

RECIBIDO EL 7 DE JULIO DE 2021 - ACEPTADO EL 2 DE OCTUBRE DE 2021

DESARROLLO DE UNA APLICACIÓN INFORMATICA PARA LA AUTOMATIZACIÓN DEL MODELADO GRÁFICO COMO AYUDA EN LA DOCENCIA DE LA ASIGNATURA DISEÑO MECÁNICO

DEVELOPMENT OF A COMPUTER APPLICATION FOR THE AUTOMATION OF GRAPHIC MODELING AS A LEARNING AID FOR THE MECHANICAL DESIGN COURSE

Milton Fabian Coba Salcedo¹

Félix Joaquín Lozano-Cárdenas²

Erika Alejandra Maldonado Estévez³

Universidad Francisco de Paula Santander

3 4 6

RESUMEN

Se ha desarrollado una aplicación informática para la automatización del modelado gráfico como ayuda en la docencia de la asignatura Diseño Mecánico en la carrera de Ingeniería Mecánica. Se ha integrado mediante la interfaz de programación de aplicaciones (API) del software de modelado gráfico Solidworks, una herramienta que permite el cálculo de engranajes

rectos con un ángulo de presión de 20 grados que se ha denominado **SolidG**, tomando como referencia la norma AGMA para la determinación de los factores que influyen en los esfuerzos generados en los engranajes. Se analizaron varios elementos sometidos a diferentes condiciones de operación y se comparan con los resultados obtenidos mediante la aplicación del análisis de elementos finitos utilizado por el complemento de simulación de SolidWorks. Es una propuesta interesante como ejemplo de las capacidades que se pueden desarrollar en cuanto a la automatización de proceso de

¹ miltoncoba@mail.uniatlantico.edu.co,
Facultad de Ingeniería, Universidad del Atlántico,
Barranquilla, Colombia.

² felixlozano@ufps.edu.co, Universidad Francisco
de Paula Santander, Cúcuta, Colombia.

³ erikamaldonado@ufps.edu.co.

diseño, la reducción de los tiempos y el aumento en la productividad.

PALABRAS CLAVE:

Solidworks, engranajes rectos, API, AGMA, Analisis por Elementos Finitos.

ABSTRACT

A computer application has been developed for the automation of the graphic modeling as an aid in the teaching of the Mechanical Design subject in the Mechanical Engineering degree. It has been integrated through the application programming interface (API) of the Solidworks graphic modeling software, a tool that allows the calculation of spur gears with a pressure angle of 20 degrees that has been called SolidG, taking as a reference the AGMA standard for the determination of the factors that influence the efforts generated in the gears. Several elements subjected to different operating conditions were analyzed and are compared with the results obtained by applying the finite element analysis used by the SolidWorks simulation plug-in. It is an interesting proposal as an example of the capabilities that can be developed in terms of design process automation, time reduction and productivity increase.

KEYWORDS:

Solidworks; Spur Gear; API; AGMA; Finite Element Analysis.

INTRODUCCIÓN

Los engranajes rectos son empleados en una variedad de aplicaciones en la industria, es necesario tener herramientas que hagan del cálculo de estos elementos más eficiente y preciso según sea el grado de complejidad del diseño para el cual se está seleccionando dicho componente. Debido a esto, existen instituciones que se encargan de generar estándares en los cuales el diseñador cuenta con una guía para realizar sus diseños, siendo la AGMA la norma más empleada a nivel internacional gracias a

su práctico algoritmo de diseño, lo cual hace la tarea del diseñador dinámica (AGMA, 1989).

El empleo de software para el diseño y modelado de estos elementos juega un papel cada vez más protagónico brindando la posibilidad de realizar ajustes y tener un bosquejo de lo que será el engranaje de la aplicación real para la cual está siendo diseñado (Bommisetty, V. (2012)). Por otro lado, estos programas de cómputo permiten analizar el comportamiento mecánico de los engranajes por medio de simulaciones basadas en métodos matemáticos como es el caso del Método de Elementos Finitos, los cuales, así como el modelado CAD, permite ver los estados de esfuerzos a los cuales estará sometido el engranaje requerido y obteniendo valores más o menos precisos de acuerdo a la configuración de la simulación (Mahakul, et al. 2021).

En muchos casos los ingenieros de diseño desarrollan hojas de cálculo o programas informáticas para de alguna manera automatizar la gran cantidad de cálculos a realizar en el diseño de engranajes, luego con esta información diseñar mediante CAD y en algunos casos realizar simulaciones de validación (Sanjay, 2021). En este trabajo, y su importancia radica en que se utiliza el entorno de programación del software de diseño asistido por computador CAD Solidwork, se desarrolla un complemento a manera de aplicación informática que contiene toda la hoja de ruta del cálculo de los engranajes según la Norma AGMA, que es la de referencia en este tipo de cálculos, y además automáticamente y una vez el usuario valida el diseño, realiza automáticamente el diseño CAD del engranaje incluido su plano de fabricación, y por último, introduce la guía metodológica para realizar la comprobación del diseño mediante la técnica de cálculo por elementos finitos, disponible en el mismo software.

Es una propuesta interesante como ejemplo de las capacidades que se pueden desarrollar

en cuanto a la automatización de proceso de diseño, la reducción de los tiempos y el aumento en la productividad.

METODOLOGIA

El estudio se ha realizado a partir de comparar los resultados de un análisis establecido por una norma calificada para el diseño y estudio de engranajes rectos, respecto al estudio computacional. La norma AGMA, definida a través de enunciados, conceptos y ecuaciones será llevada a un lenguaje informático para luego modelar y simular los esfuerzos en SolidWorks *Simulation* con ayuda del usuario para obtener una serie de resultados e indagaciones en el pre modelado y diseño de engranajes rectos.

Las posibilidades para el diseño de engranajes rectos son muy diversas al momento de variar los parámetros de diseño y criterios a priori del usuario, para cumplir con las condiciones especificadas en su aplicación hasta establecer el resultado el cual se adapte a los requerimientos deseados por el diseñador, por tanto, el uso de esta herramienta informática conlleva a una extensa línea de programación donde esta cumpla con las especificaciones y teorías dadas sobre el diseño de engranajes rectos (Carro-Suárez, *et al*, 2012). El funcionamiento de la aplicación se muestra en un diagrama operacional, Figura 1, que simplifica el algoritmo del complemento informático.



