Figura 4-44: Respuesta en el semi-eje menor de los esfuerzos Von Mises para el engranaje flexible de copa media

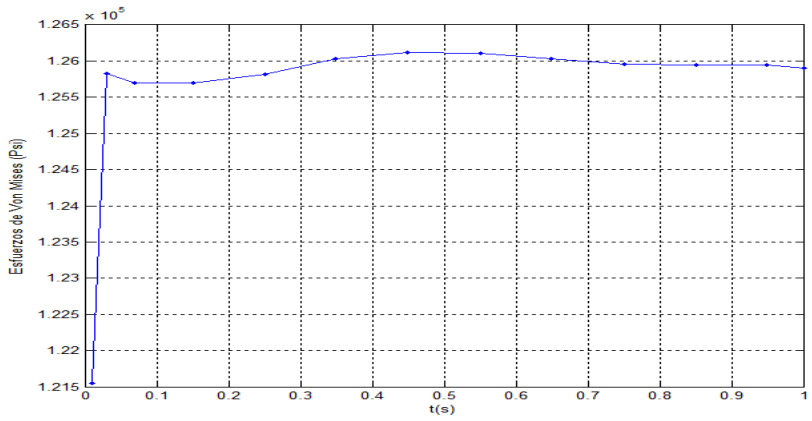


Figura 4-45: Respuesta en el semi-eje mayor de los esfuerzos Von Mises para el engranaje flexible de copa media

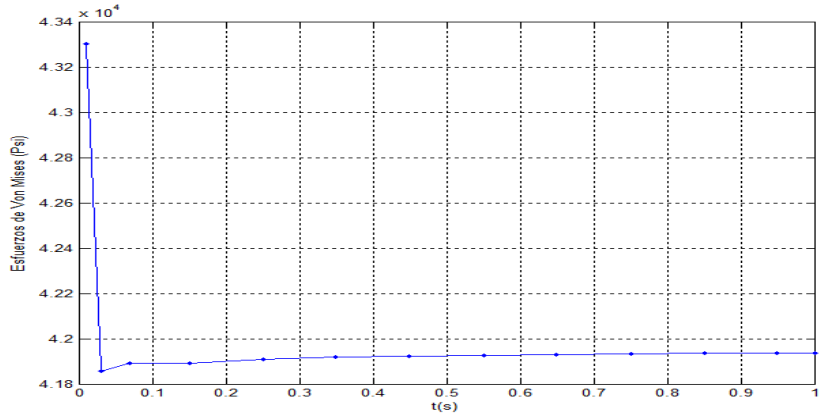


Figura 4-46: Respuesta en el semi-eje menor de los esfuerzos Von Mises para el engranaje flexible de copa larga

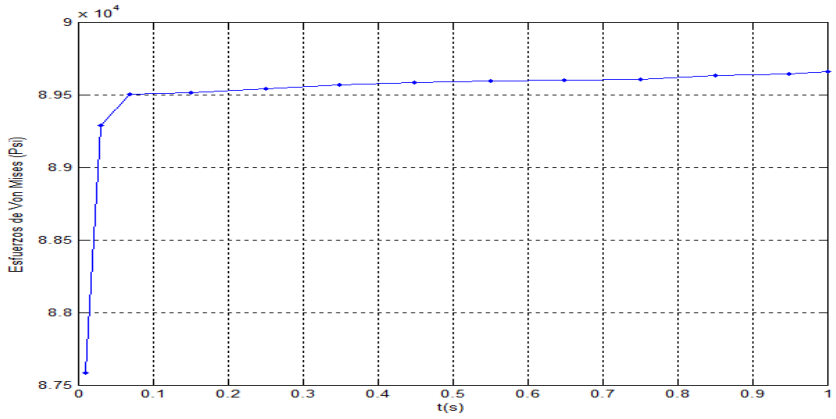
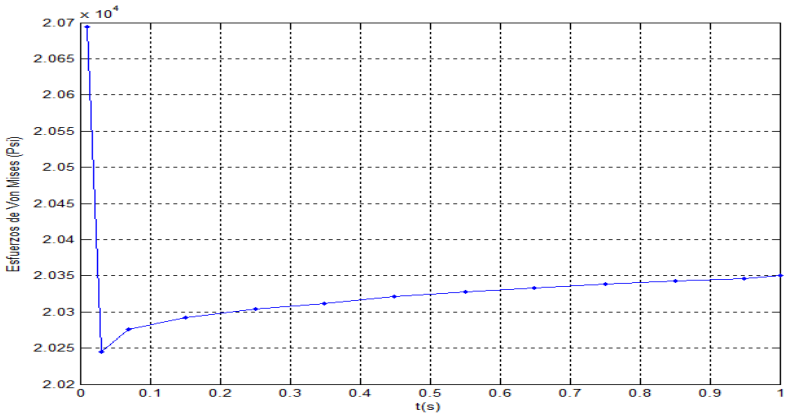


Figura 4-47: Respuesta en el semi-eje mayor de los esfuerzos Von Mises para el engranaje flexible de copa larga



Comparando las gráficas anteriores (Figuras 4-42 a 4-47), se puede apreciar que la copa de mayor longitud favorece el efecto de la flexión, soportando de una manera más favorable los efectos de la fluctuación de los esfuerzos de acuerdo con las Figura 4-48 y 4-49. Además, con este último análisis se pueden llegar a realizar simulaciones de predicciones de vida a fatiga.

Figura 4-48: Efecto de los esfuerzos de Von Mises en el semi-eje mayor

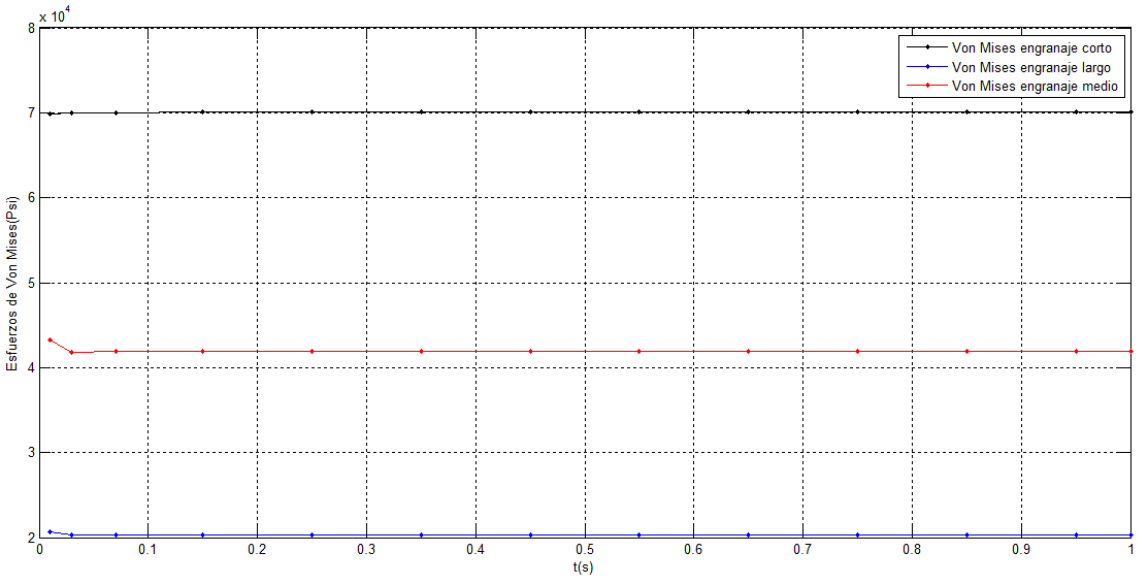
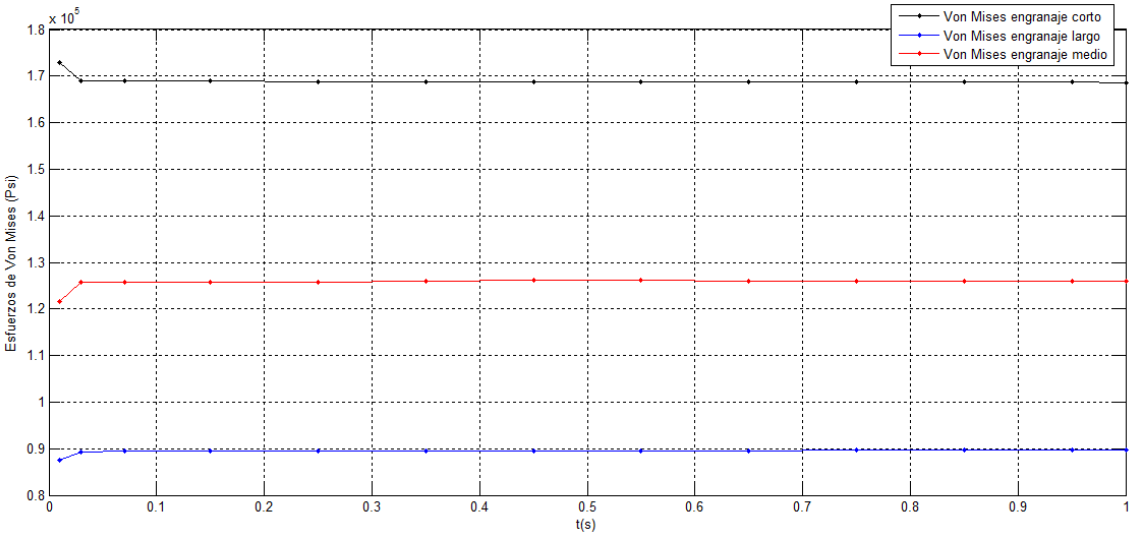


Figura 4-49: Efecto de los esfuerzos de Von Mises en el semi-eje menor



En las Figuras 4-48 a 4-50 se muestran en una escala apropiada los efectos de flexión inducidos en los engranes flexibles considerados; con copa corta, media y larga respectivamente.

Figura 4-50: Deformaciones y esfuerzos equivalentes en el engranaje flexible de copa corta

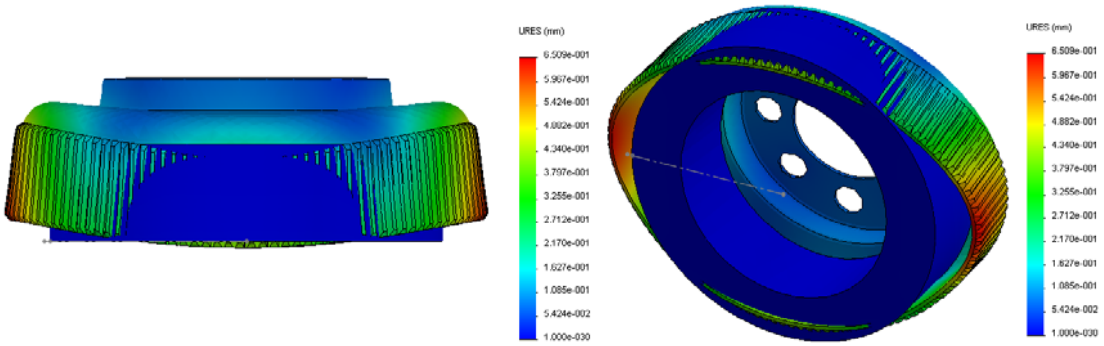


Figura 4-51: Deformaciones y esfuerzos equivalentes en el engranaje flexible de copa media

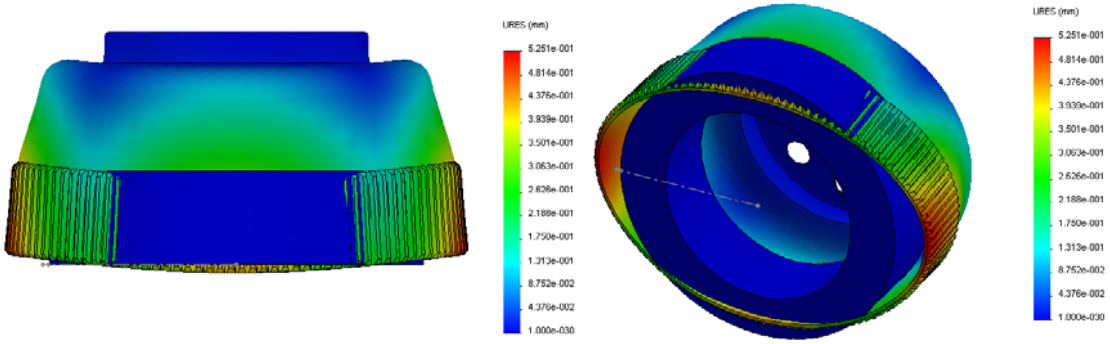
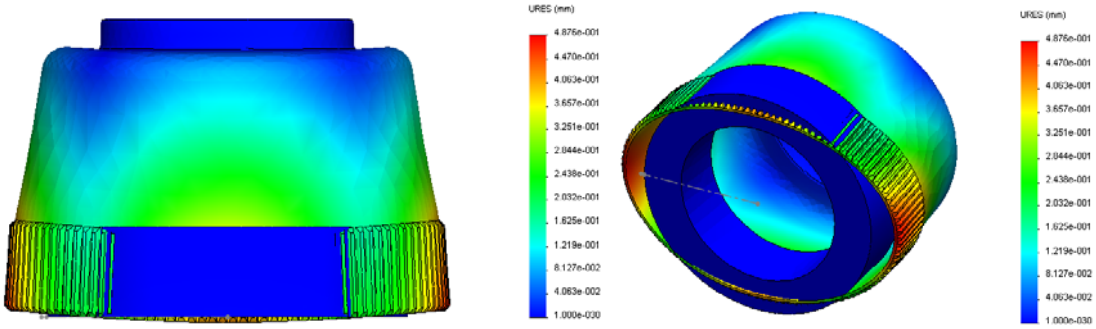


Figura 4-52: Deformaciones y esfuerzos equivalentes en el engranaje flexible de copa larga



4.5 Análisis hiperelástico

La consideración de implementar un modelo hiperelástico se establece producto al tipo de comportamiento que se presenta en este tipo de mecanismos, donde ocurren grandes deformaciones durante su funcionamiento y a la posibilidad de utilizar materiales que efectivamente tengan un comportamiento cercano al descrito por la hiperelasticidad. Por estas razones, es preciso abarcar el tema de una forma general, donde se estima hipotéticamente la manera en que se comportan los materiales.

La selección de un material se puede tomar como un factor dependiente de las solicitaciones de diseño y a la respuesta a determinadas condiciones de funcionamiento. Por tanto, si se determina un régimen de operación que establezca respuestas a esfuerzos alternantes superiores a las que pudiese tener un material convencional para la fabricación de engranajes, será necesario explorar otros tipos de materiales cuyo comportamiento se acerquen a los de un material hiperelastico.

La implementación del método de elementos finitos para materiales con comportamiento isotrópico ha dado una respuesta fiable, ya que las condiciones de simulación son estables, por tanto, la adaptación del método hiperelastico se ha dado fácilmente.

Como resultado, el método hiperelastico puede emplearse para la evaluación de materiales comunes en ingeniería de manufactura de engranajes pese a que éstos no necesiten responder a comportamientos críticos como cambios abruptos en sus dominios o deformaciones considerables, tal y como se ha observado en la investigación. La ventaja que ofrece adaptar un método tan flexible y que cubre una gama tan amplia de opciones sobre la selección de materiales, se da cuando las solicitaciones de proyectos específicos requieran llevar la innovación a comportamientos con solicitaciones tan rigurosas.

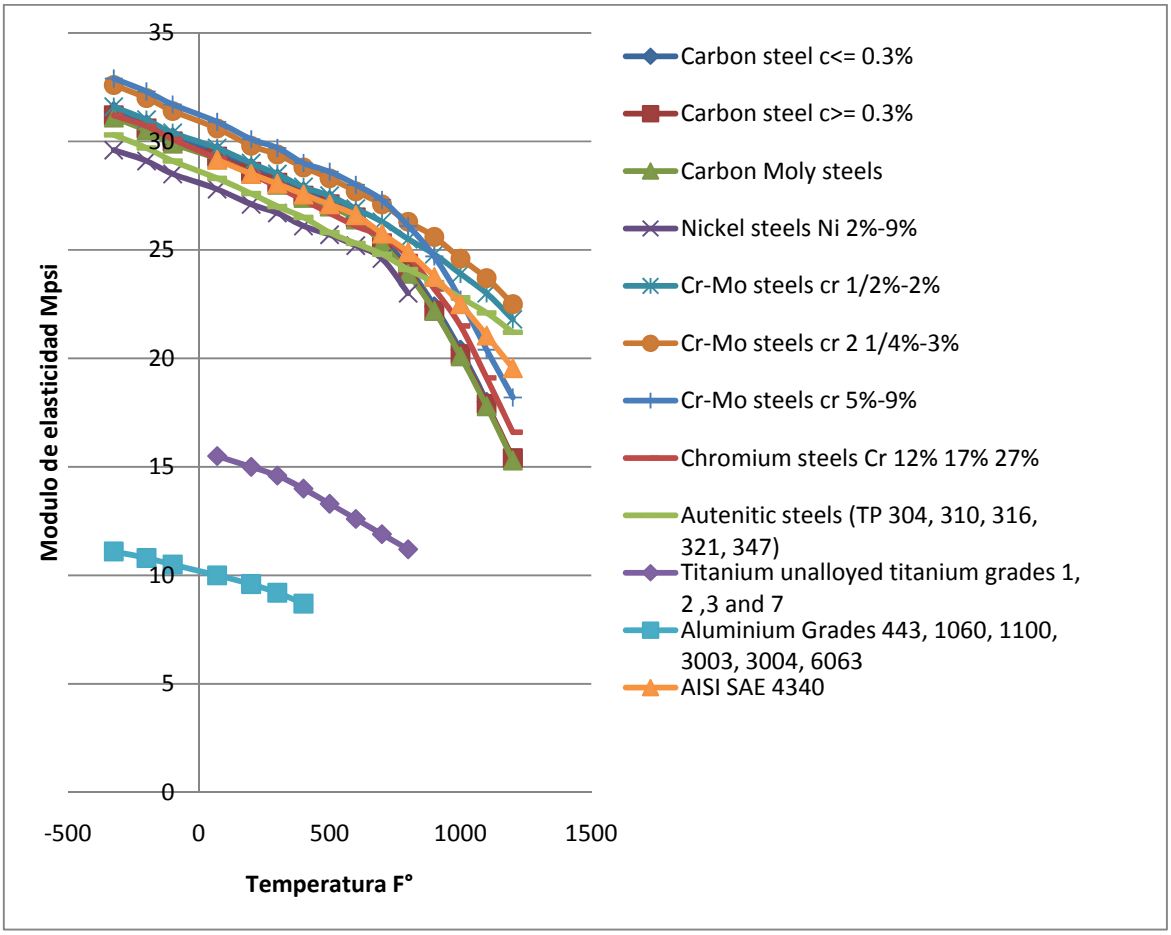
En este trabajo se han seleccionado tres materiales a los cuales se les ha aplicado el método de hiperelasticidad de Blatz-Ko. Para implementar el modelo hiperelastico el programa necesita encontrar algunos parámetros a partir de la curva de módulo de elasticidad contra la temperatura. Según la norma ASME B31.1-1995 y de acuerdo con la web the engineering toolbox [60] se extrae parte de la tabla expuesta para seleccionar los materiales en los que se simulará el modelo hiperelastico (ver Tabla 4-14 y Figura 4-53).

