajes por medio comparados de softwares. Se seguirá investigando con el fin de obtener

verificaciones con softwares FEM con resultados convergentes con los obtenidos con softwares específicos de diseño/proyecto de máquinas.

#### **4. Referencias Bibliográficas y medios computarizados**

- [1] KISSsoft, KISSsoft Release 2022 – Versión académica. [Software]. KISSsoft AG, 2022.
- [2] F. Litvin y A. Fuentes, Gear Geometry and Applied Theory, 2<sup>a</sup> ed., Cambridge: Cambridge University Press, 2004.
- [3] P. Tedeschi, Proyecto de Máquinas. Buenos Aires: Eudeba, 1969.
- [4] AGMA 2001-D04, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth (versión métrica). Alexandria, VA: American Gear Manufacturers Association, 2004.
- [5] SolidWorks, SolidWorks 2017/2018 – Versión académica. [Software]. Dassault Systèmes, 2017.
- [6] ANSYS, ANSYS 2023 R1 – Versión académica. [Software]. ANSYS Inc., 2023.
- [7] ISO 6336-5:2016, Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 5: Strength and quality of materials. 3<sup>a</sup> ed., Geneva: International Organization for Standardization, 2016.