Figura 1. Diagrama de flujo para el procedimiento de la aplicación.

Internamente se ha dispuesto el código de forma tal que primero se realicen los cálculos geométricos del engranaje, los cuales posteriormente permitirán el modelado en tres dimensiones del mismo. Posteriormente, se encuentran las ecuaciones de los factores

establecidos por la AGMA para la deducción de la magnitud de los esfuerzos a los que se encuentra sometido el engranaje con sus respectivos factores de seguridad. Inicialmente se procede a colocar los valores para el diseño en la pestaña de datos de entrada, Figura 2.

Figura 2. Datos de entrada.

La primera parte de los resultados que corresponde al dimensionamiento geométrico del engranaje, se muestra en la pestaña siguiente y que lleva por título “Dimensiones Geométricas”, en la cual se pueden encontrar datos como diámetro de paso, relación de engranaje, espesor del diente, holgura, además de otros datos importantes como la velocidad en la línea de paso y la carga tangencial soportada por el diente del engranaje, mostrado en la Figura 3.

Sistema Métrico

DATOS DE ENTRADA		DIMENSIONES GEOMÉTRICAS		FACTORES DE DISEÑO		RESULTADOS	
Diámetro de paso del piñón (D_p)	45 mm	Diámetro de paso del engranaje (D_g)	125 mm				
Diámetro exterior piñón (D_{ep})	50 mm	Diámetro exterior engranaje (D_{eg})	130 mm				
Diámetro interior piñón (D_{ip})	38,75 mm	Diámetro interior engranaje (D_{ig})	118,75 mm				
Diámetro base piñón (D_{bp})	40 mm	Diámetro base engranaje (D_{bg})	120 mm				
Introduzca la dimensión del eje para el piñón	25 mm	Introduzca la dimensión del eje para el engranaje	70 mm				
Relación de engranajes	2,7778	Paso circular (ϕ_c)	7,854 mm				
Mínimo número de dientes sin interferencia	14	Espesor del diente (t)	3,927 mm				
Velocidad en la línea de paso (m/s)	3,3576	Addendum (a)	2,5 mm				
Carga tangencial (W_t)	893,4993 N	Dedendum (b)	3,125 mm				
Carga total	950,8424 N	Altura total (h)	5,625 mm				
Distancia entre centros (Σ)	85 mm	Holgura (C)	0,625 mm				

Figura 3. Pestaña de dimensiones geométricas de los engranajes.

En la siguiente pestaña mostrada en la Figura 4, se encuentran los factores de diseño estipulados por la AGMA. El poder determinar estos factores, requirió a diferencia de las dimensiones geométricas, un nivel más avanzado de programación en el cual fue necesario el uso de vectores, matrices y diferentes tipos de sentencias, así como el desarrollo de una función que permite la interpolación lineal de datos, necesaria para la obtención de los factores que permiten determinar más adelante el valor de los esfuerzos soportados por el engranaje.

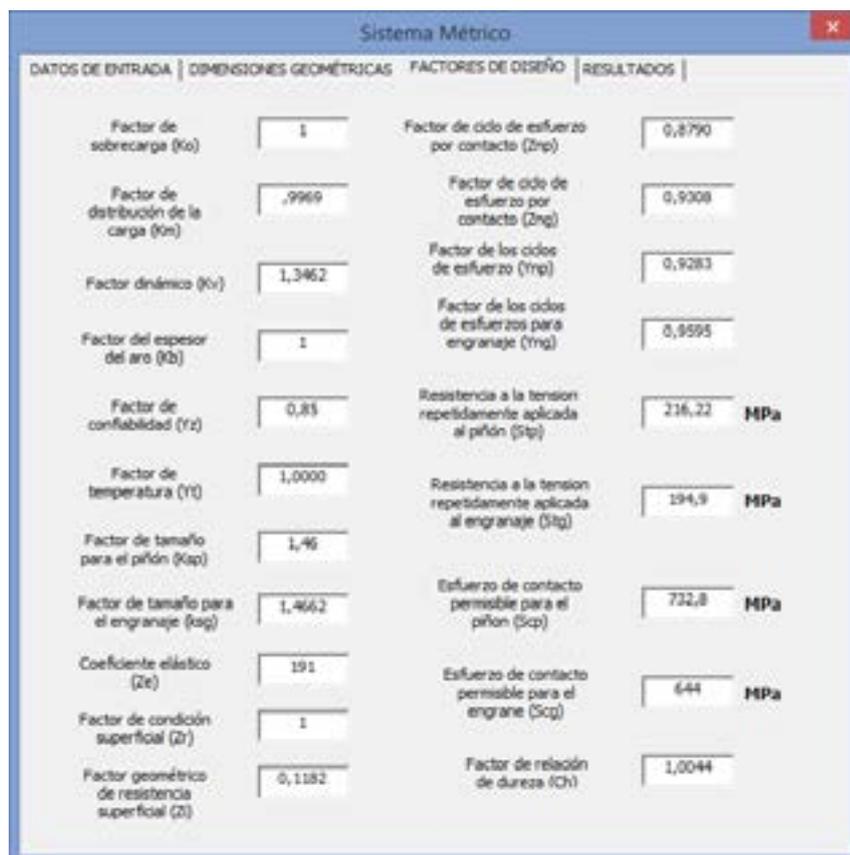


Figura 4. Pestaña de factores de diseño para analisis de esfuerzos.

En la Figura 5 la pestaña de resultados, se encuentra el producto final del algoritmo. En esta pestaña se aprecian los valores de los esfuerzos de contacto y flexión permisibles, así como los reales acompañados de sus respectivos factores de seguridad para piñón y engranaje. Al calcular de los esfuerzos y factores de seguridad se recopila la información suministrada por las operaciones realizadas internamente en el programa y se integran a las ecuaciones de la AGMA programadas en el complemento para luego visualizarlas en la interfaz.