Tabla 4-14: Temperatura versus módulo de elasticidad

			Temperatura F °														
			-325	-200	-100	70	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
MATERIAL-- Módulo de elasticidad (Mpsi)	1	AISI SAE 4340				29.15	28.5	28.05	27.55	27.1	26.6	25.75	24.9	23.75	22.5	21.05	19.55
	2	Carbon steel c<= 0.3%	31.4	30.8	30.2	29.5	28.8	28.3	27.7	27.3	26.7	25.5	24.2	22.4	20.4	18	
	3	Carbon steel c>= 0.3%	31.2	30.6	30	29.3	28.6	28.1	27.5	27.1	26.5	25.3	24	22.2	20.2	17.9	15.4
	4	Carbon Moly steels	31.1	30.5	29.9	29.2	28.5	28	27.4	27	26.4	25.3	23.9	22.2	20.1	17.8	15.3
	5	Nickel steels Ni 2%-9%	29.6	29.1	28.5	27.8	27.1	26.7	26.1	25.7	25.2	24.6	23				
	6	Cr-Mo steels cr 1/2%-2%	31.6	31	30.4	29.7	29	28.5	27.9	27.5	26.9	26.3	25.5	24.8	23.9	23	21.8
	7	Cr-Mo steels cr 2 1/4%-3%	32.6	32	31.4	30.6	29.8	29.4	28.8	28.3	27.7	27.1	26.3	25.6	24.6	23.7	22.5
	8	Cr-Mo steels cr 5%-9%	32.9	32.3	31.7	30.9	30.1	29.7	29	28.6	28	27.3	26.1	24.7	22.7	20.4	18.2

	9	Chromium steels Cr 12% 17% 27%	31.2	30.7	30.1	29.2	28.5	27.9	27.3	26.7	26.1	25.6	24.7	23.2	21.5	19.1	16.6
	10	Autenitic steels (TP 304, 310, 316, 321, 347)	30.3	29.7	29.1	28.3	27.6	27	26.5	25.8	25.3	24.8	24.1	23.5	22.8	22.1	21.2
	11	Titanium unalloyed titanium grades 1, 2 ,3 and 7				15.5	15	14.6	14	13.3	12.6	11.9	11.2				
	12	Aluminium Grades 443, 1060, 1100, 3003, 3004, 6063	11.1	10.8	10.5	10	9.6	9.2	8.7								

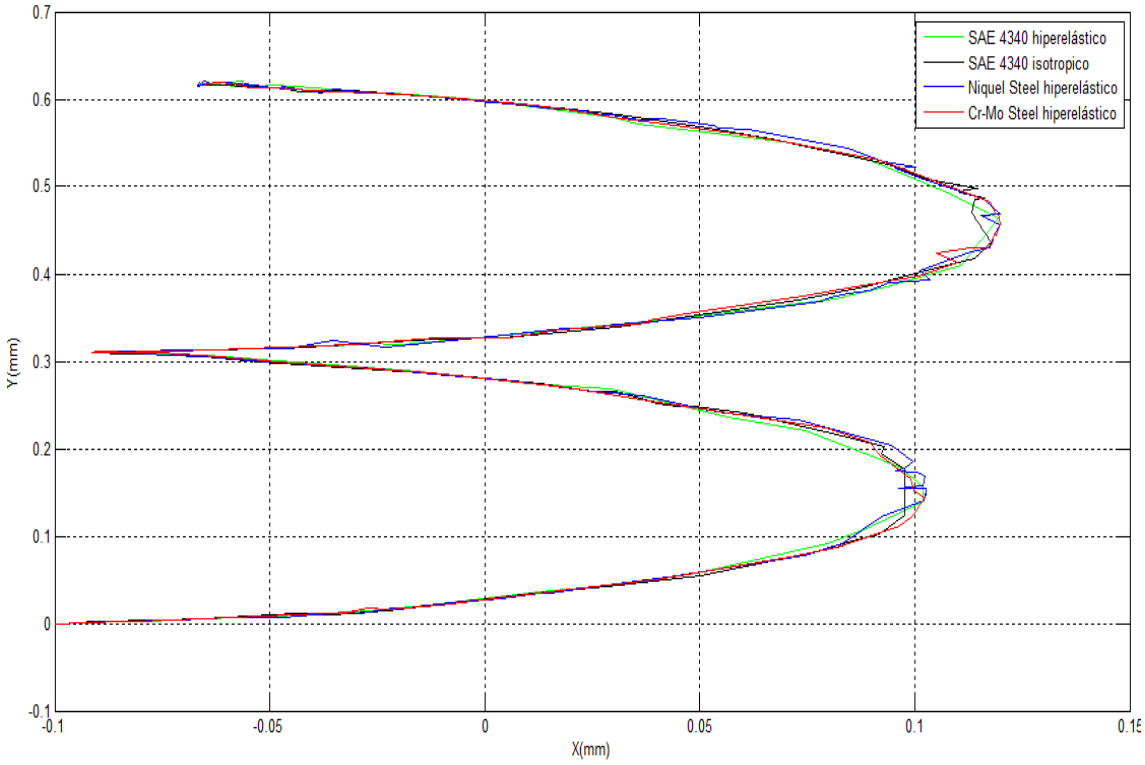
Figura 4-53: Curva de comportamiento para módulo de elasticidad contra temperatura para distintos materiales



Se han seleccionado materiales que sirven de umbral dentro de las proximidades del acero AISI SAE 4340, estos fueron el acero Ni 2%-9% y el acero Cr -Mo 5%-9%. Con ellos se pretende validar la implementación del modelo hiperelastico y el impacto de su empleo en los engranes de las transmisiones armónicas.

Lo primero que se evalúa es la fiabilidad del método a través de la comparación de los resultados cinemáticos. Para ello se describe la trayectoria de un punto en cada uno de los engranajes, y se superponen las curvas generadas por éstos para observar si existen variaciones determinantes. En la Figura 4-54 aparece una comparación entre las trayectorias generadas por los diferentes métodos utilizados. En realidad no se encontró una diferencia significativa, por lo que se pasa a comprar las respuestas de los esfuerzos principales bajo el mismo criterio.

Figura 4-54: Comparación entre las trayectorias de los métodos empleados



Trabajando sobre el mismo modelo, conservando todos los parámetros impuestos al programa de simulación y evaluando los resultados sobre los mismos nodos se observa una tendencia equiparable entre éstos, las variaciones son pequeñas e irrelevantes en la evaluación del esfuerzo máximo según la Figura 4-55, no obstante, la evaluación de los esfuerzos mínimos según la Figura 4-56 no representan el mismo comportamiento que puede verse de acuerdo con la evaluación del modelo isotrópico [61].

Figura 4-55: Comparación del esfuerzo principal máximo para distintos materiales y modelos constitutivo de análisis

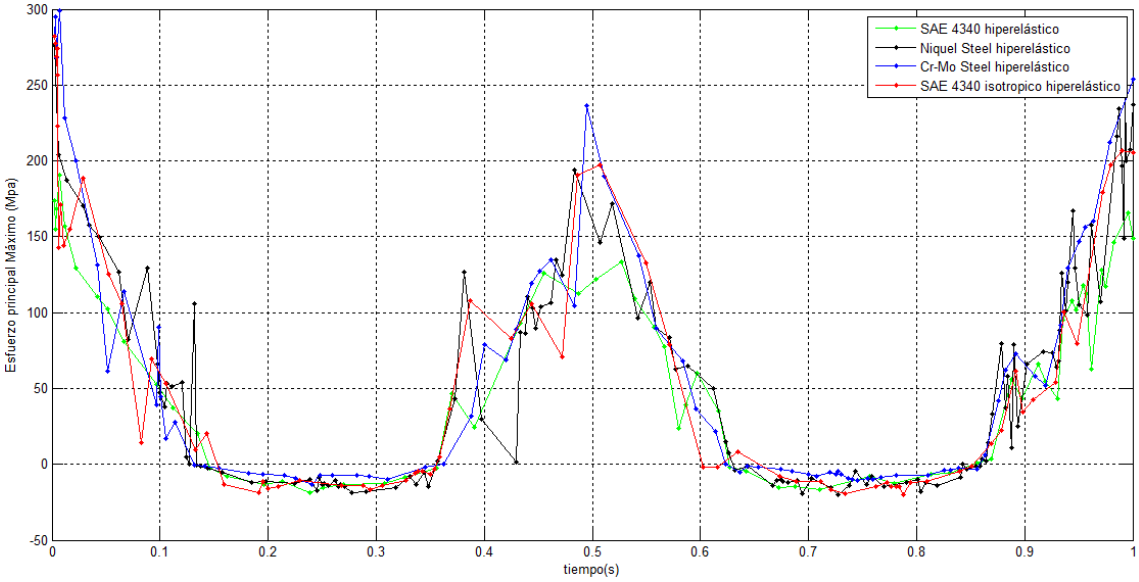
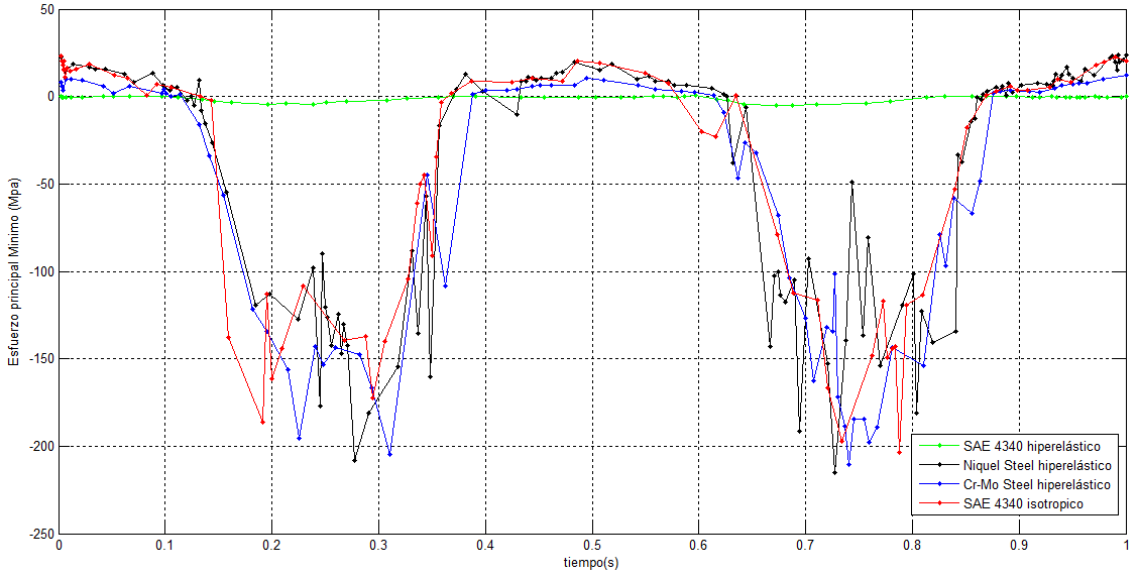


Figura 4-56: Comparación esfuerzo principal mínimo para distintos materiales y modelos constitutivo de análisis



Para tener una idea de cómo ha sido la variación de los esfuerzos de Von Mises sobre el dominio, se ilustra su distribución general en las Figuras 4-57, 4-58, 4-59 y 4-60, para los materiales estudiados, se observa que conforme un material presenta valores más bajos para el modulo de elasticidad frente a la incidencia de la temperatura, la misma transmisión armónica trabaja con esfuerzos equivalentes menores.

Figura 4-57: Esfuerzos equivalente Von Mises para el material Ni steel 2%-9%

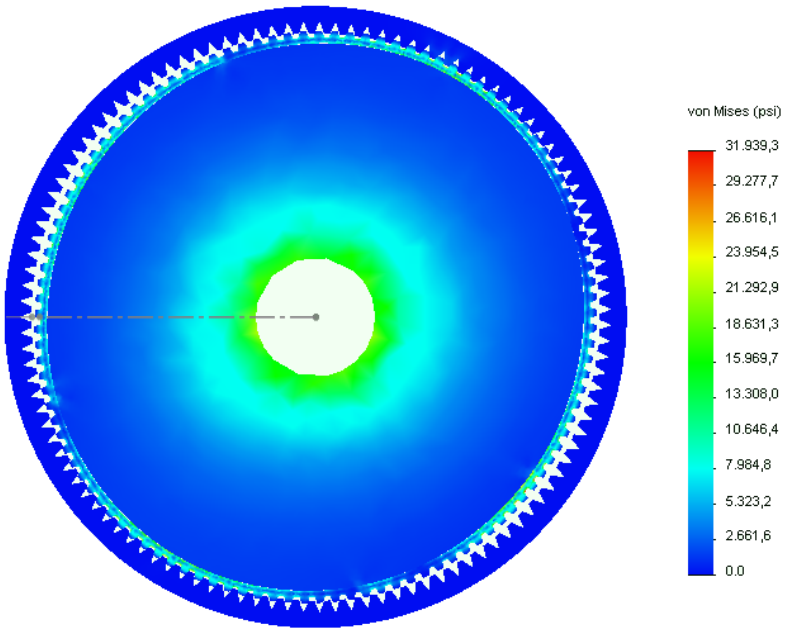
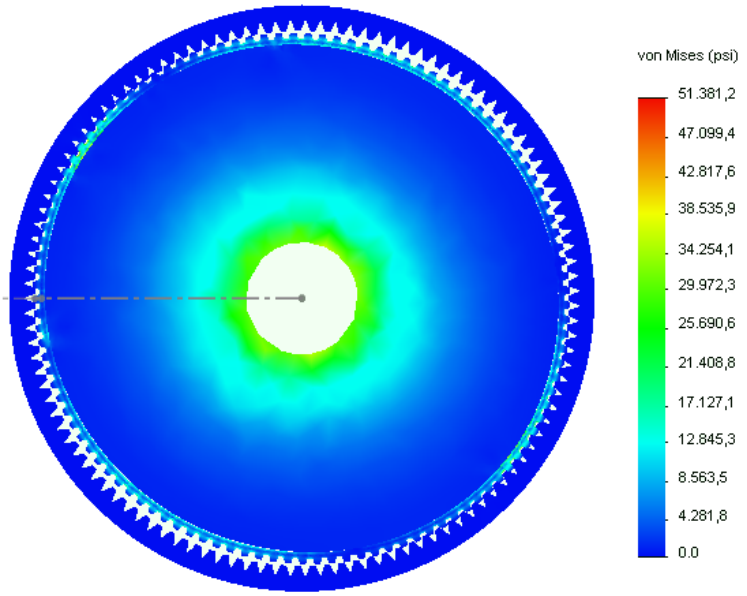


Figura 4-58: Esfuerzos equivalente Von Mises para el material Cr -Mo 5%-9%



No ha sido evidente una diferencia significativa entre la implementación del método de elementos finitos bajo el modelo hiperelástico en relación al modelo isotrópico, prácticamente se puede observar en las Figuras 4-59 y 4-60 una distribución similar y homogénea de los esfuerzos de Von Mises sobre el dominio, el mismo comportamiento fue descrito por los desplazamientos nodales como se observa en la Figura 4-54. Esto valida la implementación del modelo hiperelastico en materiales metálicos en problemas

particulares como el trabajado, posibilitando la utilización del mismo en investigadores posteriores con diversos tipos de materiales.

Figura 4-59: Esfuerzos equivalente Von Mises para el material ASISI SAE 4340 utilizando el modelo hiperelastico

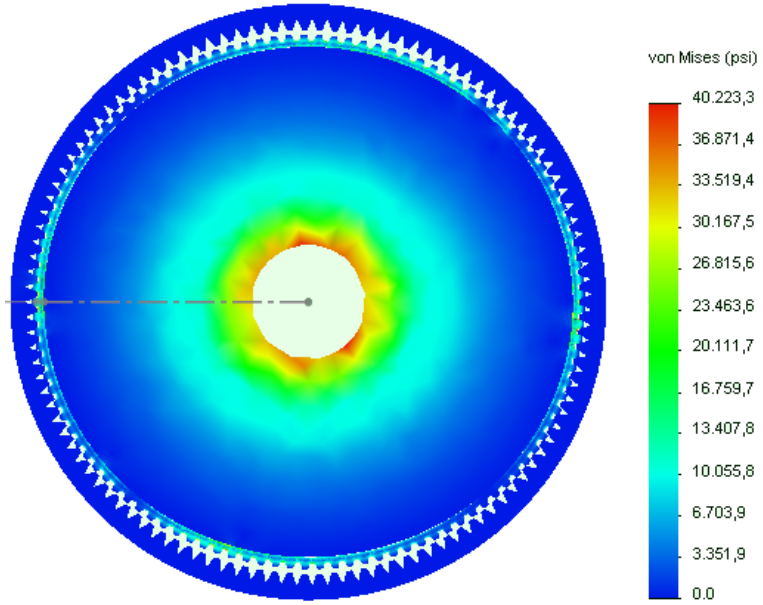
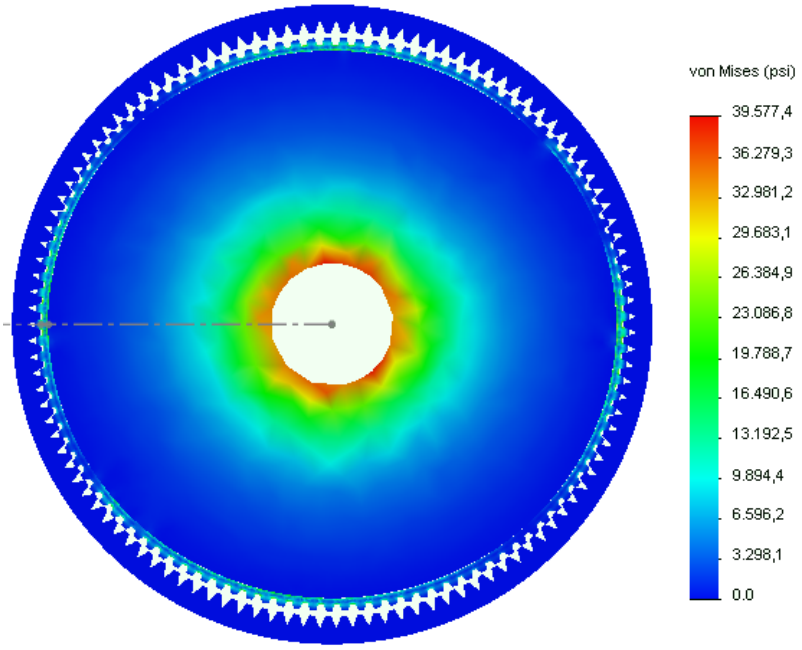


Figura 4-60: Esfuerzos equivalente Von Mises para el material ASISI SAE 4340 utilizando el modelo isotrópico



5. Propuesta de diseño para una transmisión armónica

5.1 Arquitectura de la transmisión

Como tal la arquitectura de la transmisión se da como un esquema donde se evalúa la funcionalidad de los componentes físicos y su interacción. El primer juicio sobre éste aspecto dicta que la transmisión armónica seleccionada ha de presentar una arquitectura integral debido a que su principio de operación obliga a que cada uno de los componentes contribuyan en la cinemática. Las transmisiones en general se consideran parte de un núcleo de locomoción que trabajan de forma conjunta en el concepto de máquina, siempre a favor del aprovechamiento de las ventajas mecánicas. Lo anterior conlleva a que si se observa el sistema de forma global sea inevitable el concebir la transmisión como parte de una arquitectura modular, donde las interacciones de otras arquitecturas integrales se pueden dar a favor de las funciones primarias de un equipo [62].