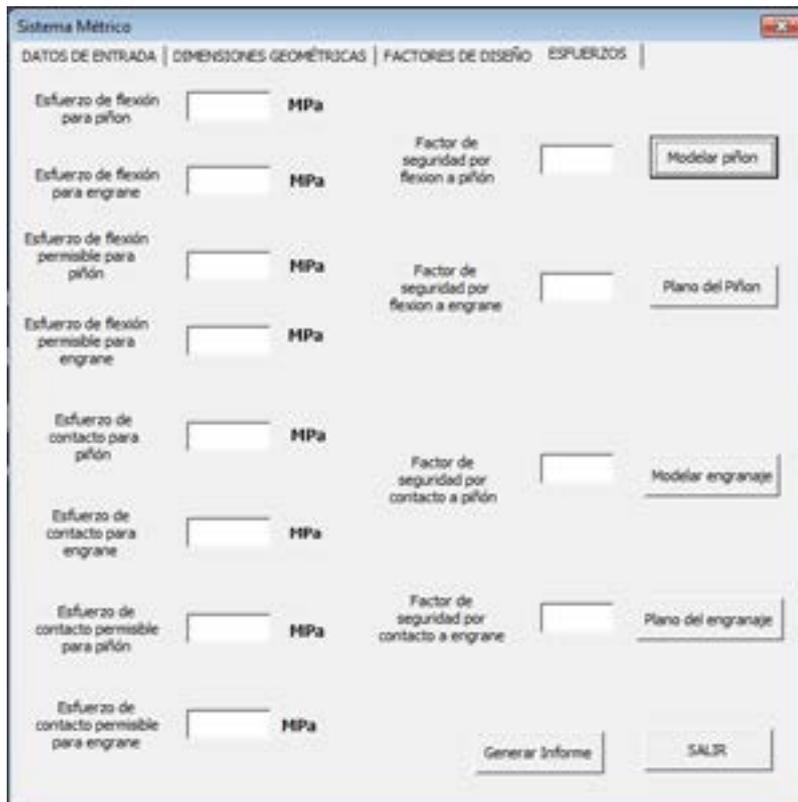


Figura 5. Pestaña de resultados.

Además de los valores finales de esfuerzo y factor de seguridad, también se encuentra en esta pestaña un grupo de botones con los cuales se puede visualizar el modelo tridimensional tanto del piñón y del engranaje. También aparece

el botón que permite generar el informe con todos datos calculados anteriormente, es decir, dimensiones geométricas, factores de diseño AGMA y valores definitivos de esfuerzo con sus respectivos factores de seguridad, Figura 6.

3 5 2

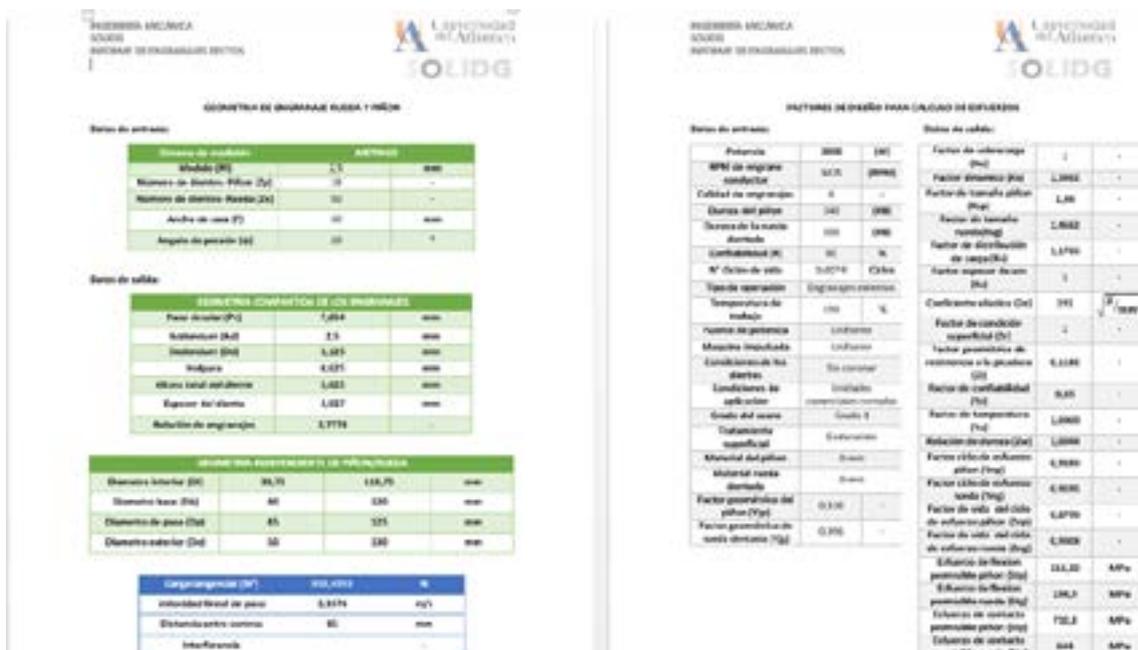


Figura 6. Hoja de informe.

Cuando se establecido los parámetros de entrada para el diseño de los engranes, los resultados obtenidos en las dimensiones geométricas deben satisfacer las condiciones de operación y tamaño que el diseñador requiera. Una vez

aprobado por el usuario se procede a modelar de manera automática el piñón y engranaje primero en esquema bidimensional y luego de forma tridimensional, a través de un botón en el menú resultados, Figura 7.

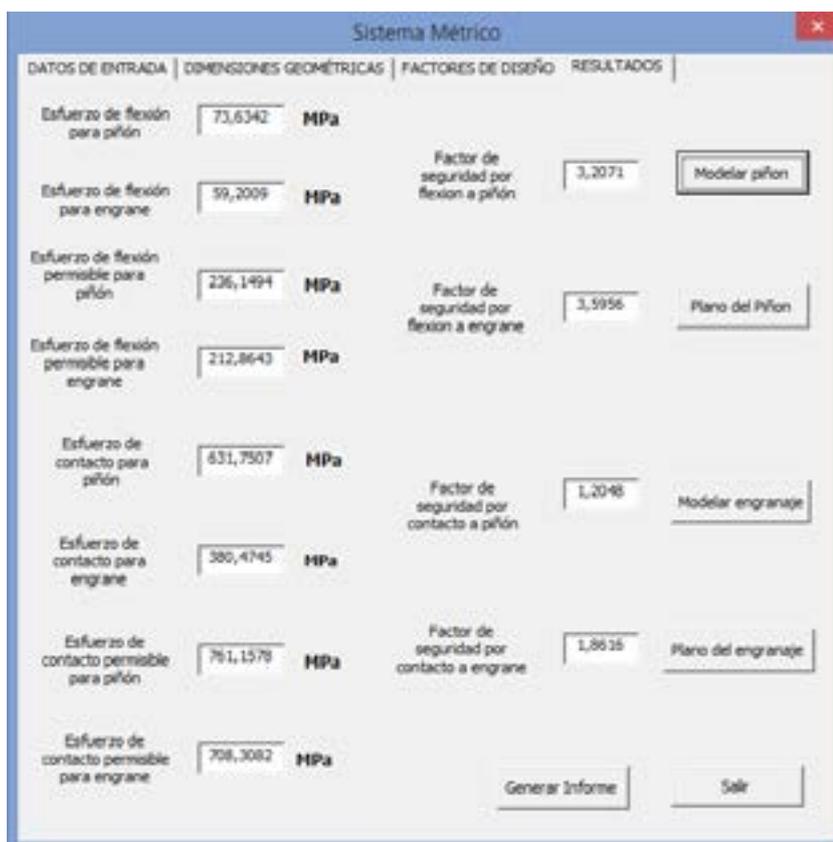


Figura 7. Botones para Modelar y establecer Planos de piñón y engranaje.

El desarrollo y modelado del piñón y engranaje se ejecuta individualmente, sin embargo las condiciones de diseño son las mismas, solo varía los valores de las dimensiones. Para establecer el perfil del diente es necesario conocer la ecuación que regirá el comportamiento de los puntos los cuales conformarán una curva involuta, se ha demostrado que inicia en el círculo base del engranaje y termina en el círculo de addendum o círculo exterior, (Hamrock, 2000). El valor del parámetro para generar la involuta (θ), inicia en 0 en la base del círculo y culmina en el ángulo formado por el radio exterior del engranaje (θ_a). Las coordenadas cartesianas del punto sobre la involuta dadas en (1) y (2), son reemplazadas por las coordenadas polares (R, ψ) del punto,

quedando la ecuación de la siguiente forma:

$$R \cos(\psi) = R_b \cos(\theta) + R_b \theta \sin(\theta) \quad (1)$$

$$R \sin(\psi) = R_b \sin(\theta) - R_b \theta \cos(\theta) \quad (2)$$

De esta forma se tiene prácticamente la estructura bidimensional del piñón o engranaje. Con la función matriz circular se crea y se genera el resto de dientes conservando la distancia equidistante y por ende el paso circular que dicta la teoría de diseño y así conformar la geometría del piñón o engranaje de manera completa, Figura 8.

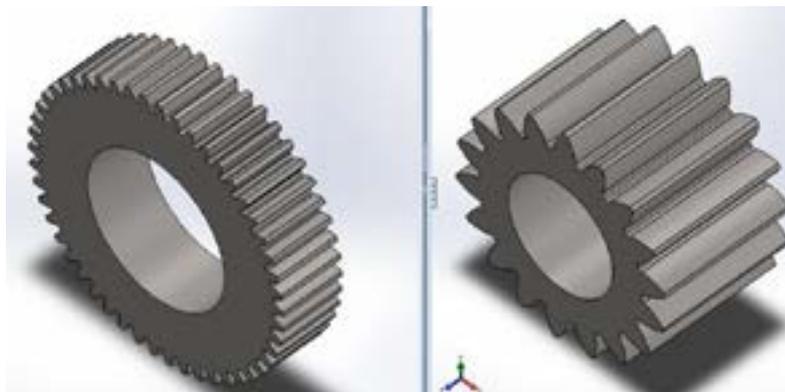


Figura 8. Solido tridimensional de piñon y engranaje.

Dentro de la programación se ha de ejecutar también la selección del material para el piñón y engranaje, De esta manera se consolida el modelamiento tridimensional del piñón y engranaje de acuerdo a las ecuaciones formalizadas para el diseño de engranajes rectos con ángulo de presión de 20°. (Demet, 2021)

Como paso opcional para el diseñador esta la generación del plano de dibujo el cual tendrá como referencia el piñón y engranaje en planos independientes, estos planos establecen la vista frontal, superior y la vista trimétrica del piñón y engranaje, con sus respectivas cotas y sistemas de unidades que fueron escogidas mostrado en la Figura 9.

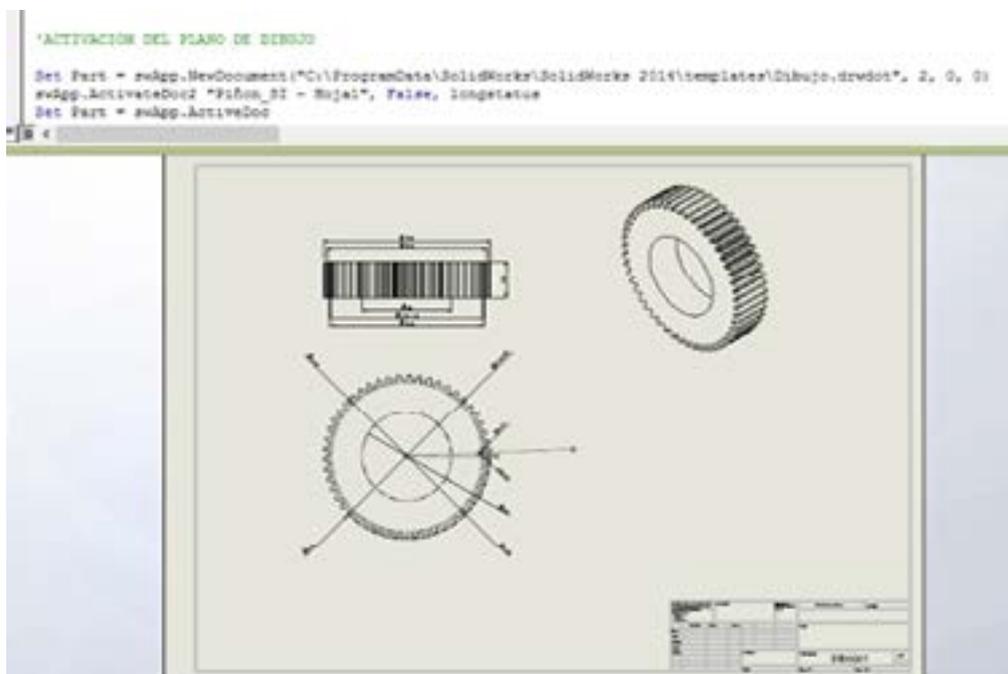


Figura 9. Plano de dibujo dado por la aplicación.