Figura 5-1: Ensamble de la transmisión armónica desarrollada

De acuerdo con lo anterior se ha considerado diseñar la transmisión según la maximización de su desempeño y vida. Donde es importante que el generador de onda

como pieza de entrada sea simple para excluir las variables de diseño con las que cuenta un rodamiento de la envergadura que demanda la transmisión, sin ir en detrimento de las condiciones operativas. Se ha tenido en cuenta en la modelación de esta pieza la minimización de la fricción por el contacto favorable en las esferas o agujas tradicionales, la simplificación de su anillo flexible y la consideración de rigidez como pieza robusta.

Por otro lado, los límites de funcionamiento como fronteras son claros una vez se tiene seguridad sobre el concepto de operación pero aún no se tiene certeza sobre su interacción conjunta, razón por la cual el mecanismo se encuentra en su primera etapa de desarrollo en el mundo donde destacan determinados sectores cuya investigación ha sido más profunda pero no difundida con el debido rigor.

De acuerdo con la investigación se ha logrado determinar para el planteamiento presentado un comportamiento de interacción entre las piezas; donde no solo se empieza a dar claridad sobre el mismo sino también a enmarcar la incidencia de parámetros de operación claves en cuanto a los objetivos de rendimiento. Esto ubica al diseño en una etapa de desarrollo donde se están consolidando las directrices favorables y a cada paso se hacen comunes entre las fuentes. Por tanto, la arquitectura de producto se da como enfoque inicial de la fase de diseño de desarrollo a nivel de sistema de forma generalizada.

En cuanto a las implicaciones que genera llevar un enfoque de arquitectura tal y como el planteado, se puede afirmar que todas van encaminadas a la concepción del mecanismo como núcleo de generación asociable con equipos que lo demanden con el requerimiento de compactibilidad, precisión, transmisión de potencia, y a hacer de sí misma un conjunto lo más sencillo posible; de reducido número de piezas con las ventajas de mínimas pérdidas que se da como consecuencia, en donde se logren metas de manufacturabilidad y ensamblabilidad.

Si las ventajas que se describen se logran, es normal que otros parámetros se den parcialmente limitando el cambio de producto. Se da el caso en el que el par de engranajes es tan particularmente afín que es muy difícil reemplazarlos sin modificar sus parámetros cinemáticos. Es normal que en operación, dos piezas con durezas semejantes y contactos como los que se dan en la transmisión harmónica, presenten desgastes progresivos que alteran las geometrías de éstas simultáneamente, y junto con las particulares dimensiones que se requieren con módulos como los trabajados, sea mas difícil de reemplazar tan solo uno de los engranajes.

El enfoque de arquitectura integral implementado se ha desarrollado en pos del desempeño de la transmisión para favorecer la optimización de características de desempeño holístico y aquellas características relacionadas con su volumen y forma; dando respuesta a las consecuencias de los esfuerzos a fatiga y a capacidad portante sin sacrificar los aspectos cinemáticos de la transmisión.

5.2 Diseño para fabricación

El diseño para fabricación converge en la determinación de las variables que conforman las directrices de desarrollo de producto en pos de la disminución de los costos de manufactura y el tiempo de ejecución sin comprometer la calidad del mismo, y teniendo en cuenta el tiempo y el costo de desarrollo.

El trabajo sobre los modelos de comportamiento que se han desarrollado a lo largo del proyecto representa una visión metodológica de diseño que da respuesta a unos requerimientos particulares tenidos en cuenta en el marco de la investigación, donde primaron los criterios de vida. Es una visión particular que hace parte de un desarrollo general donde el entorno retroalimenta el desarrollo de la transmisión armónica.

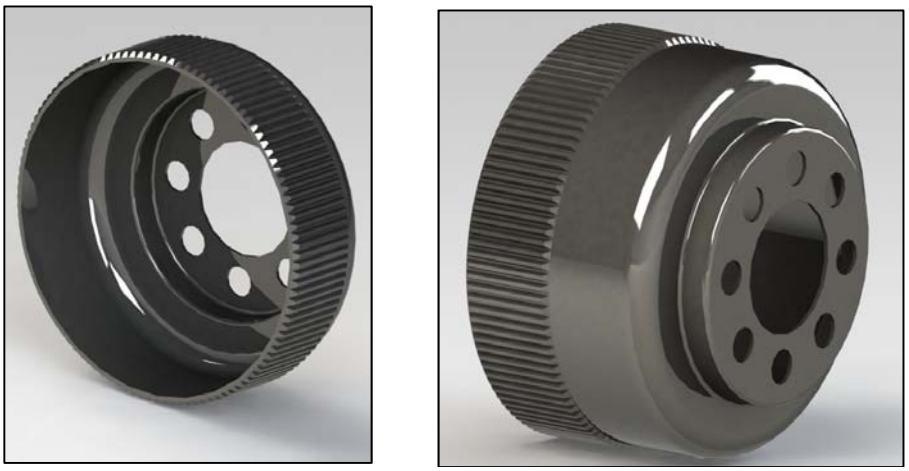
Por tanto, los recursos empleados en el desarrollo del proyecto se focalizaron en el logro de los objetivos, pero en consecuencia, han surgido nuevas ideas sobre lo que se puede desarrollar a futuro. Es necesario delimitar los resultados de las tendencias en la investigación enfocando las conclusiones sobre un modelo específico. Para definir un lineamiento en ese sentido se trabaja sobre la línea de modelos más favorable dentro del diseño experimental.

El primer requerimiento ha sido el de constituir una transmisión armónica de uso y condiciones generales tipo copa según la sustentación planteada en el capítulo dos de este documento Figura 5-2. El requerimiento particular dicta que ha de tener una relación de transmisión de 57:1 constituida en un volumen reducido donde se manejan una velocidad de entrada de una revolución en un segundo, 1,77 Nm de torque efectivo en el generador de ondas y una potencia de 11,12 W. De acuerdo con el estudio realizado, conforme disminuye el módulo en la transmisión, la capacidad portante tiende a aumentar. Por tanto, se ha seleccionado el módulo más pequeño (módulo igual a 0,1 mm).

Figura 5-2: Engranaje flexible, modelo 19.

Como se ha determinado, una corrección positiva igual a 0,5 y un ángulo de presión dental de 20° exponen una respuesta superior frente al parámetro más influyente en el deterioro del engranaje, que ha sido el generado por los efectos de la fatiga en la base del diente. Se ha decidido implementar un acero *AISI SAE* 4340 normalizado, que tiene un límite de resistencia a la tensión de 1110 MPa y densidad 7850 Kg/m^3 . Lo anterior, debido a su solvencia y difusión en el desarrollo de engranajes, producto de su resistencia a la fatiga superficial, a la flexibilidad de implementación de tratamientos sobre sí y a su maquinabilidad. No obstante se ha determinado según el análisis hiperelástico realizado en diferentes longitudes de copa Figura 5-3, que la influencia de este parámetro no fue determinante exponiendo la versatilidad en cuanto a la selección de materiales con las que se puede contar en el desarrollo de la transmisión.

Figura 5-3: Modelos de copa de longitud variable



La totalidad de los parámetros constitutivos del modelo se logran según las ecuaciones planteadas en el numeral 3.2 para el diseño de este tipo de engranajes. Mientras que la condición de la longitud de la copa y la constitución de su geometría fue determinada en el numeral 3.7. Los parámetros adicionales como el espesor de la corona son irrelevantes y dependen del montaje global, así como las perforaciones realizadas sobre el flexible que en definitiva dependen del eje motriz, y del ensamble con el eje de salida.

El generador de onda por lo pronto es una pieza comercial que depende de los criterios del fabricante, pero del que se puede estimar su rendimiento operativo, esta pieza se asocia comúnmente con la simplificación propuesta para dos rodamientos solidarios que someten al flexible. El modelo ha quedado estructurado según los parámetros expuestos en la Tabla 5-1.

Tabla 5-1: Variables de diseño para la transmisión modelo 19

Parametrización		
Datos de entrada	Z	115,00
	Z0	113,00
	m	0,10
	B	0,00
	ha	1,00
	X	0,50
	c	0,25
	A	20,00
Engranaje flexible		
dpe		11,30
de		11,50
df		11,05
xe		0,50
ge		5,31
Ane		0,80
Rb		0,02
Engranaje corona		
dpc		11,50
Dfc		11,75
Dec		11,30
xc		-0,50
gc		5,40
Anc		0,78
Datos adicionales		
aw		0,10
EspA		0,13
DIAMETROS CORREGIDOS	dpe	11,30
	Cde	11,50
	Cdf	11,15
	dpc	11,50
	CDfc	11,85
	CDec	11,30
Parámetros adicionales		
EspAX		0,60
Tmax		0,43
Tmin		0,43
Telem		0,07
Ratio		1,50
Numin		36,00
Cocel		1,50
Perforación generador		2,40
Espesor corona		0,33
Desbaste dental		0,10

Parámetros engranaje flexible	
A	Ángulo de empuje usualmente constante y de un valor de 20°
B	Ángulo de la hélice en el cilindro de referencia CERO PARA ENGRANAJES RECTOS
ha	Factor de altura del diente valor recomendado = 1
c	Factor de holgura radial valor recomendado = 0.25
X	Coeficiente global de corrección de los dientes
xe	Coeficiente de corrección del diente engranje
Z0	Número de dientes del engranaje
m	Módulo de los engranajes
dpe	Diámetro primitivo engranaje flexible
de	Diámetro exterior del diente engranaje flexible
df	Diámetro fondo del diente engranaje flexible
ge	Radio círculo base engranaje (de aquí en adelante parte la curva involuta)
Ane	Ángulo de la simetría de las curvas (engranaje), es el ángulo para el mirror de la involuta
Rb	Radio de las aristas del diente engraje flexible y corona
Parametros engranaje corona	
Z	Número de dientes de la corona
xc	Coeficiente de corrección del diente corona
dpc	Diámetro primitivo corona
Dfc	Diámetro fondo del diente corona
Dec	Diámetro externo del diente corona
Anc	Ángulo de la simetría de las curvas(corona), es el ángulo para el mirror de la involuta
gc	Radio círculo base corona (de aquí en adelante parte la curva involuta)
Datos adicionales	
aw	Distancia entre centros
Cde	Diámetro exterior del diente engranaje flexible CORREGIDO
Cdf	Diámetro fondo del diente engranaje flexible CORREGIDO
CDfc	Diámetro fondo del diente corona CORREGIDO
CDec	Diámetro externo del diente corona CORREGIDO
Tmax	Tamaño máximo de elemento de la malla
Tmin	Tamaño mínimo de elemento de la malla
EspAX	Espesor axial piezas
Numin	Número mínimo de elementos en un círculo como parámetro de la malla
Cocel	Cociente de crecimiento del tamaño del elemento
Telem	Tamaño de los elementos en el control de mallado
Ratio	Cociente del tamaño de elemento de una capa en el tamaño de elemento de la capa anterior.
EspA	Espesor del anillo del engranaje flexible sin los dientes

Para la elaboración del engranaje flexible es posible trabajar bajo dos enfoques. El primero consiste en mecanizar a partir de un trozo macizo de material una perforación que ha de aproximar la geometría de la copa cerca de un milímetro al diámetro de acuerdo a la dimensión definitiva. No obstante antes de este procedimiento se ha de mecanizar el dentado de la transmisión debido a que no es recomendable realizar el montaje del material de otra manera. El engranaje no debe tener aristas vivas y se debe minimizar el rayado de la pieza para evitar zonas de concentración de esfuerzos y propagación de grietas. En la parte posterior en la base de la copa, se deben atenuar las aristas con radios amplios para favorecer y solventar los efectos de flexión. Por último se han de mecanizar las geometrías de ensamble que en definitiva suelen ser una matriz circular de 8 agujeros en la base.

La otra formulación defiere en que no se mecaniza el engranaje a partir de una sección maciza de material sino que se elabora la copa a partir de un proceso de embutido profundo.

La corona rígida no es especial y salvo las consideraciones que se han de tener en cuenta a la hora de mecanizar los dientes con la corrección sumaria positiva (al desplazar la herramienta para modificar la geometría del diente), y el recorte de los mismos, se trata de un engranaje de dentado interno convencional.

5.3 Diseño para ensamble

Las condiciones de ensamble se enfocan particularmente sobre criterios de producción, donde en esencia se debe tomar un material, someterlo a una línea de manufactura según un modelo de transporte para posteriormente posicionarla en su posición definitiva. Esto dependerá de un volumen de producción determinado que obedece a la capacidad tecnológica a disposición. La transmisión armónica es un mecanismo de precisión que requiere métodos de producción y transporte más especializados respecto de los implementados en la manufactura de transmisiones de engranajes equiparables [63].

En el diseño para ensamble también se diferencian dos formulaciones semejantes a las asumidas en la arquitectura de la transmisión, si se aborda la transmisión como un sistema individual se debe saber que lo primero que se debe realizar es la inserción del eje sobre el generador de onda respetando las condiciones de perpendicularidad requeridas. De la misma forma que el ajuste esperado entre estas piezas, la sujeción es fija y se debe suplementar con anillos tipo Seeger, el engranaje flexible cuenta con un segundo rodamiento en la parte interior de la copa que da sustento al mismo, ahora, se debe insertar el sub ensamble mencionado en el engranaje flexible.

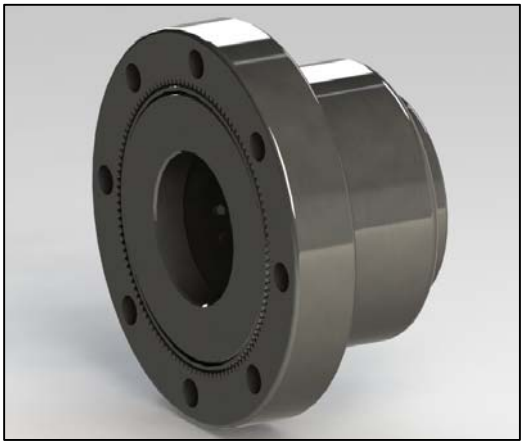
En la Figura 5-4 se aprecia la forma característica mediante la cual se realiza la sujeción de las piezas que constituyen la transmisión armónica al bastidor y al árbol generador según las perforaciones posteriores para cada engranaje

Figura 5-4: Agujeros de sujeción para el modelo de transmisión

Lo restante es acoplar el conjunto ensamblado junto con la corona dentada. La transmisión armónica es particularmente sensible a condiciones inadecuadas en ésta etapa, la geometría elíptica posibilita sentar los dientes en cualquier posición sobre la corona desalineando los centros de las piezas, estos inconvenientes se reflejan sobre la curva de histéresis.

Los diámetros primitivos tendrán dos puntos de tangencia que corresponden a los semi-ejes mayor y menor de la elipse del generador de onda que junto con el desbaste del dentado favorecen la cinemática. La disposición de ensamblabilidad descrita es la más simple (ver Figura 5-5), Lo que queda es complementar el sistema con su aplicación. Por tanto se describe la segunda formulación, ésta se da cuando se analizan las condiciones de ensamble particulares de la transmisión sobre un conjunto, las posibilidades van desde las empleadas en nano maquinas hasta los grandes equipos de mecanizado de precisión.

Figura 5-5: Ensamble de conjunto para el modelo 19



Se recomienda emplear elementos normalizados, encauzar la disposición del sistema hacia el enfoque modular, determinar correctamente las tolerancias dimensionales, determinar correctamente los materiales bajo criterios de operación, vida y costos, y realizar el análisis ergonómico pertinente.

5.4 Diseño orientado al medio ambiente

El determinar el propósito para el cual se desarrollará la transmisión armónica es el corazón del diseño orientado al medio ambiente. Se ha de orientar el diseño hacia este aspecto, naturalmente no es muy frecuente tener una aplicación que las demande, pero conforme las tecnologías avanzan, su requerimiento aumenta. El segundo aspecto que se debe atender surge cuando se desean evaluar los ciclos de vida del equipo, los mecanismo de engranajes y la mecánica estructural en general presenta cierto margen de deterior gradual inevitable, para solventar éste efecto se realizaron los análisis de vida frente a eficiencia planteados en el Capítulo 3; y mediante los cuales se determinaron los

rangos de operación, en definitiva, cuando se desea trabajar en mecanismos de transmisión de potencia se desean ciclajes muy altos.

En cuanto a la determinación de los materiales empleados se presenta un desperdicio considerable en la manufactura de las partes, no obstante esto se solventa con el hecho de que una transmisión armónica bien puede sustituir varias etapas de reducción de engranajes tradicionales. De la misma forma si se logra un proceso de embutido en la consecución del flexible, se puede decir que a través de un proceso se ha solventado el problema.