La necesidad de conocer el comportamiento de las deformaciones y las tensiones es una ayuda complementaria para el diseño del sistema por parte del usuario, por tanto se ha demostrado como se rige este fenómeno utilizando una herramienta informática el cual está basada en la teoría de los elementos finitos (FEM) (Carro-Suárez, *et al.* 2016), este usa un cálculo que implementa la resolución de ecuaciones diferenciales parciales mediante sistemas de ecuaciones lineales y no lineales. Para realizar el estudio de los componentes o sistemas físico-mecánicos, la herramienta informática usa la discretización de los elementos para así obtener un conjunto de desplazamientos y fuerzas realizadas en un trabajo.

Por medio del complemento *Simulation* incluido en el software SolidWorks se generó la parte de este estudio con el fin de confrontar los resultados dados por la aplicación basada en la norma AGMA respecto a los valores del análisis estático de SolidWorks Simulation (Carro-Suárez *et al.*, 2016). El método de los elementos finitos que usa SolidWorks resuelve ecuaciones diferenciales sobre cada uno de los nodos del elemento, interpolando las soluciones de cada

sección al resto de los puntos que no se detectan como nodos, a su vez contiene un detalle en su aplicación debido a que estima de forma automática el tamaño de la malla, sin embargo también permite que el usuario establezca la definición del mallado para obtener soluciones más eficientes y precisas disminuyendo el margen de error (Mahakul, *et al.* 2021).

Para el estudio y análisis de los esfuerzos por contacto y flexión se debe tener en cuenta los puntos o zonas críticas donde se presentan la mayoría de esfuerzos mayores en los dientes de un engranaje (Yadav *et al.*, 2021), (Zhao, 2021). El análisis estático en SolidWorks se realiza mediante la aplicación de un sistema de ecuaciones lineales de equilibrio en cada uno de los elementos finitos establecidos por el mallado del sólido. Inicialmente se debe realizar el mallado del modelo, seguido las propiedades mecánicas del material, las restricciones de movimiento y las cargas a los que está sometido.

3 5 5

En la figura 10 se muestra la inserción de una línea que representa el círculo de paso, donde se genera el punto de contacto entre los dientes de los engranajes.

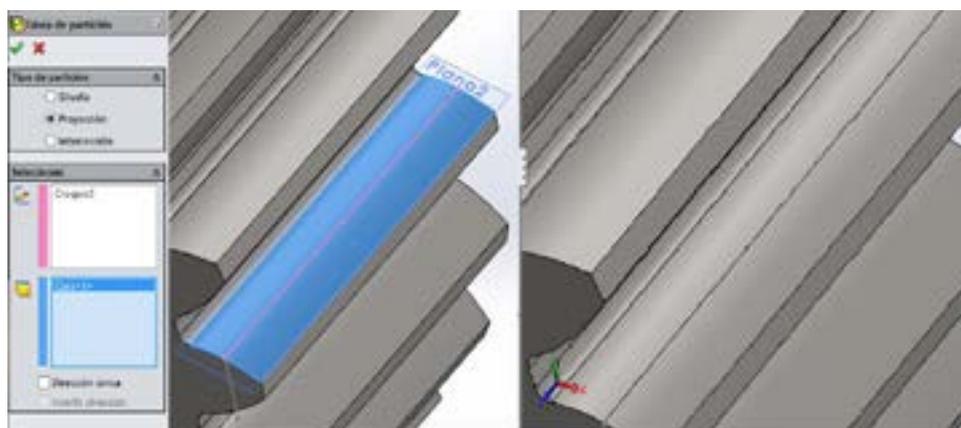


Figura 10. Línea de contacto en perfil del diente.

A continuación se establece la fuerza neta en esta demostración de 776.66 N, que determinara los esfuerzos de contacto y tensión en el diente del engranaje, Figura 11.

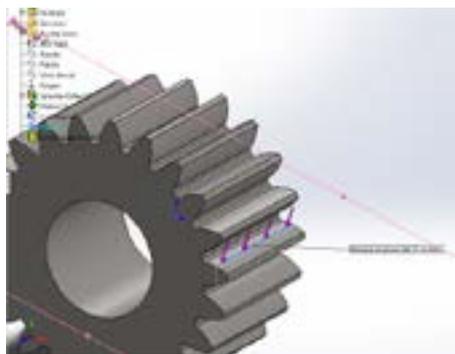


Figura 11. Colocación de la fuerza neta.

Debido al interés en conocer el comportamiento del diente respecto a la carga el cual estará sometida es necesario aumentar el grado del mallado sobre el diente a analizar, para esto la opción control de malla permitirá definir una densidad de malla en las zonas donde se ha de evaluar (Roy, 2014). De esta forma se mejora la definición de la simulación de esfuerzos (Subhash Chavadaki, 2021). Una vez que el programa realiza el mallado, la nueva malla sobre el engranaje queda como se muestra en la Figura 12.

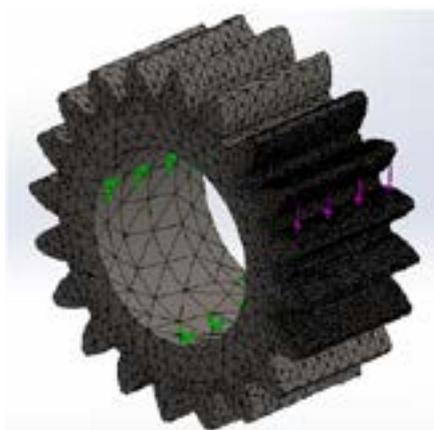


Figura 12. Control de malla sobre sección del diente para el análisis de tensiones.