Dependiendo de la aplicación, de la gama que se desea desarrollar, de las condiciones particulares del requerimiento, se necesitaran líneas de proceso y manufactura que atiendan los requerimientos, sobre estos se ha de desarrollar un programa de cuantificación del impacto ambiental bajo eco-indicadores que miden el impacto generado por la manipulación de materiales, la disposición de los procesos, los medios de transporte los gastos energéticos entre otros.

También el presentar una organización óptima de la información e interpretación de los resultados según las conclusiones que se dan en un proceso de mejora, posibilita un ciclo eficiente de mejora no solo a favor del medioambiente [63].

5.5 Transmisión: Prototipo logrado transmisión armónica.

Como se ha descrito en la metodología de trabajo, para conseguir un modelo que resultara con una respuesta óptima frente a los esfuerzos fluctuantes y demás consideraciones cinemáticas se elaboraron 27 modelos característicos sobre los cuales se ha trabajado un diseño experimental. A ésta metodología se le conoce como, método de diseño confiable basado en DOE. El método se constituye y se ha aplicado conforme el siguiente procedimiento.

Se han identificado los factores de control donde se han seleccionado los nodos a tener en cuenta en cada uno de los análisis, son aquellos que exponen comportamientos relevantes, el modelo posibilita el seguimiento de determinadas zonas y su evolución respecto al tiempo tal como un censor. Se determinaron las funciones objetivo mediante las cuales se conocen las consecuencias del comportamiento debido a los esfuerzos principales, esfuerzos de Von Mises, y deformaciones. Se seleccionó un modelo de diseño experimental descrito en el Capítulo 3, donde se estiman la incidencia de los efectos y factores que se han tenido en cuenta. Se programaron y llevaron a cabo los ensayos experimentales que respaldan el diseño experimental, tantos como los previstos en el Capítulo 3. Por último, se han obtenido las gráficas de los efectos de los factores sobre las variables de respuesta experimental.

Figura 5-6: Conjunto modelo transmisión disposición transversal

Este enfoque ha posibilitado la determinación de los niveles de los factores que exponen mejoras y confiabilidad. El resultado se expone con mayor claridad en el numeral 5.1 en la arquitectura de la transmisión y se define empleando la Tabla 5-1 en un contexto general de acuerdo a sus variables de diseño. En la Figura 5-6 se muestran los modelo en tres dimensiones de las piezas que conforman la transmisión armónica número 19.

6. Conclusiones y trabajo futuro

6.1 Consideraciones finales

- Como principal aspecto a tener en cuenta con miras al trabajo futuro, se toma en cuenta un planteamiento descrito en el libro publicado por la Universidad Nacional de Colombia [9], que describe el comportamiento del polo de engranamiento en la transmisión flexo ondulatoria. Dicho modelo presenta la cinemática del contacto, logrando prever las consecuencias de la interacción para distintos tipos de comportamiento, como son; el deslizamiento, la rodadura e impactos en el engranamiento.

- Se ha probado la inestabilidad durante el proceso de simulación a través del método de los elementos finitos en los modelos dinámicos no lineales con materiales isotrópicos aplicados a transmisiones armónicas; debido a la gran demanda que propone la dinámica de las piezas, heterogeneidad de comportamientos en modelos similares, y fallas aleatorias que tenían que ver con divergencias o memoria volcada del procesador. Este modelo de por sí es bastante ambicioso y no se ha visto en la bibliografía hasta la fecha.

- Un modelo basado en el método de los elementos finitos es un cálculo que aproxima los parámetros de diseño para posteriormente poder realizar la fabricación de las piezas físicas. Al no existir una teoría o procedimiento para el diseño de estas transmisiones, éste método reduce los costos de manufacturabilidad de varios modelos y permite concluir tendencias en el diseño.

- Pese a tratarse de una modelación complicada, la simplificación de dos dimensiones mostró ser consecuente con el trabajo al presentar una respuesta confiable frente a parámetros cinemáticos y de fatiga. Se recomienda frente a otros análisis en tres dimensiones por su versatilidad y fiabilidad.

- Los análisis se han realizado en un estado de operación regular que emula las condiciones estables de trabajo. Lo anterior fue satisfactorio porque no fue necesario realizar corridas muy extensas que necesitaran de un amplio costo computacional. Adicionalmente, se realizaron análisis precisos con rotaciones menores del generador de onda que representaron cabalmente los comportamientos, lo cual se refleja en la regularidad de los resultados obtenidos.

- La fricción es un parámetro determinante en la modelación de estos mecanismos. A tal grado que posibilitó el funcionamiento cinemático del diseño sin dientes, e hizo que se diera el comportamiento de retraso del modelo cuando se reunieron las condiciones para que ocurriera el deslizamiento.

- Cuando se generan los modelos de diseño del generador de onda se ha hecho énfasis en el perímetro externo de la elipse, se pretende que éste sea el mismo obtenido por el engranaje flexible al deformarse. Lo anterior no es sencillo de lograr en el modelo de simulación producto a las deformaciones elásticas. Se recomienda manejar una pequeña holgura para favorecer el ensamble del modelo. Además es importante resaltar el incremento notable del tiempo de análisis del modelo en elementos finitos cuando no es considerada la holgura entre el generador y el engrane flexible.

6.2 Trabajo futuro y perspectiva

- Se observa en el desarrollo del Estado del Arte una tendencia a generar modelos de comportamiento de esfuerzos de la transmisión donde se plantean diversos enfoques de análisis. Para investigaciones futuras podría ser necesario retomarlos y generar una perspectiva de comparación para dejar claro la viabilidad de unos y otros. El modelo propuesto en éste proyecto se sugiere como punto de partida para la obtención de modelos más complejos.

- Para tener un modelo descriptivo a una escala mayor bajo el enfoque metodológico planteado, será necesario implementar un modelo de muestreo más riguroso donde se abarque un espacio de alternativas más amplio y se pueda corroborar tendencias y resultados con mayor fiabilidad. Lo anterior podría ser obtenido mediante el empleo de algoritmos genéticos.

- Con el paso de los años, los programas de diseño y las capacidades de proceso del hardware permitirán modelos más rigurosos. El presente proyecto ayudó a formular incógnitas que se transmitieron a los fabricantes de software que atendieron las mismas como necesidades a tener en cuenta en sus productos.

- En el futuro se pueden integrar los programas realizados junto con las tendencias encontradas en la elaboración de un macro tal como el expuesto, pero con un grado de integración que posibilite una aplicación orientada al diseño de transmisiones armónicas.

- Ya que se ha comprobado la favorable aplicación de los modelos descritos en éste proyecto a la hora de lograr el mecanismo, es posible avanzar en la precisión de los modelos al dividir el dominio según una malla más exigente o al implementar un software multifísicos que describa detalles como la abrasión y las deformaciones plásticas.

- Los modelos de análisis de falla considerados en este trabajo han indicado la factibilidad del uso de materiales comunes de ingeniería para el engrane flexible. Por ejemplo, el acero SAE 4340 implementado en las simulaciones es un material satisfactorio para este tipo de mecanismos. Se recomienda explorar el uso de otros tipos de materiales de ingeniería en investigaciones futuras.

6.3 Conclusiones finales

- Ha sido una clara ventaja el estructurar el enfoque de diseño en la forma en la que se ha dado, ya que no solo se ha dado pie al desarrollo progresivo de la transmisión, sino que además de cada paso previo se podían obtener parámetros cada vez más certeros a favor del modelo siguiente. Al entender el funcionamiento cinemático del modelo sin dientes se pudieron observar las consecuencias de parámetros como las diversas formas de inducir las restricciones. Por ejemplo, no se obtiene el mismo resultado incrementando la rigidez parcial de la corona, que colocando una condición de empotramiento en su frontera.

- Producto de avanzar en las variantes de modelos paramétricos, se fueron manejando variables mas aproximadas a los comportamientos reales. Progresándose desde un modelo estático, donde se aplica la deformación por contracción entre el engranaje flexible y el generador, hasta un modelo más descriptivo al inducir la rotación de las piezas, y cada vez más complejo al caracterizar el ensamble.

- Con cada paso se han implementado estrategias y métodos de modelación en consecuencia de las solicitaciones del diseño de la transmisión armónica. Con cada uno se ha avanzado en el desarrollo de un mecanismo óptimo, robusto y confiable en evidencia de los resultados de los análisis de falla, y manufacturable en cuanto a que para la selección de las variables implementadas se han tenido en cuenta rangos de parámetros manejados en los talleres y laboratorios a nivel nacional como el caso de la selección de los módulos.

- Pese a que se demostró la poca incidencia de implementar un modelo hiperelastico en materiales como los aceros estructurales; se ha demostrado que en cuanto a calidad de los resultados, tiempo de solución del modelo, y ventajas inherentes de cada uno, se ha comparado su grado de aplicación, avalando la implementación de los métodos de solución con materiales isotrópicos no lineales para el caso particular. En definitiva es posible implementar los métodos descritos en una gama amplia de materiales que no se limita a los metales gracias a la fiabilidad del método hiperelastico.

- Se logró definir un comportamiento óptimo a través del modelo de diseño experimental virtual que respalda las etapas recorridas a lo largo del proyecto y que en si mismo da respuesta a los criterios de falla. Además, este diseño de transmisión

es compacto al contar con el módulo más pequeño de entre los analizados sin relegar su capacidad portante. Esta cualidad lo hace atractivo de implementar en los crecientes requerimientos de miniaturización de los mecanismos, respondiendo de manera satisfactoria a los requerimientos considerados.

- El error cinemático no ha tenido la respuesta esperada pese a su comportamiento uniforme. Lo anterior se debe a la dificultad presentada en la selección de las caras en contacto máximas que se pueden aplicar en el software. La solución a esta dificultad se lograría con el empleo de una mayor cantidad de caras en contacto durante las simulaciones.

- Se avala la metodología mediante la cual cada una de las etapas de diseño han sido respaldadas con una serie de programas que asisten la respuesta de los métodos de solución; y que posibilitaron la generación de un sin número de pruebas gracias a la flexibilidad mostrada por una parametrización consecuente con la necesidad. Por ejemplo, el modelado de las piezas se sustenta en los parámetros obtenidos de una tabla maestra de datos, desde la obtención de los puntos para la generación de la curva involuta, hasta las correcciones realizadas a los diámetros necesarios para modificar la geometría de los dientes. En cuanto a las variables de salida, en el tratamiento que se le da a éstas en un software de programación matemática y un software de análisis estadístico. Esta estructura ha permitido llevar a cabo un análisis sobre un mecanismo de poca difusión, acercando un paso más esta tecnología al albor común.

- Para caracterizar los diversos efectos generados por el comportamiento elástico producidos en el engranaje flexible y las consecuencias que tiene en la implementación de una transmisión armónica, se ha dispuesto de varios modelos de elementos finitos con los cuales se ha podido modelar y obtener el estado deformacional de los engranajes. Por ejemplo, en el caso donde solo se ha sometido a la deformación generada por el generador con modelos estáticos lineales y no lineales, en tres y dos dimensiones, y en casos transitorios con los modelos dinámicos isotrópicos e hiperelásticos, lineales y no lineales.

- Como resultados principales se destaca el comportamiento cinemático del eje de salida de la transmisión, definiéndose el mínimo error de transmisión, e_t=0,274°, con un módulo dental de 0,1 mm, un factor de corrección de +0,5 y un ángulo de presión de 20°.

- Para el ensayo particular analizado según el diseño experimental virtual y cada uno de los niveles de éste se observa que la influencia del módulo en el error cinemático de transmisión no mostró una tendencia clara. De la misma forma se obtuvo que el valor del factor de seguridad a fatiga por flexión es influenciado de manera significativa por las tres variables geométricas consideradas. Su máxima magnitud se alcanzó para un ángulo de presión de 21,7°, un módulo dental de 0,55 mm y un factor

de corrección de +0,5, de acuerdo con la superficie de respuesta obtenida a partir de la ecuación matemática de comportamiento, Ecuación 4.3 .

- La literatura afirma que la longevidad del flexible es óptima si la relación de transmisión se mantiene por encima de 120 y no se puede garantizar para relaciones inferiores a 80 debido a que la deformación radial requerida aumenta conforme se reduce el número de dientes. No obstante, si los parámetros geométricos y físicos solventan estas deformaciones, este umbral no debería ser determinante.

- En los dientes no se presenta falla por picadura y los esfuerzos en las caras en contacto no son representativamente grandes en comparación al efecto producido por la flexión que induce el generador de onda, no obstante para conseguir éste efecto es recomendable tener en cuenta que la transmisión ensamblada antes de la carga debe contar con entre un 15% y 20% de los dientes en contacto.

- La capacidad portante aumenta conforme disminuye el módulo. Este comportamiento confirma la amplia utilización de este tipo de mecanismo en equipos de tamaño compacto, que requieran de una gran exactitud de posicionamiento.

- La longitud axial de la corona influye en la flexibilidad del extremo dentado del engranaje flexible, favoreciendo el efecto armónico por tanto se ha probado en proporción y efecto la influencia de aumentar la longitud de esta dimensión.

Bibliografía

[1] BURISCH Arne, *et al*. Design of a parallel hybrid micro-scara robot for high precision assembly, Institute of Machine Tools and Production Technology (IWF), Technical University of Braunschweig, Langer Kamp 19 B 38106 Braunschweig, Germany. 2004 [ca.] 6 p.

[2] M Frenal y R Bannister. Design of a Harmonic Drive for a high precision application, Thesis is submitted in partial fulfilment of the requirements for the degree of Master of Science, © Cranfield University, 2007. 11 p.

[3] T. Tjahjowidodo, *et al*. Nonlinear Modelling and Identification of Torsional Behaviour in Harmonic Drives, En: Proceeding of ISMA 2006, Department Mechanical Engineering, Heverlee, Belgium, 2006. 12 p.

[4] SCHAEFER, Ingolf and KAYSER Andreas, Smart EMA: An approach to avoid unscheduled maintenance, Harmonic Drive AG, Hoenbergstr. 14 D-65555 Limburg, Germany, 2003. 6 p.

[5] SLATTER, Rolf and KOENEN Hans. Lightweight Harmonic Drive Gears for Service Robots, Harmonic Drive AG, Hoenbergstr 14 D-65555 Limburg, Germany. 2004 [ca]. 6 p.

[6] SCHAFER, Ingolf and SLATTER Rolf. Precision pointing and actuation systems for UAVS USING HARMONIC DRIVE GEARS, Limburg, Germany. 2003 [ca]. 8 p.

[7] PEER, Angelika, *et al*. Physical-based Friction Identification of an Electro-Mechanical Actuator with Dymola/Modelica and MOPS (3rd International Modelica Conference), Institute of Robotics and Mechatronics, Peter Fritzson, Linköping, Suecia, 2003. 9 p.

[8] Autotechnic, www.autotechnic.su/technology/active_steering/active_steering.html, 2008 – 2011.

[9] CÓRDOBA NIETO, Ernesto, *et al*. Transmisión flexondulatoria armónica, Ed.1, Universidad Nacional de Colombia - Faculta de ingeniería, Bogotá, 2011. 319 p.

[10] SANTAMARIA Piedrahita, Juan Carlos. Desarrollo de un prototipo experimental de transmisión ondulatoria sincrónica (Armonica), Trabajo de grado Ingeniero Mecánico, Universidad Nacional de Colombia, Departamento de Mecánica y Mecatrónica, Bogotá, 2001.

[11] D.N. Reshetov. Elementos de Máquinas. Editorial Pueblo y Educación. Ciudad de la Habana, Cuba, 1985. 340 p.

[12] A.J.Bamnote, *et al*. Meshing Analysis Of Teeth Of Harmonic Drives: A Computer Based Approach, Dept. Of Mechanical Engg. Y.C. College Of Engg. Nagpur. India, 200? [ca]. 8 p.

[13] W. OSTAPSKI, Analysis of the stress state in the harmonic drive generator flexspline system in relation to selected structural parameters and manufacturing deviations, Institute of Machine Design Fundamentals, Warsaw University of Technology, Warszawa, Poland, 2010. 683 p.

[14] CASTEJÓN, Cristina, *et al*. Modelado de una transmisión harmonic drive. Análisis Del error cinemático, Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica - Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España, 2009. 51 p.

[15] GANDHI, Prasanna S. and GHORBEL Fathi H., Control of Hysteresis and Kinematic Error Nonlinearities in Harmonic Drives for High Speed Precision Control Applications, American Control Conference, Bosotn, Massachusetts, United States of America, 2004. 8 p.

[16] BLÁZQUEZ, L. Felipe y DE MIGUEL, Luis J., Diagnóstico automático de fallos para sistemas dinámicos no lineales, Dpto. Ingeniería Eléctrica y Electrónica. Univ. de León. E.II.I.I. Campus de Vegazana y Dpto. Ingeniería de Sistemas y Automática. Univ. de Valladolid, España, 2004 [ca]. 30 p.

[17] GONZÁLEZ REY, Gonzalo, *et al*., El método de elementos finitos como alternativa en el cálculo de engranajes, Ediciones MECANICA, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría (ISPJAE), Facultad de Ingeniería Mecánica. Departamento de Mecánica Aplicada, Ciudad de la Habana, Cuba y Universidad de Salamanca Escuela Politécnica Superior de Zamora, Departamento de Ingeniería Mecánica y Civil, Zamora. España, 2002. 55 p.

[18] BATHE, Klaus-Jürgen, Finite element procedures, Prentice-Hall. Inc, New Yersey, United States of America, 1996.1052 p.

[19] NIETO QUIJORNA, Antonio Javier, Elementos de máquinas, Universidad de Castilla-La Mancha- Área de Ingeniería Mecánica, Madrid, España, Enero 2007. 68 p.

[20] FERRER GIMÉNEZ, Carlos y AMIGÓ BORRAS Vicente, Tecnología de materiales, Ed. Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, España, 2003. 112 p.

[21] STACHOWIAK, Gwidon W and BATCHELOR Andrew W., Engineering Tribology, Ed. 3 Butterworth Heinemann, Australia, Septiembre 21 de 2005. 769 p.

[22] Solidworks web help, http://help.solidworks.com. 1995-2012.24

[23] H.D. Taghirad y P.R Bélanger, A nonlinear model for Harmonic Drive friction and compliance, Center for Intelligent Machines, Department of Elenctrical Engineering, IEEE International conference on robotics and automation, McGill University, Montréal, Canadá, 1998.6 p.

[24] M FRENAL, Design of a harmonic drive for a high precision application, tesis, Cranfield University, School Of Engineering, Bedford, Reino Unido, 2007.46

[25] ACOSTA SANCHEZ, Juan Miguel, Proyecto de elementos de máquinas, CUJAE, Facultad de Ingeniería Mecánica. La Habana, Cuba, 2010. 75 p.