Ejecutado el estudio de simulación los resultados para los esfuerzos de contacto y flexión fueron $\sigma_c = 168.48$ MPa y $\sigma_f = 24.31$ MPa, Figura 13.

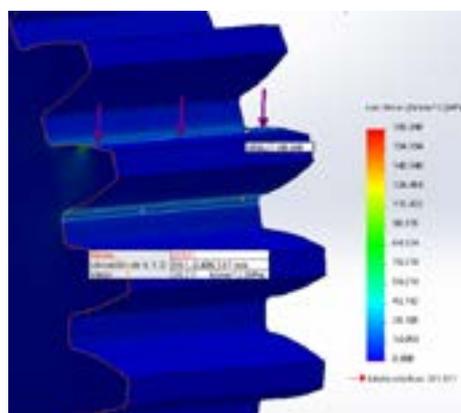


Figura 13. Resultado de los esfuerzos de contacto y flexión sobre el diente del engranaje.

RESULTADOS

De acuerdo a los valores obtenidos en SolidG y los determinados mediante el uso del análisis por elementos finitos, se encuentra una variación entre ambos métodos significativa debido a la metodología de cálculo de cada uno de estos. Mediante el uso de FEA, se obtienen valores menores que los obtenidos en SolidG puesto que los factores AGMA contribuyen a un modelo de estados de esfuerzos más conservador que el propuesto mediante el análisis de elementos finitos, el cual se acerca más a un estado real.

Para todos los casos estudios realizados se ha de mostrar en las tablas sus valores correspondientes obtenidos por la aplicación SolidG.

Tabla1. Dimensiones geométricas.

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
Paso circular (Pc)- mm	7,854	7,854	6,2832	15,708	7,854
Addendum (Ad) -mm	2,5	2,5	2	5	2,5
Dedendum (Dd)- mm	3,125	3,125	2,5	6,25	3,125
Holgura (C)- mm	0,625	0,625	0,5	1,25	0,625
Altura total del diente- mm	5,625	5,625	4,5	11,25	5,625
Espesor del diente	3,927	3,927	3,1416	7,854	3,927
Relación de engranajes	2,7778	1,4545	1,8000	1,9000	3,0588
Diámetro interior piñón	38,75	48,75	35	87,5	36,25
Diámetro base piñón	40	50	36	90	37,5
Diámetro de paso piñón	45	55	40	100	42,5
Diámetro exterior piñón	50	60	44	110	47,5
Diámetro interior engrane	118,75	73,75	67	177,5	123,75
Diámetro base engrane	120	75	68	180	125
Diámetro de paso engrane	125	80	72	190	130
Diámetro exterior engrane	130	85	76	200	135
Carga tangencial (W ^t) (N)	893,499	771,658	716,195	1580,57	757,878
Carga total (N)	950,83	821,18	762,159	1682,00	806,517
Velocidad lineal de paso	3,3576	1,2959	0,2094	7,5922	3,9584
Distancia entre centros	85	67,5	56	145	86,25
Interferencia	no	no	no	no	no

3 5 7

Tabla 2. Factores de diseño.

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
Factor de sobrecarga (K _o)	1	1	1	1	1
Factor dinámico (K _v)	1,3462	1,2176	1,0886	1,4093	1,3750
Factor de tamaño piñón (K _{sp})	1,46	1,46	1,43	1,55	1,48
Factor de tamaño rueda (K _{sg})	1,4662	1,4618	1,4317	1,5524	1,4892
Factor de distribución de carga (K _μ)	1,1766	1,1645	1,0276	1,1555	1,2051
Factor espesor de aro (K _β)	1	1	1	1	1
Coefficiente elástico (Z _e)	191	191	191	191	191
Factor de condición superficial (Z _r)	1	1	1	1	1
Factor geométrico de resistencia a la picadura (Z _i)	0,1182	0,0952	0,1033	0,1053	0,1211
Factor de confiabilidad (Y _z)	0,85	0,85	0,85	1,25	0,85
Factor de temperatura (Y _θ)	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
Relación de dureza (Z _w)	1,0044	1,0011	1,0020	1,0022	1,0051
Factor ciclo de esfuerzo piñón (Y _{np})	0,9283	0,9283	0,9283	0,9283	0,9283
Factor ciclo de esfuerzo rueda (Y _{ng})	0,9595	0,9396	0,9461	0,9478	0,9625

Factor de vida del ciclo de esfuerzo piñón (Z_{np})	0,8790	0,8790	0,8790	0,8790	0,8790
Factor de vida del ciclo de esfuerzo rueda (Z_{ng})	0,9308	0,8976	0,9084	0,9112	0,9358
Esfuerzo de flexión permisible piñón (St_p) (MPa)	216,22	216,22	216,22	216,22	216,22
Esfuerzo de flexión permisible rueda (St_g) (MPa)	194,9	194,9	194,9	194,9	194,9
Esfuerzo de contacto permisible piñón (St_p) (MPa)	732,8	732,8	732,8	732,8	732,8
Esfuerzo de contacto permisible rueda (St_g) (MPa)	644	644	644	644	644

Tabla 3. Esfuerzos de flexión y factores de seguridad.

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
Esfuerzo flexión piñón (MPa)	86,9053	63,6808	69,6426	53,8848	57,9679
Esfuerzo flexión permisible piñón (MPa)	236,149	236,149	236,149	160,581	236,149
F.S. por flexión piñón	2,7173	3,7083	3,3909	2,9801	4,0738
Esfuerzo flexión Rueda (MPa)	69,8707	58,2653	60,6882	46,1238	47,9548
Esfuerzo flexión permisible Rueda (MPa)	212,864	212,864	212,864	144,7477	212,8643
Factor de seguridad por flexión Rueda	3,0465	3,6534	3,5075	3,1382	4,4389

3 5 8

Tabla 4. Esfuerzos de contacto y factores de seguridad.