[26] BECERRA FERREIRO, Ana María y MOYA RODRÌGUEZ, Jorge L., Geometría y cinemática de los engranajes cilíndricos de dientes rectos interiores con mínima diferencia entre los números de dientes, Facultad de Ingeniería Mecánica. Universidad Autónoma de Zacatecas, Zacatecas, México y Facultad de Ingeniería Mecánica. Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas, Santa Clara, Cuba, 2000 [ca]. 8 p.

[27] GONZÁLEZ REY, Gonzalo, y Marrero Osorio, S. A., Reingeniería de la geometría desconocida de engranajes cónicos con dientes rectos y curvilíneos, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, Revista de Ingeniería Mecánica, vol. 11, núm. 3, Cuba, 2008, 9 p.

[28] AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION, Method for Specifying the Geometry of Spur and Helical Gears, AGMA information sheet, Virginia, United States of America, 1998. 32 p.

[29] KOHARA GEAR INDUSTRY CO.,LTD., Elementary information on Gears, http://www.khkgears.co.jp, 1996 – 2012. 40 p.

[30] DUDLEY, Darle W., Manual de engranaje, Diseño, Manufactura y Aplicación de Engranajes, Compañía editorial continental S.A, México, 1973. 472 p.

[31] GONZÁLEZ REY, Gonzalo, *et al*., Coeficiente de corrección en engranajes cilíndricos como factor de conversión entre sistemas AGMA e ISO, Ediciones MECANICA, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría (ISPJAE), Facultad de Ingeniería Mecánica. Departamento de Mecánica Aplicada, Ciudad de la Habana, Cuba y Universidad de Salamanca Escuela Politécnica Superior de Zamora, Departamento de Ingeniería Mecánica y Civil, Zamora. España, 2007. 13 p.

[32] GANDHI, Prasanna S., Transactions of the ASME - On the Kinematic Error in Harmonic Drive Gears, Department of Mechanical Engineering, Rice University, Houston, Texas, Marzo de 2001. 8 p.

[33] TUTTLE, Timothy D., Understanding and Modeling the Behavior of a Harmonic Drive Gear Transmission, Massachusetts institute of Technology All Rights Reserved, Massachusetts, United States of America, 1992. 322 p.

[34] SHIGLEY, Joseph Edward y Mitchell, Larry D. Diseño en ingeniería mecánica, Traducido por Francisco Paniagua Bocanegra. 4 ed. México, McGRAW-HILL, 1985. 915 p.

[35] MOTT, Robert L., Resistencia de materiales aplicada, Traducido por Rodolfo Navarro Salas, PRENTICE HALL, México, 1996. 659 p.

[36] KAYABASI, Oguz and ERZINCANLI, Fehmi. Shape optimization of tooth profile of a flexspline for a harmonic drive by finite element modeling, Department of Design and Manufacturing Engineering [citado el 21 abril de 2005], Gebze Institute of Technology, Turkey, 13 de septiembre de 2005. 7 p.

[37] MOTT, Robert L., Diseño de elementos de máquinas, Traducido por Virgilio González y Pozo, PRENTICE HALL, México, 2006. 872 p.

[38] I Schafer, *et al*. Space lubrication and performance of harmonic drive gears, Harmonic Drive AG, Hoenbergstr. 14 D-65555 Limburg, Germany. 2005 [ca]. 8 p.

[39] KHONSARI, Michael M. y D. Y. Hua, Fundamentals of Elastohydrodynamic Lubrication, En: Component Performance and Design Data, CPC PRESS, LLC, 1997. 29 p.

[40] I SCHAFER, *et al*., Space lubrication and performance of harmonic drive gears, Harmonic Drive AG, Limburg, Germany, 2005 [ca]. 8 p.

[41] ASM INTERNATIONAL, Metal Handbook, 2 ed., Editorial Advisory Board, 1998. 2571 p.

[42] MORENO, Félix R., Evaluación del comportamiento mecánico a la fatiga en aceros AISI 4340 y AISI 4140 tratados térmicamente con recocidos y normalizados, Revista ingeniería U.C. Vol 12, N°1, Universidad de Carabobo, Carabobo, Venezuela, 2005, 7 p.

[43] W. OSTAPSKI1 and I. MUKHA, Stress state analysis of harmonic drive elements by FEM, Bulletin Of The Polish Academy Of Sciences Technical Sciences, Institute of Machine Design Fundamentals Vol 55, No. 1, Warsaw University of Technology, Warsaw, Poland, 2007. 9 p.

[44] HAN, Su Jeon, A study on stress and vibration analysis of a steel and hybrid exspline for harmonic drive, Composite Structures 47, 1999, 7 p.

[45] YAMANAKA, Masashi, *et al*., Evaluation of Noise of Strain Wave Gearing by Vibration Measurement, journal of Environment and Engineering, 2009. 11 p.

[46] J. Randulfe Ceballos, *et al*., Determinación de los parámetros geométricos originales de ruedas dentadas cilíndricas de dientes rectos y helicoidales mediante programa de computación, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría (ISPJAE), Facultad de Ingeniería Mecánica. Departamento de Mecánica Aplicada, Ciudad de la Habana, Cuba, 2000, 5 p.

[47] ALARCÓN GIRALDO, Javier, Diseño de una gama de reductores de engranes helicoidales y ejes paralelos, Universidad Autónoma de Manizales, Departamento de Mecánica y Producción, Manizales, Colombia, 2006. 6 p.

[48] XU, Lizhong, *et al*. Parametric vibration for electromechanical integrated electrostatic harmonic drive, Mechanical Engineering Institute, [citado 17de mayo de 2005] Yanshan University, China, 2006. 13 p.

[49] DEGEN, Reinhard and SLATTER,Rolf, Tooth profile optimization for zero-backlash microgears, The novel P-toothing of the Micro Harmonic Drive® gear, Mainz, Germany, 2005 [ca]. 18 p.

[50] CALVENTE MUÑOZ, Javier, Caracterización del Error Cinemático de Transmisiones de tipo Harmonic Drive por el Método de Elementos Finitos, Trabajo de grado Ingeniero Mecánico, Universidad Carlos III De Madrid, Departamento de Ingeniería Mecánica, Madrid, España, 2006. 113 p.

[51] MORENO MARTÍN, José María, Modelado de una transmisión Harmonic drive. Cálculo del error cinemático, Trabajo de grado Ingeniero Mecánico, Universidad Carlos III Madrid, Escuela politécnica superior, Madrid, España, 2005. 107 p.

[52] GAMBOA, Javier, Design and implementation of a pilot test for an industrial prototype of harmonic drive using a FPGA real-time system to implements control and instrumentation. ABCM Symposium Series in Mechatronics - Vol. 4, 2010. 7 p.

[53] VARGA, Ádam y LANTOS, Béla, Predictive Control of Harmonic Drive in Automotive Application, Department of Control Engineering and Information Technology, Budapest University of Technology and Economics, Budapest, Hungary, 2007, 8 p.

[54] DHAOUADI, Rached and GHORBEL, Fathi, Modeling and analysis of hysteresis in harmonic drive gears, Systems Analysis Model Simul, Taylor & Francis Ltd, Houston, United States of America, 2002 [ca]. 15 p.

[55] H.D. Taghirad and P.R Bélanger, An experimental Study on Modelling and Identification of Harmonic Drive Systems, Center for Intelligent Machines, Department of Elenctrical Engineering, IEEE International conference on robotics and automation, McGill University, Montréal, Canadá, 1996. 10 p.

[56] ŠPANIEL, Miroslav, *et al*., The results of modeling and testing of harmonic drive, Praga, República Checa, 2001 [ca]. 2 p.

[57] RHEAUME, Francois, *et al*., On The Computing of the Torsional Rigidity of a Harmonic Drive Using FEA, http://www.ansys.com/events/ proceedingf/2006/papers/178.pdf, 1998 [ca]. 11 p.

[58] RICO MARTÍNEZ, José María, Análisis Diferencial de la Curva Involuta de un círculo, Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Guanajuato, F. I. M. E. E., Guanajuato, México, 1998 [ca]. 6 p.

[59] FUENTES AZNAR, Alfonso y GOZÁLEZ PÉREZ, Ignacio, Análisis tensional por elementos finitos de engranajes rectos con geometría modificada, Revista Iberoamericana de Ingeniería mecánica - Universidad politécnica de Cartagena, Cartagena, España, 2004. 15 p.

[60] The Enginnering ToolBox, http://www.engineeringtoolbox.com.

[61] V.P.W. Shim*, A visco-hyperelastic approach to modelling the constitutive behaviour of rubber, International Journal of Impact Engineering, Department of

Mechanical and Production Engineering, National University of Singapore, Singapore, 1999. 16 p.

[62] ULRICH, Karl T. y EPPINGER, Steven D., Diseño y Desarrollo de Productos, Enfoque multidisciplinario, Traducido por Rebecca Virginia Madrigal Álvarez, 3 ed, Mc Graw Hill, México, 2004.

[63] ARZOLA DE LA PEÑA, Nelson, metodología de Diseño para Ingeniería, Colección Guías de Clase, Universidad Nacional de Colombia, Bogotá, D.C., Colombia, 2011. 56.

A. Anexo: Esfuerzos

Figura A-1: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 1

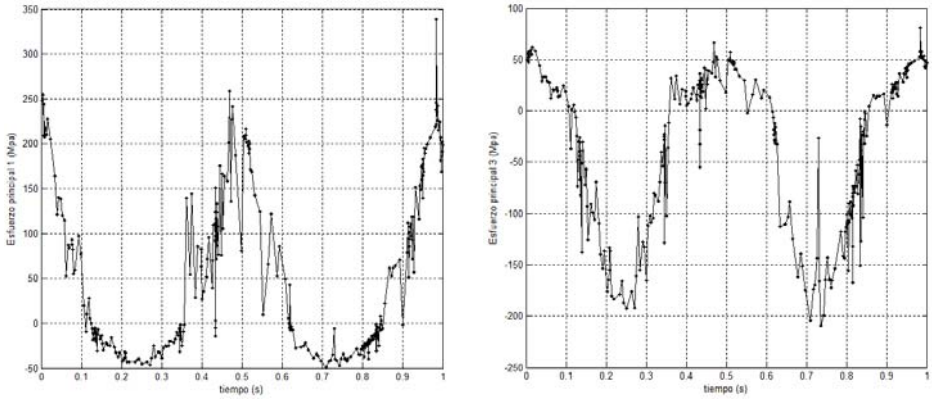


Figura A-2: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 2

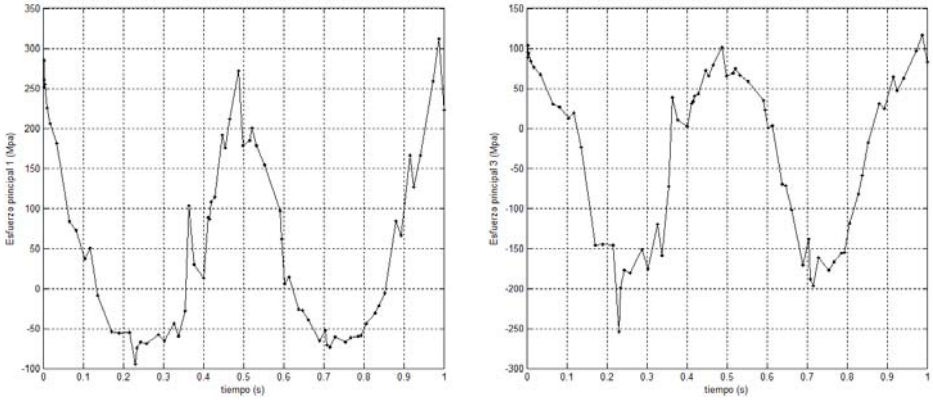


Figura A-3: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 3

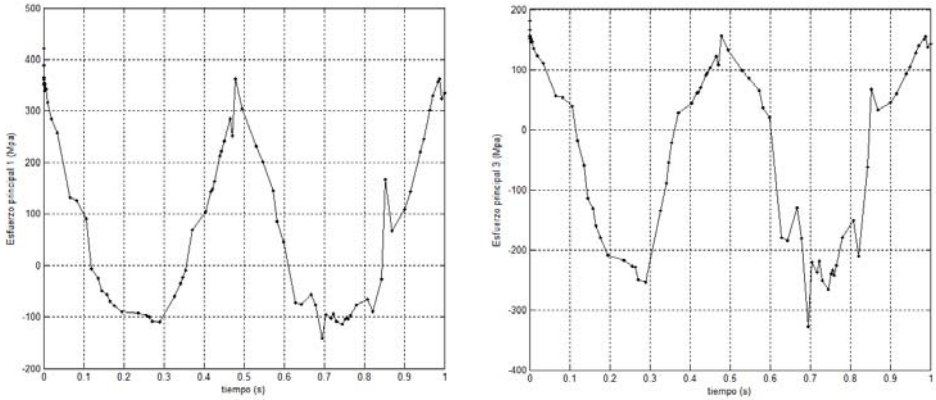


Figura A-4: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 4

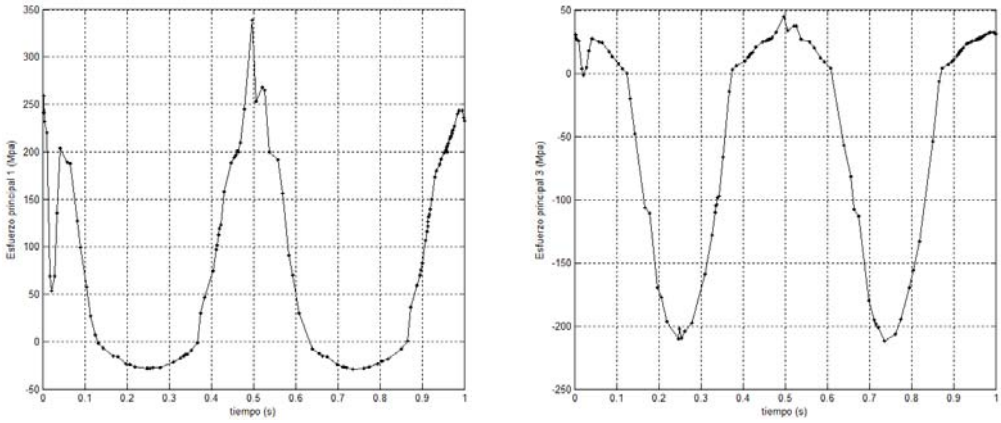


Figura A-5: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 5

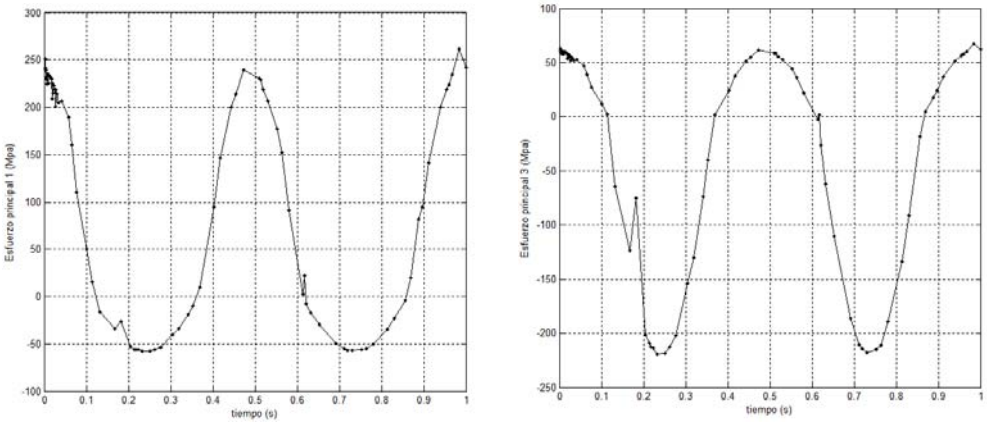


Figura A-6: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 6

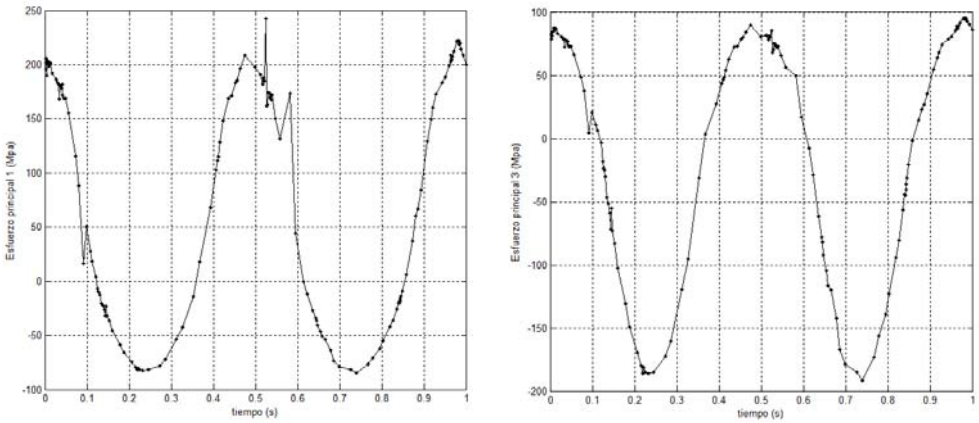


Figura A-7: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 7

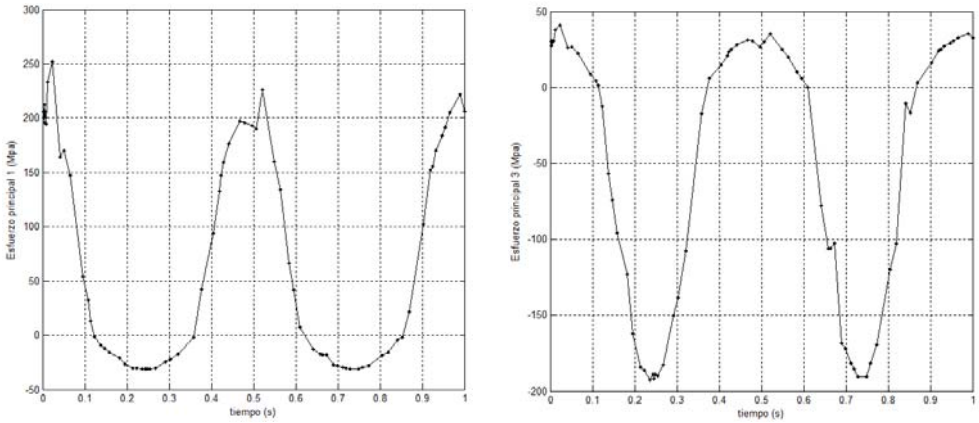


Figura A-8: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 8

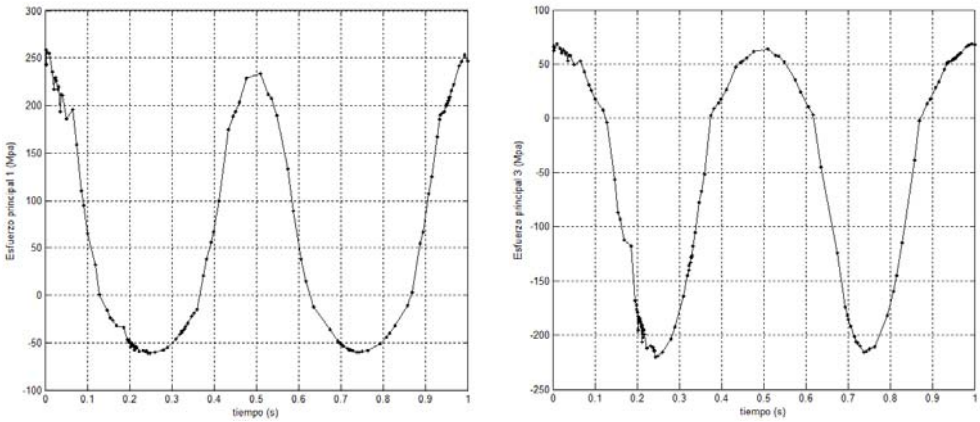


Figura A-9: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 9

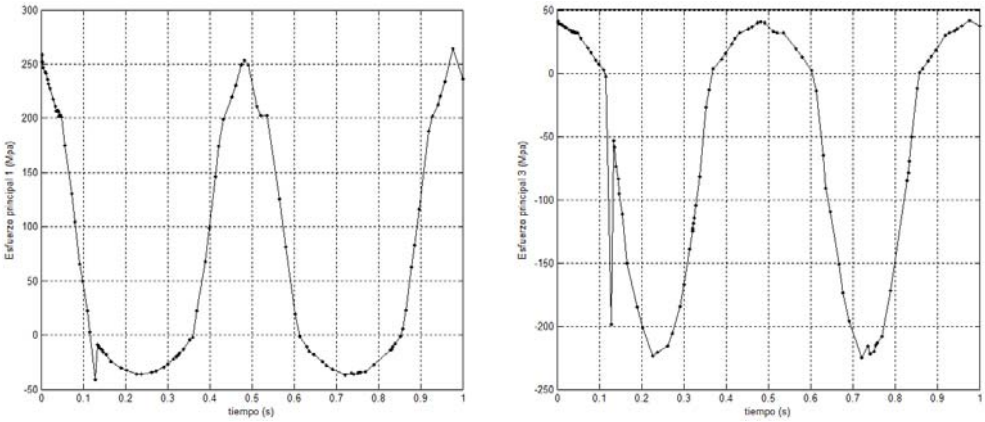


Figura A-10: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 10

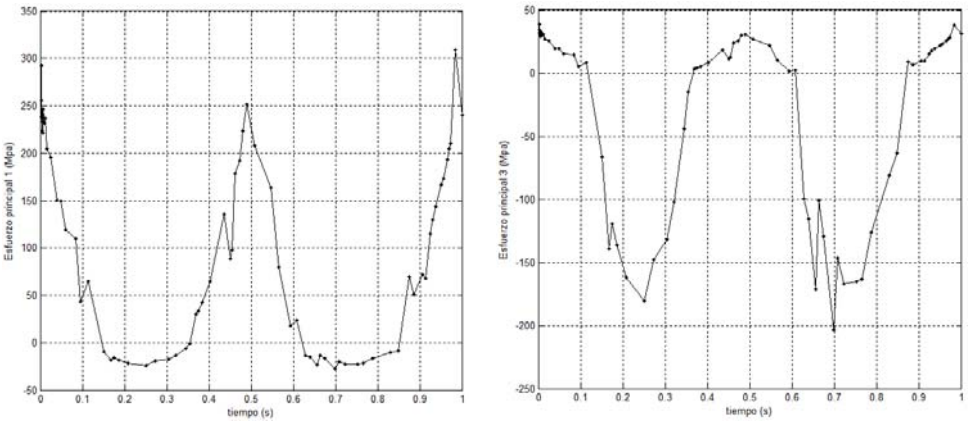


Figura A-11: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 11

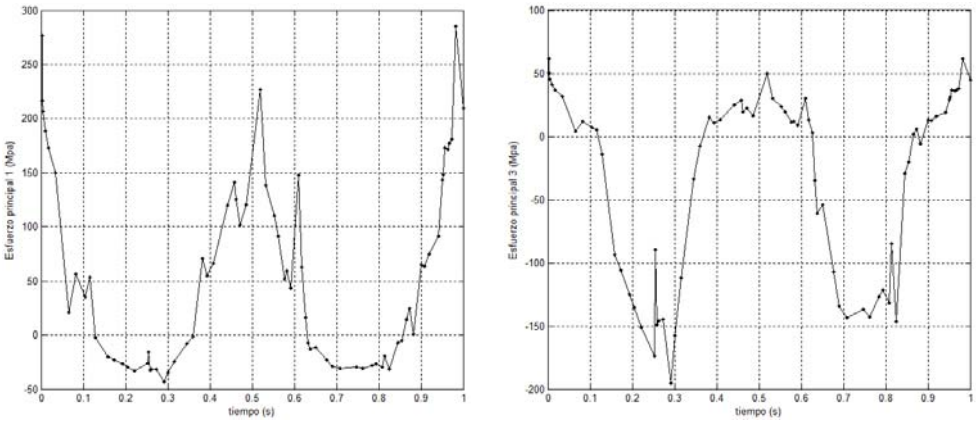


Figura A-12: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 12

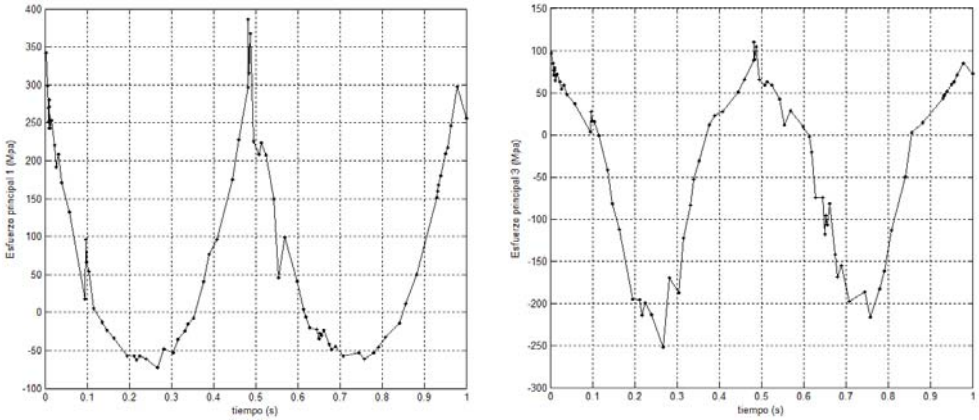


Figura A-13: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 13

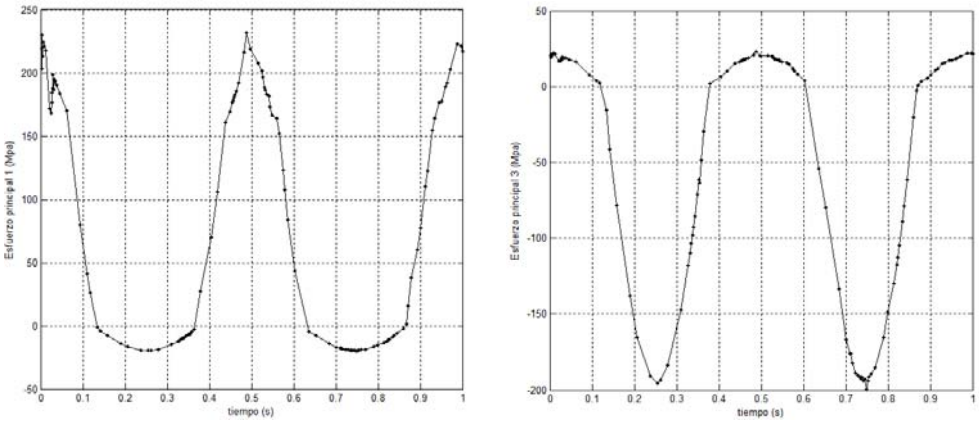