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
Esfuerzo contacto piñón (MPa)	686,323	608,579	635,084	553,358	573,319
Esfuerzo contacto permisible piñón (MPa)	761,157	758,665	759,315	516,462	761,687
Factor de seguridad por contacto piñón	1,1090	1,2466	1,1956	0,9333	1,3286
Esfuerzo de contacto Rueda (MPa)	413,341	505,267	474,371	402,395	329,153
Esfuerzo contacto permisible Rueda (MPa)	668,921	666,730	667,302	453,8784	669,3868
Factor de seguridad por contacto Rueda	1,6183	1,3196	1,4067	1,1279	2,0337

Se realizan estudios de simulación estática para el piñón y engranaje considerando el valor de la fuerza total obtenida en la calculadora de SolidG, y lo explicado en los capítulos anteriores sobre el análisis de esfuerzos y el proceso de simulación (sujeción, carga y mallado), se obtuvieron resultados del análisis estático para los casos estudios mencionados anteriormente. Con base a los resultados de los esfuerzos dados por SolidG, el cual usa todos

los parámetros y ecuaciones establecidas por la norma AGMA, y los esfuerzos calculados por el método de los elementos finitos a través del programa SolidWorks Simulation, se establece una comparación entre estos dos métodos y además el método de cálculo de engranajes descrito en el libro de Peter Childs, que utiliza una metodología diferente a la AGMA, para el cálculo de los características geométricas y esfuerzos.



Figura 14. Comparativa entre AGMA, FEM Y P. Childs para esfuerzos por flexión en piñón

Los datos comparativos muestran una diferencia considerable entre los esfuerzos de la norma AGMA y los esfuerzos por el método de los elementos finitos.

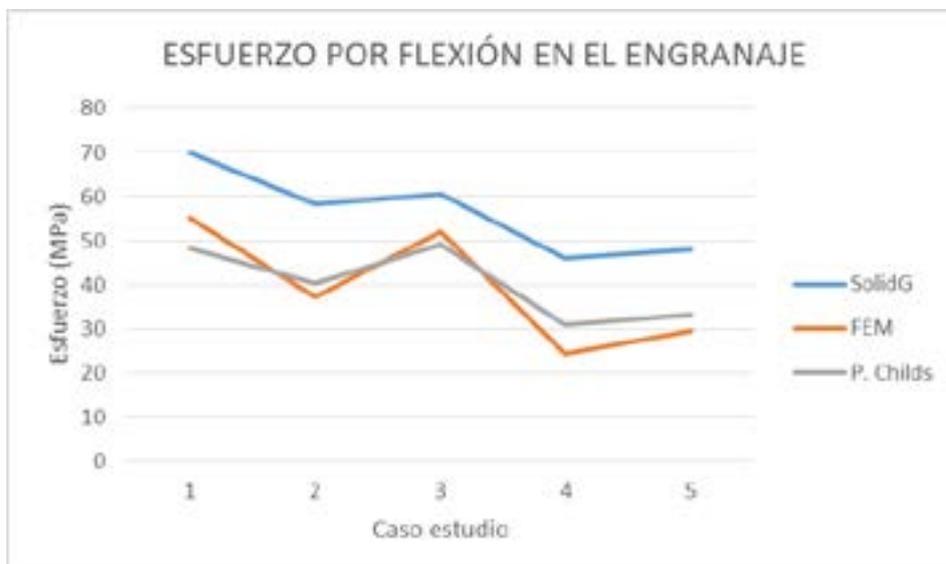


Figura 15. Comparativa entre AGMA, FEM y P. Childs para esfuerzos por flexión para engranaje

Esta diferencia se debe a los factores de corrección los cuales no son considerados dentro del análisis por FEM, a pesar del uso de control de malla en la sección del diente, el cual permitía mejorar el afinamiento del mallado sobre la pieza, el análisis estático omite ciertas condiciones que la AGMA ha venido estudiando y desarrollando por el fenómeno de fatiga.

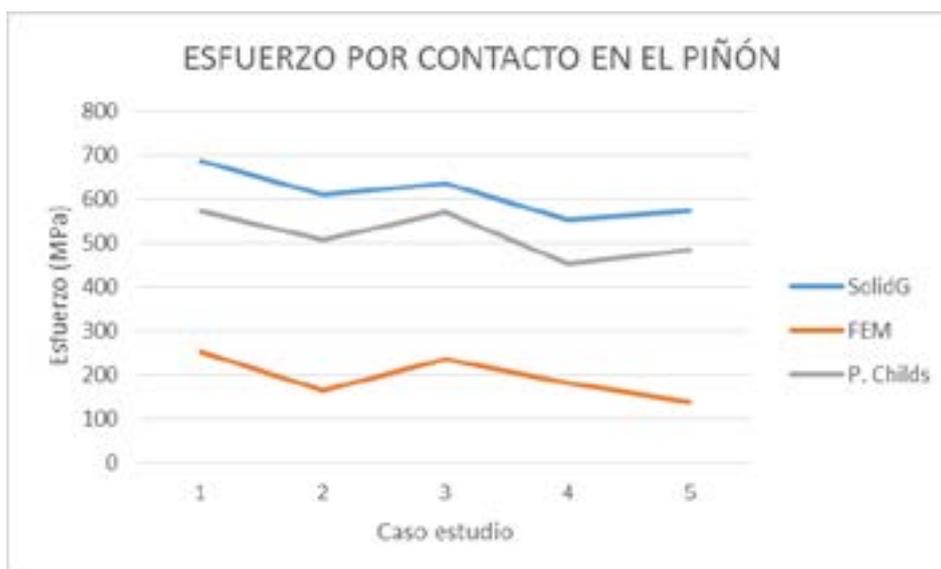


Figura 16. Comparativa entre AGMA, FEM y P. Childs para esfuerzos por contacto en piñón

Como que los resultados obtenidos por la aplicación tienen un margen de diferencia con respecto a los resultados de los modelos dados por el libro referencia de Peter Childs, la apreciación de estos valores en los esfuerzos (SolidG) los cuales son mucho mayores, la diferencia de estos resultados se debe a que la programación de la calculadora SolidG, tiene en cuenta cada uno de las ecuaciones y condiciones para los factores de diseño influyentes en los esfuerzos de flexión y contacto en los engranes; como se explicó anteriormente la ventaja de usar el lenguaje informático para los cálculos y modelación permite tomar todas las variables influyentes dentro del proceso de diseño para los engranajes rectos, permitiendo tener una amplia estructura algorítmica donde se incluyan cada uno de los parámetros establecidos por la

norma AGMA y así contemplar los resultados más conservadores que se desea obtener, en cambio los resultados dados por el texto de referencia donde se tomaron los modelos propuestos, toman valores unitarios a causa de la complejidad que conlleva realizar más cálculos de manera manual, siendo así los factores asumidos por el texto entre los que se mencionan los factores de tamaño, relación de dureza y factor de temperatura.