Figura A-14: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 14

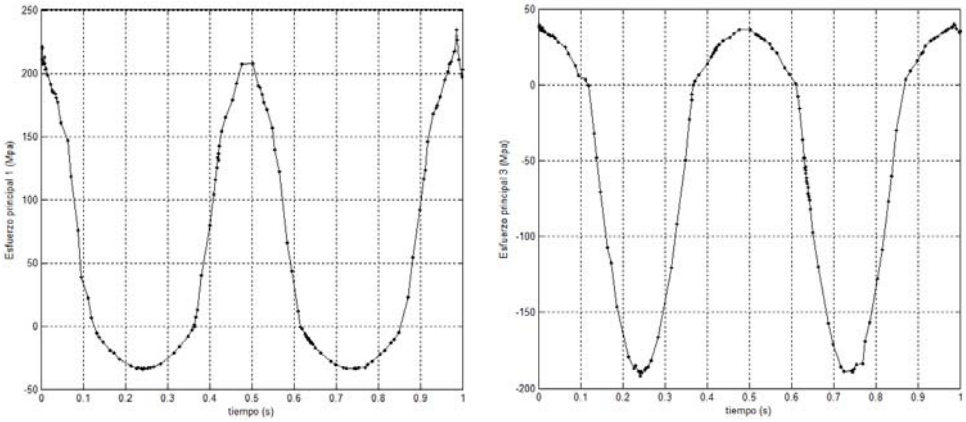


Figura A-15: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 15

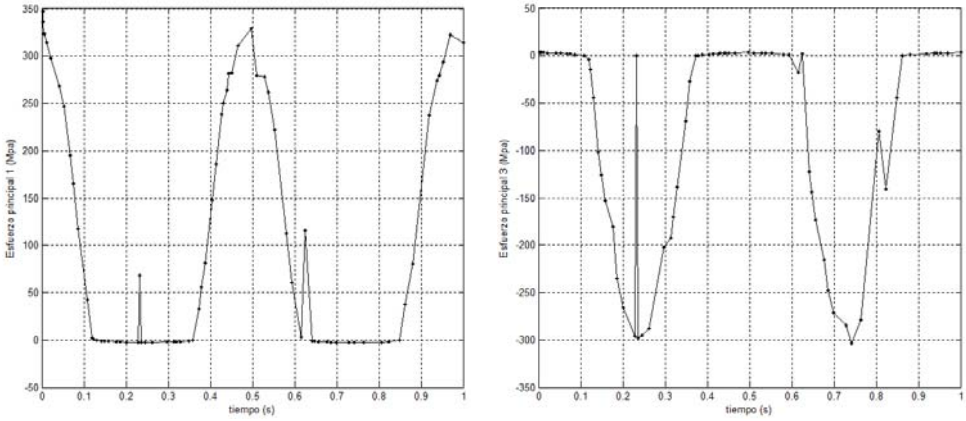


Figura A-16: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 16

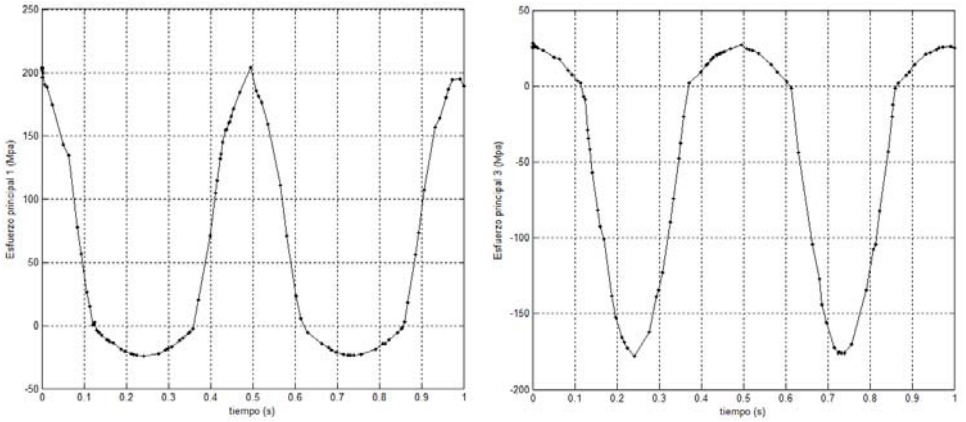


Figura A-17: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 17

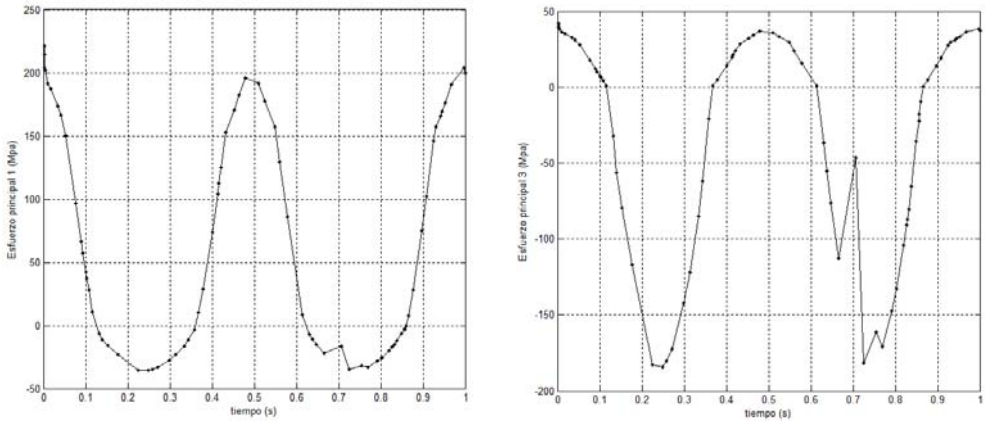


Figura A-18: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 18

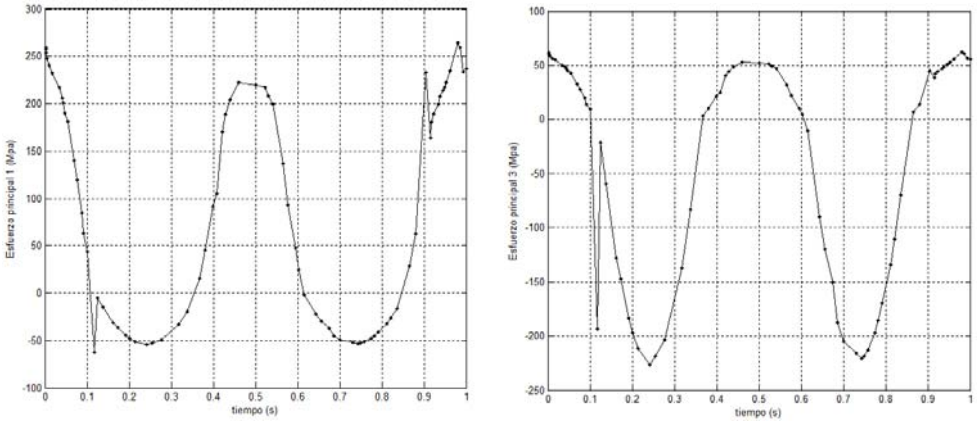


Figura A-19: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 19

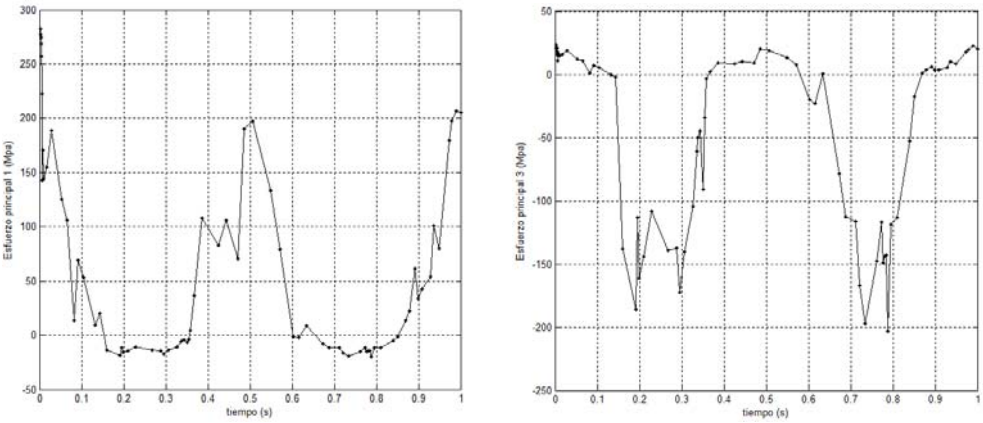


Figura A-20: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 20

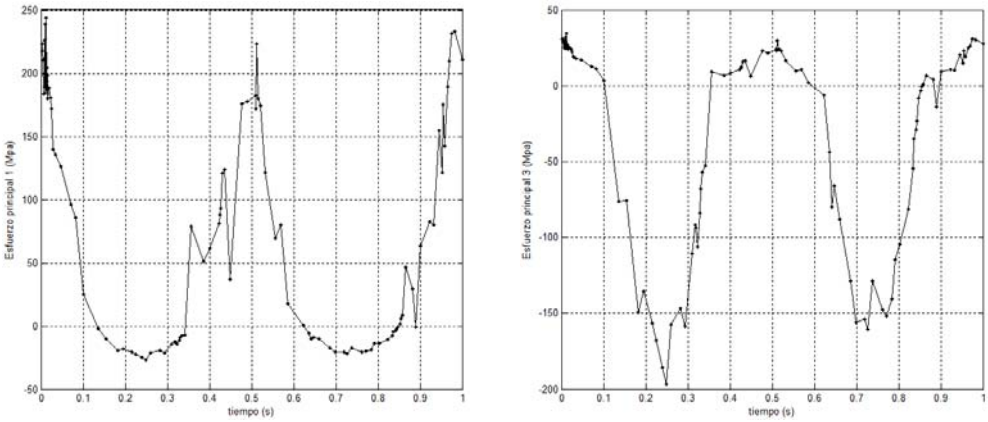


Figura A-21: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 21

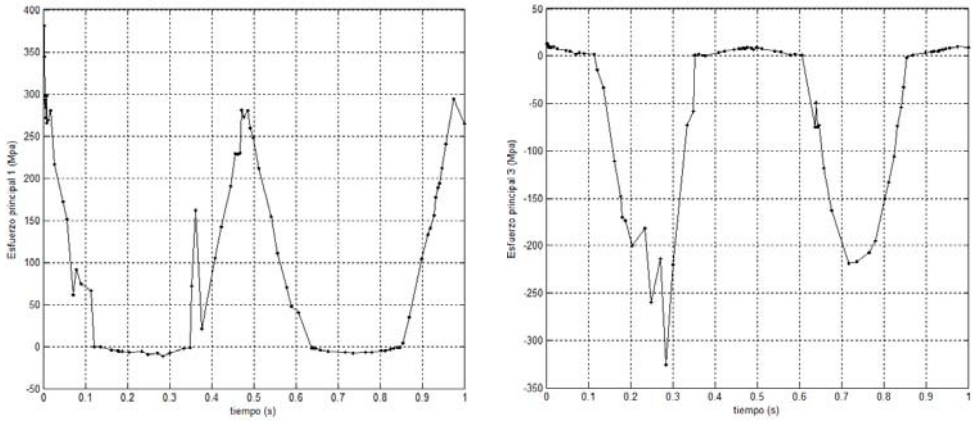


Figura A-22: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 22

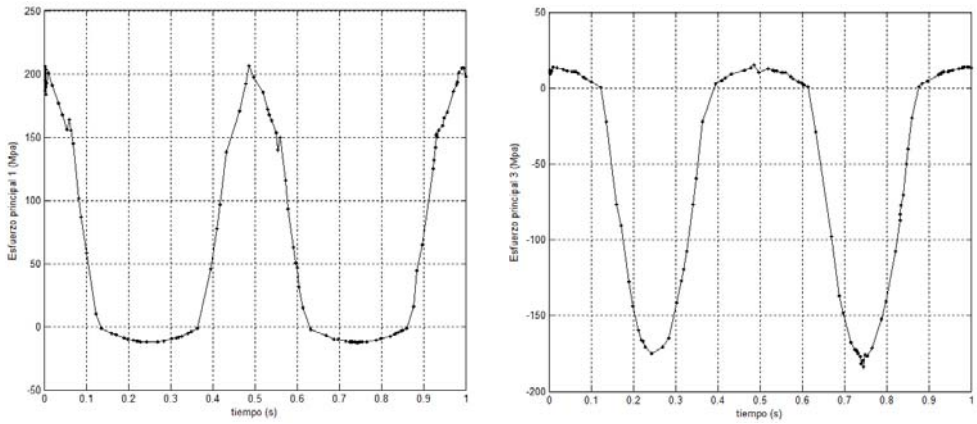


Figura A-23: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 23

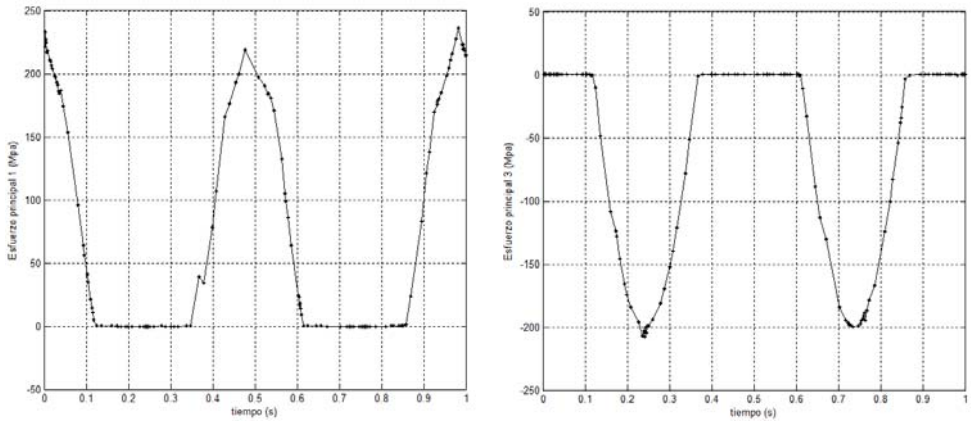


Figura A-24: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 24

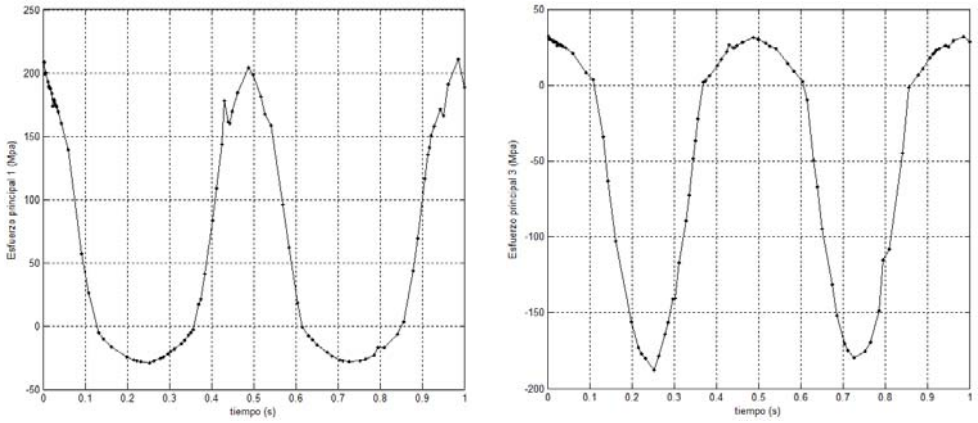


Figura A-25: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 25

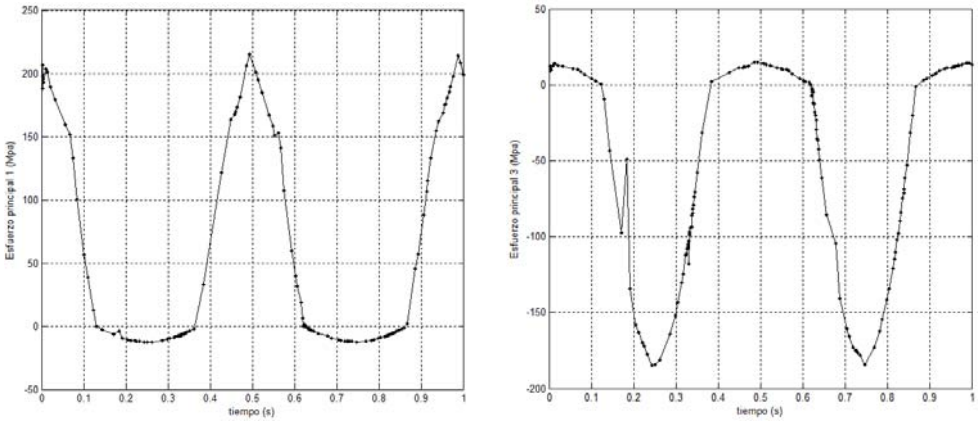


Figura A-26: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 26

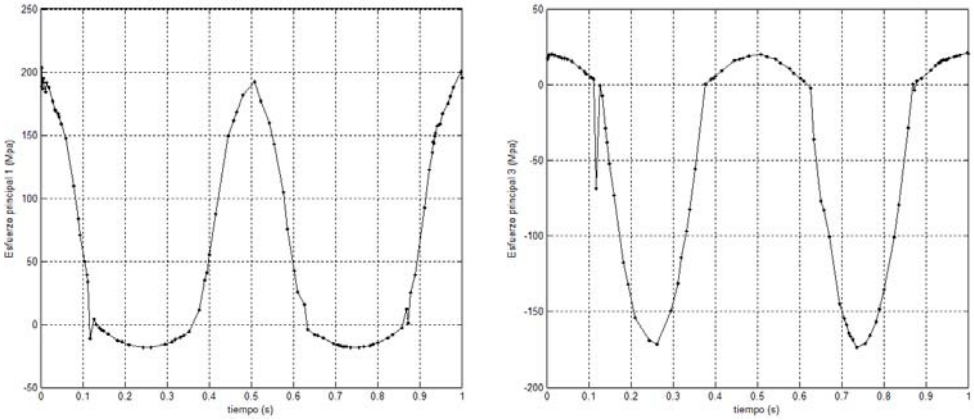
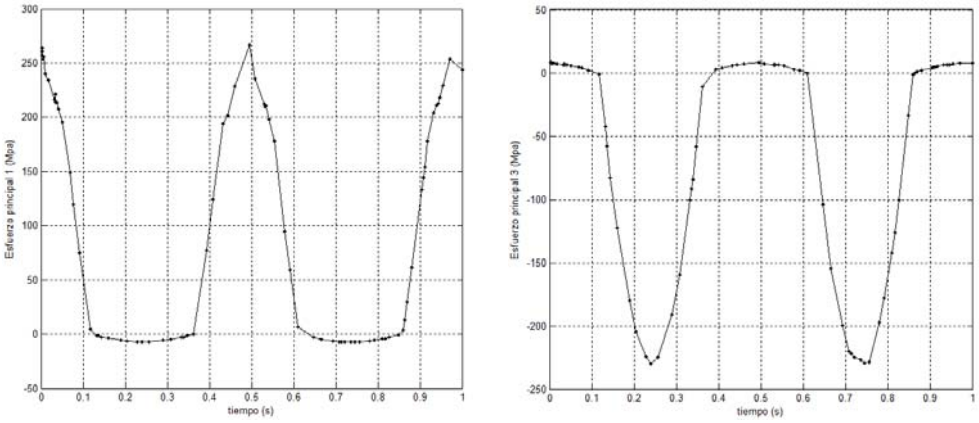