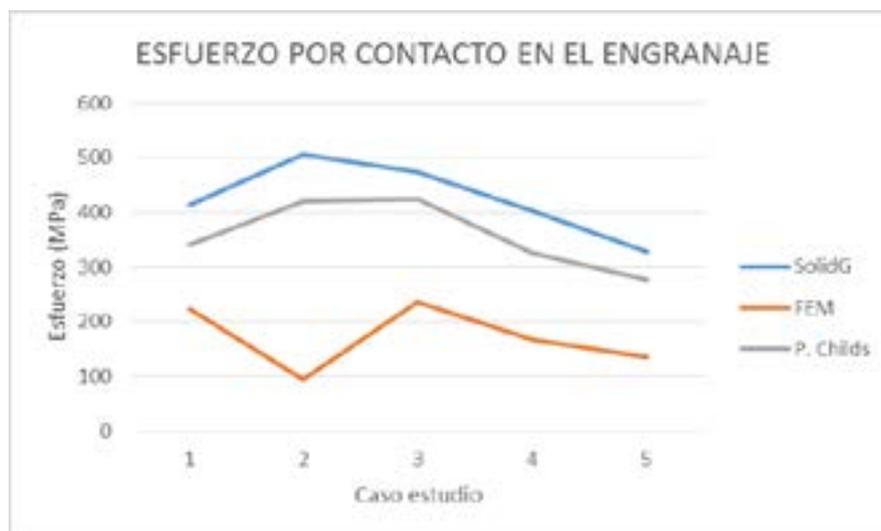


Figura 17. Comparativa entre AGMA, FEM y P. Childs para esfuerzos por contacto en engranaje

CONCLUSIONES

En este artículo se presentó el cálculo, modelado y análisis de engranes para los sistemas métrico y sistema inglés con la norma AGMA, usando la herramienta API de SolidWorks y el método de los elementos finitos, por medio del desarrollo de pseudocódigos de Visual Basic donde se logró concretar cada una de las fases para una eventual comparación. Este software permite calcular engranajes rectos con un ángulo de presión de 20°, en base a su geometría, resistencia a la picadura y flexión.

Con la ayuda de la interfaz de programación para aplicaciones de SolidWorks, este complemento permite el modelamiento CAD tridimensional, basándose en la base de datos generada con los parámetros geométricos calculados en el complemento SolidG.

Los resultados obtenidos del cálculo realizado por el programa permite generar un plano de dibujo con las cotas correspondientes del piñón y engranaje, además de crear y guardar en un archivo de texto, en el cual se especifican los datos de entrada, las dimensiones geométricas, los factores de diseño, los esfuerzos y factores

de seguridad para el análisis por flexión y contacto en el diente de los engranajes. Con el modelo creado de los datos de la calculadora virtual, se ha realizado el análisis por el método de los elementos finitos para hallar los valores de las tensiones o esfuerzos presentes en el diente del engranaje y ser contrastadas con los esfuerzos de la calculadora cimentados con la norma AGMA.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGMA Information Sheet 908-B89, 1989, Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth, American Gear Manufacturers Association, Alexandria, VA.

Bommisetty, V. (2012). FINITE ELEMENT ANALYSIS OF SPUR GEAR SET. (Electronic Thesis or Dissertation). Retrieved from <https://etd.ohiolink.edu/>

- Carro-Suárez, Jorge, & Flores-Salazar, Fabiola, & Flores-Nava, Irma (2012). Análisis de esfuerzo de contacto en engranes rectos aplicando el criterio de Hertz con ingeniería asistida por computadora. *Científica*, 16(1),25-32.
- Carro-Suárez, J., Flores-Salazar, F., & Flores-Nava, I. (2016). Estudio comparativo inferencial de esfuerzo flexionante en engranes rectos aplicando análisis teórico e Ingeniería Asistida por Computadora. *Científica*, 20(2), 103-109.
- Demet, S. M., & Ersoyoğlu, A. S. (2021). An analysis of the effect of pressure angle change on bending fatigue performance in asymmetrical spur gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials: Design and Applications*. <https://doi.org/10.1177/14644207211026696>
- Hamrock, B. J., Jacobson, B. O., Schmid, S. R., & García Hernández, A. E. (2000). *Fundamentals of machine elements. Elementos de máquinas*.
- Mahakul, R., Thatoi, D. N., Choudhury, S., & Patnaik, P. (2021). Design and numerical analysis of spur gear using SolidWorks simulation technique. *Materials Today: Proceedings*, 41, 340-346.
- Roy, Raja, KUMAR, Phani y KIRAN, Sai. (2014). Contact pressure analysis of spur gear using FEA. En: *International Journal of Advanced Engineering Applications*. Septiembre. vol. 7, no.3, p. 27-41.
- Sanjay S. Sutar, G.C. Mohan Kumar, M.R. Doddamani, (2021). Gear stress reduction using stress relief features: A review, *Materials Today: Proceedings*, Volume 46, Part 1, Pages 190-193, ISSN 2214-7853, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.07.350>.
- Subhash Chavadaki, K.C. Nithin Kumar, M.N. Rajesh, Finite element analysis of spur gear to find out the optimum root radius, *Materials Today: Proceedings*, 2021, ISSN 2214-7853, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.01.422>.
- Yadav, A., Nain, P. K. S., & Maniraj, M. (2021). Recent Researches on the Failure of Spur Gears—Literature Review. *Advances in Engineering Design: Select Proceedings of FLAME 2020*, 403.
- Zhao, L., Du, M., & Yang, Y. (2021). The Influence of Pressure Angle of Spur Gears on Bending Stress Considering the Effect of Root Fillet Radius. *Mechanical Engineering and Materials: Proceedings of ICMEM 2020*, 100, 209.