Figura A-27: Esfuerzo principales 1 y 3 modelo 27



B. Anexo: Límite de falla - criterio de Goodman

Figura B-1: Modelo 1

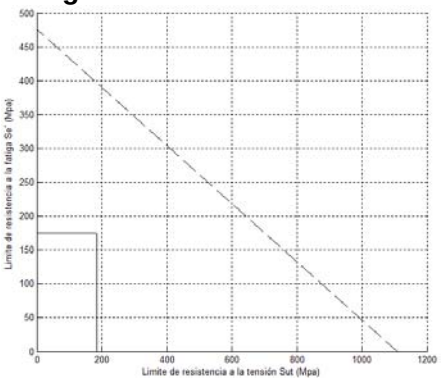


Figura B-2: Modelo 2

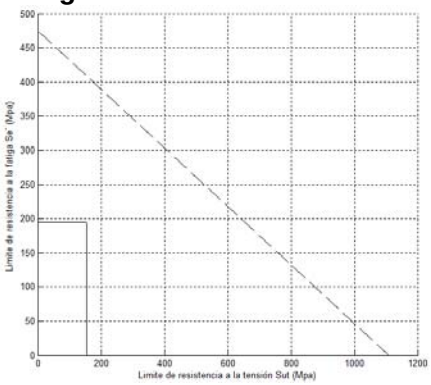


Figura B-3: Modelo 3

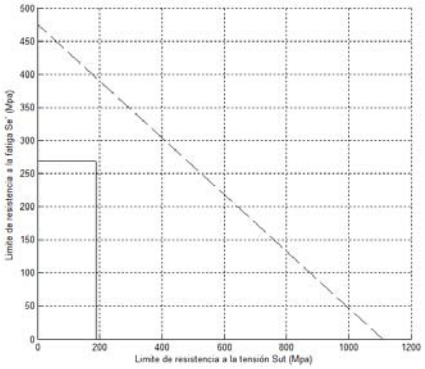


Figura B-4: Modelo 4

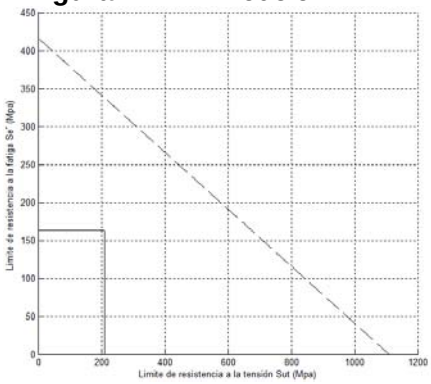


Figura B-5: Modelo 5

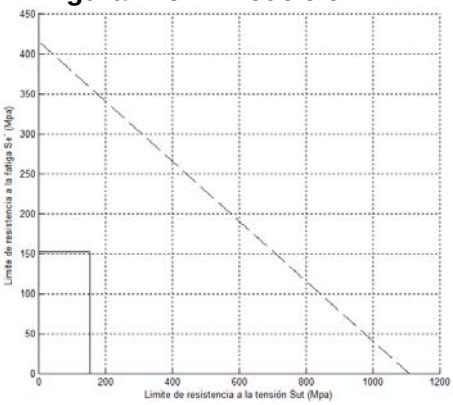


Figura B-6: Modelo 6

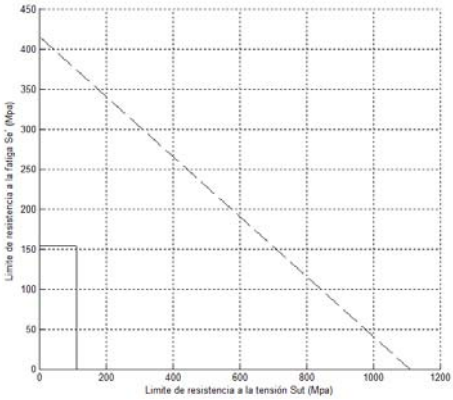


Figura B-7: Modelo 7

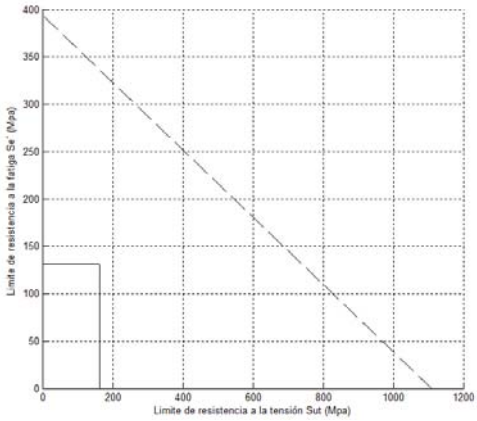


Figura B-8: Modelo 8

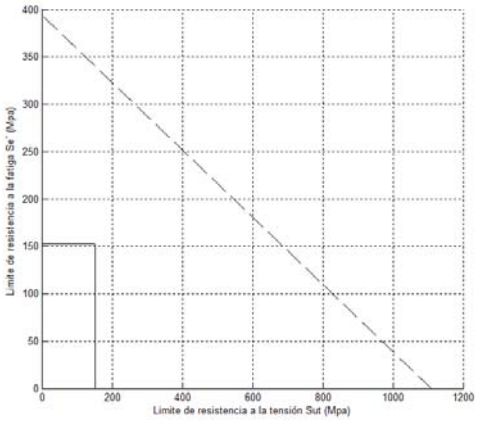


Figura B-9: Modelo 9

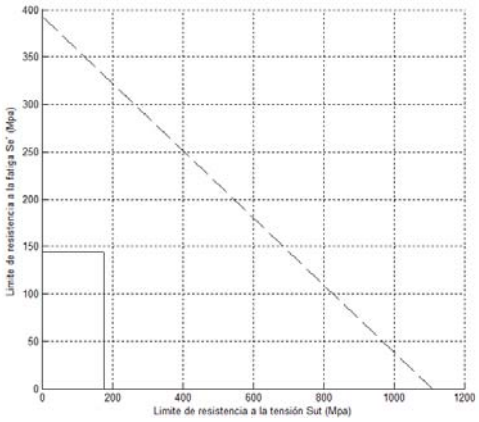


Figura B-10: Modelo 10

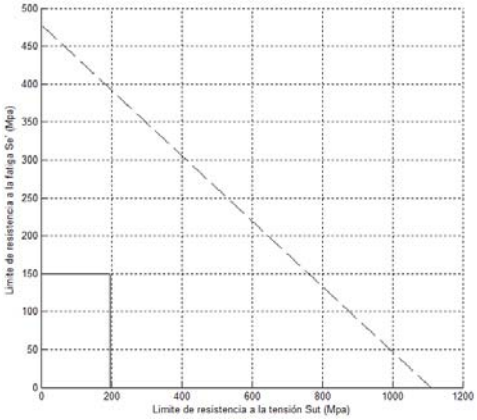


Figura B-11: Modelo 11

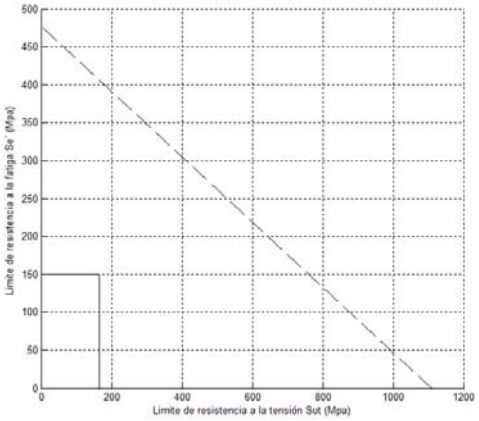


Figura B-12: Modelo 12

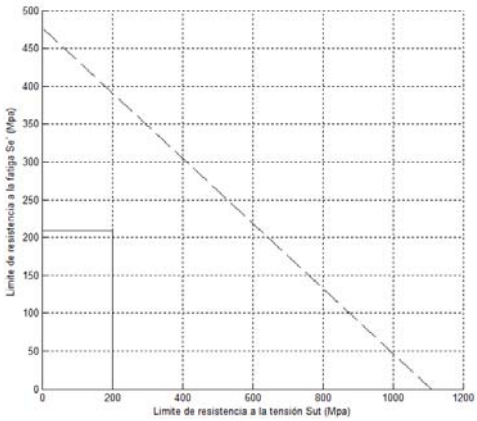


Figura B-13: Modelo 13

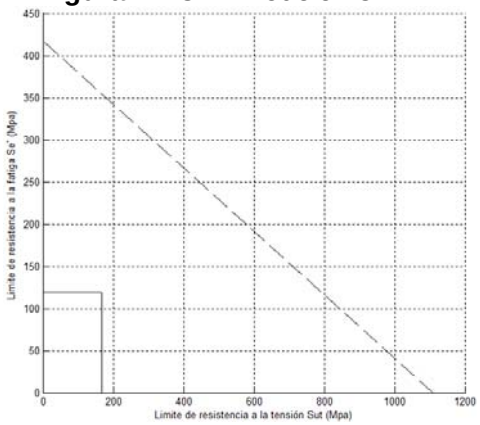


Figura B-14: Modelo 14

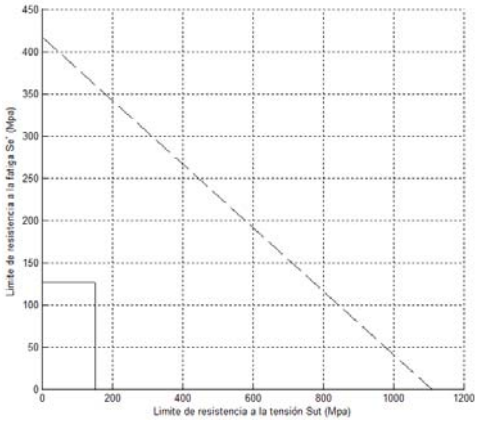


Figura B-15: Modelo 15

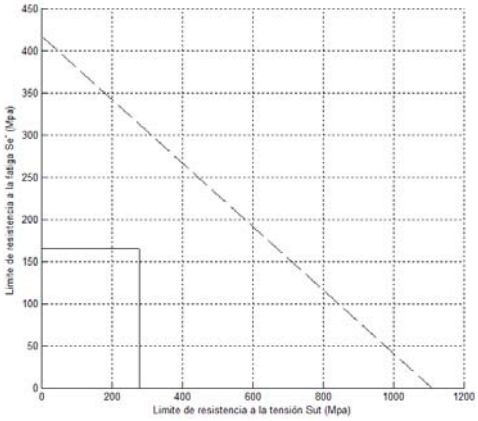


Figura B-16: Modelo 16

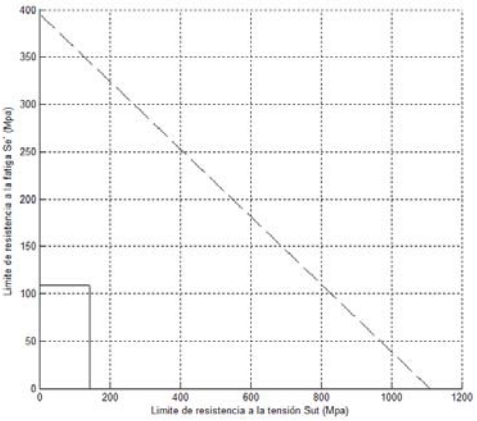


Figura B-17: Modelo 17

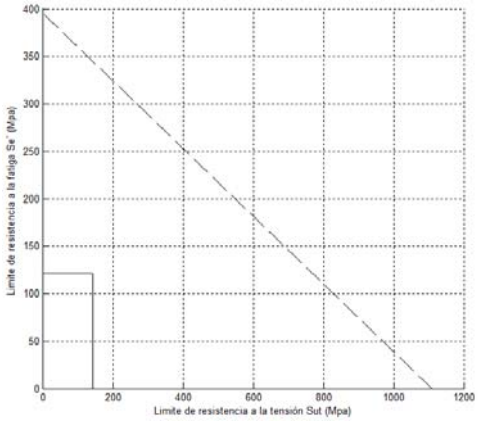


Figura B-18: Modelo 18

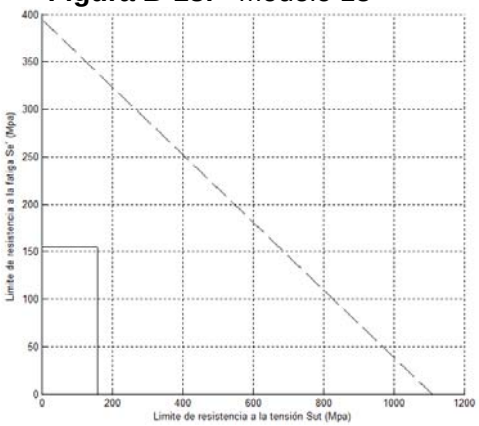


Figura B-19: Modelo 19

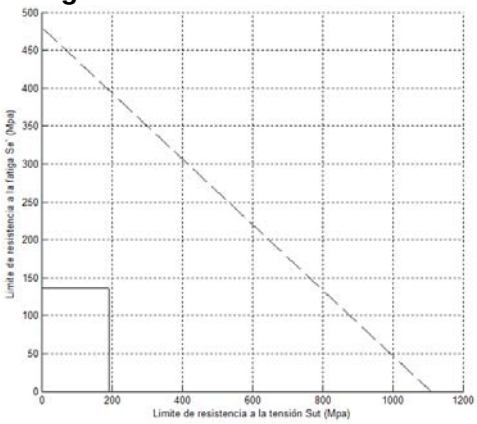


Figura B-20: Modelo 20

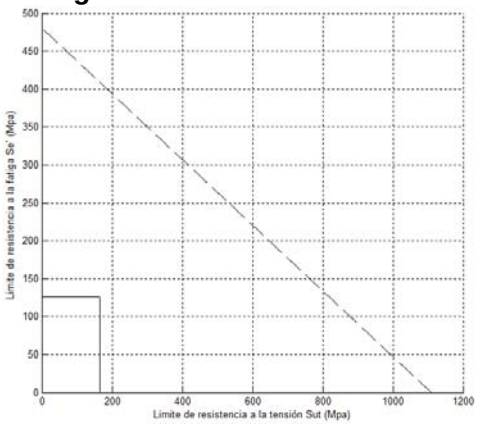


Figura B-21: Modelo 21

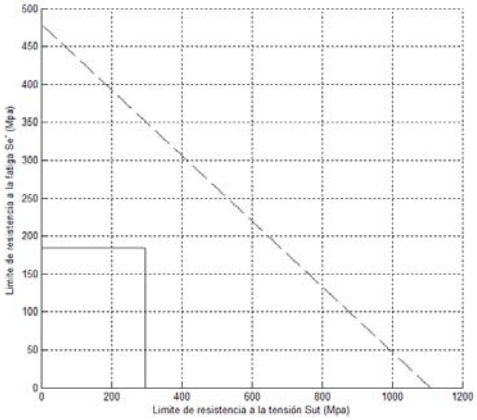


Figura B-22: Modelo 22

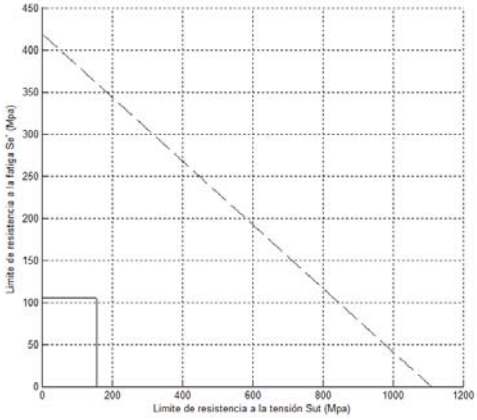


Figura B-23: Modelo 23

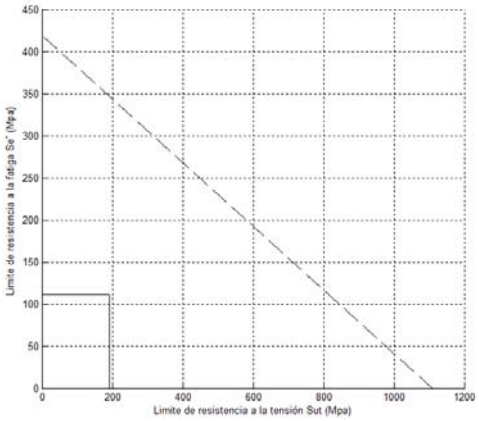


Figura B-24: Modelo 24

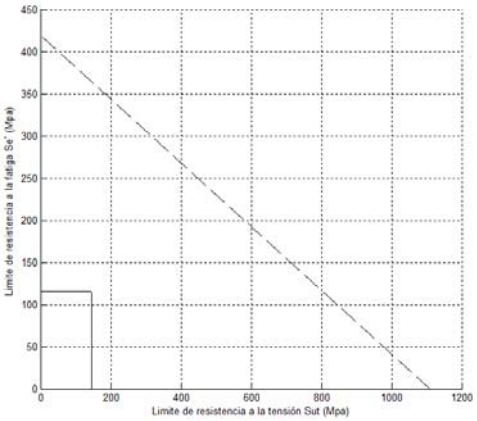


Figura B-25: Modelo 25

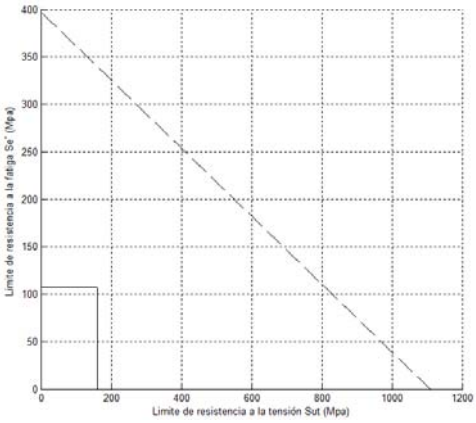


Figura B-26: Modelo 26

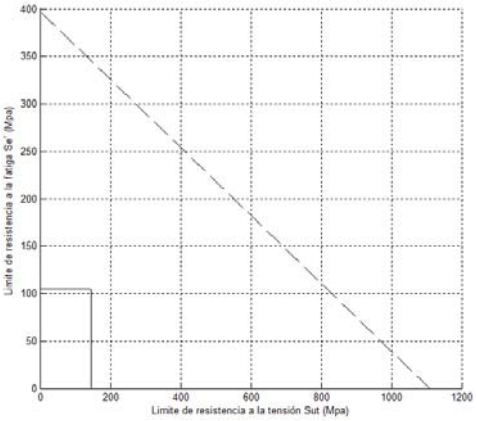
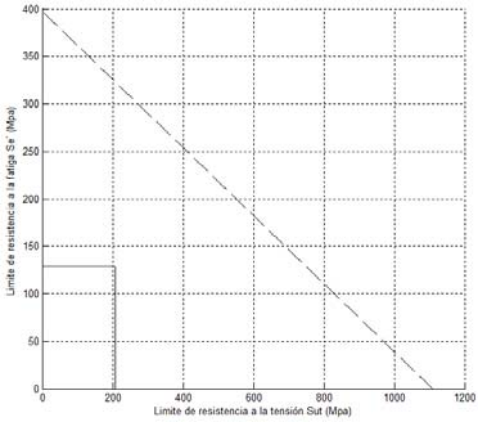


Figura B-27: Modelo 27



C. Anexo: Residuos del error cinemático

Figura C-1: Error cinemático modelo 1

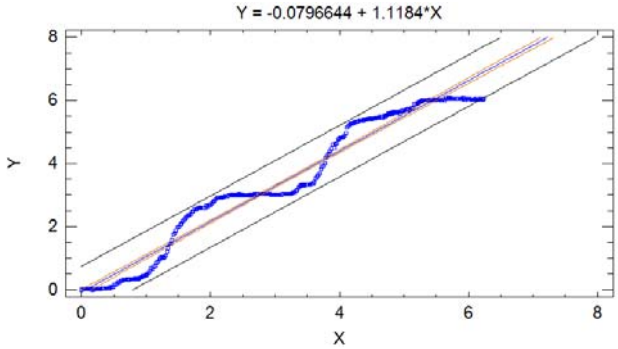


Figura C-2: Error cinemático modelo 2

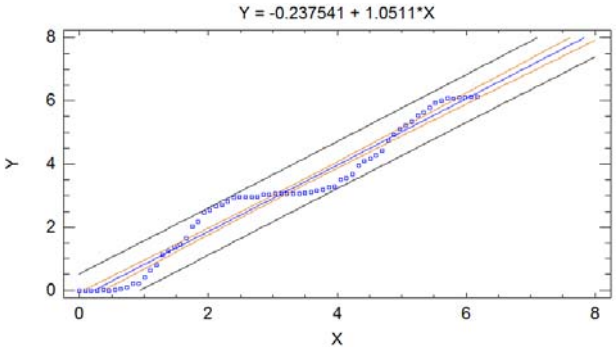


Figura C-3: Error cinemático modelo 3

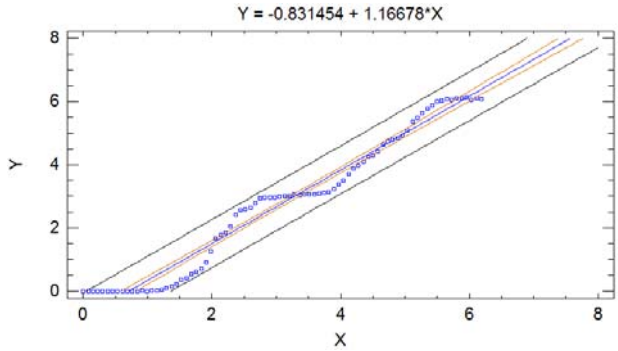


Figura C-4: Error cinemático modelo 4

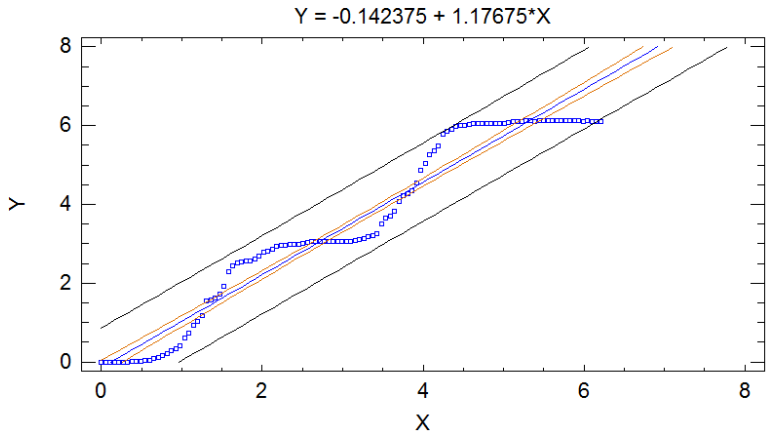


Figura C-5: Error cinemático modelo 5

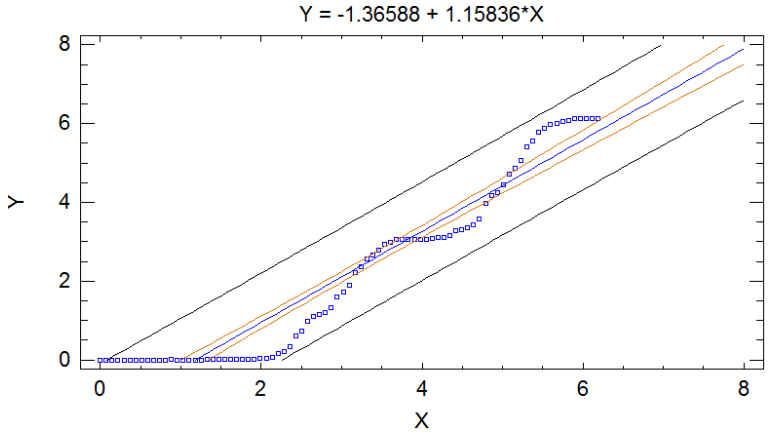


Figura C-6: Error cinemático modelo 6

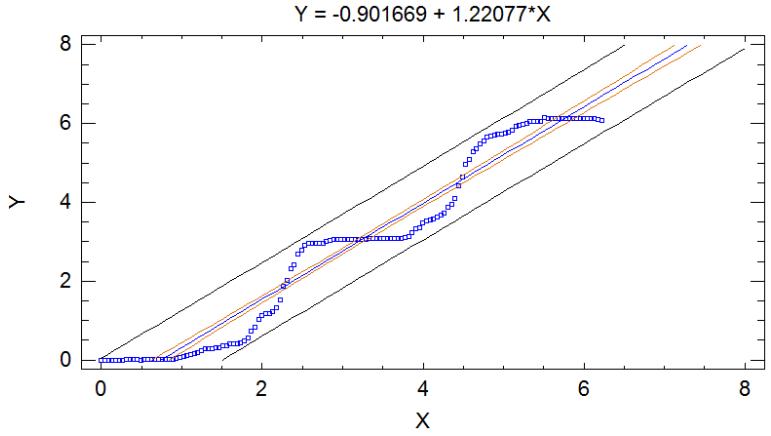


Figura C-7: Error cinemático modelo 7

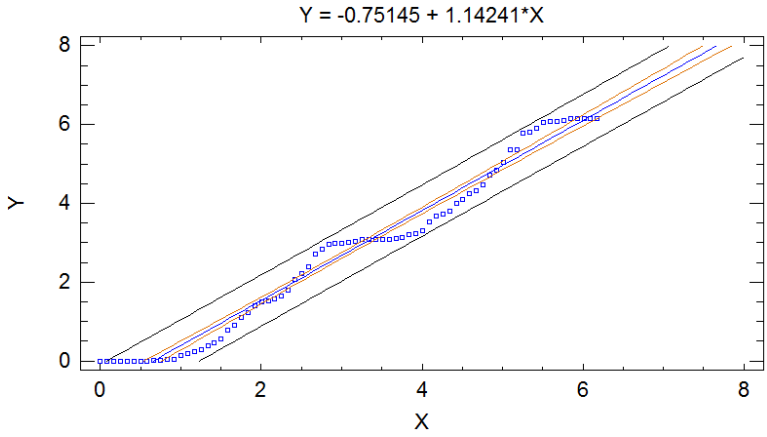


Figura C-8: Error cinemático modelo 8

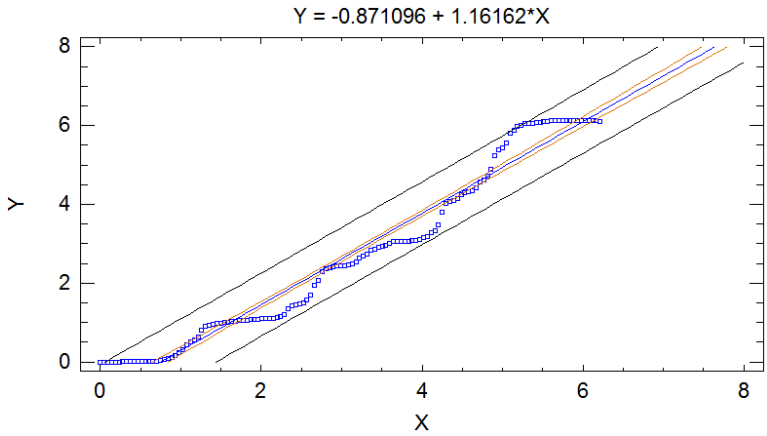


Figura C-9: Error cinemático modelo 9

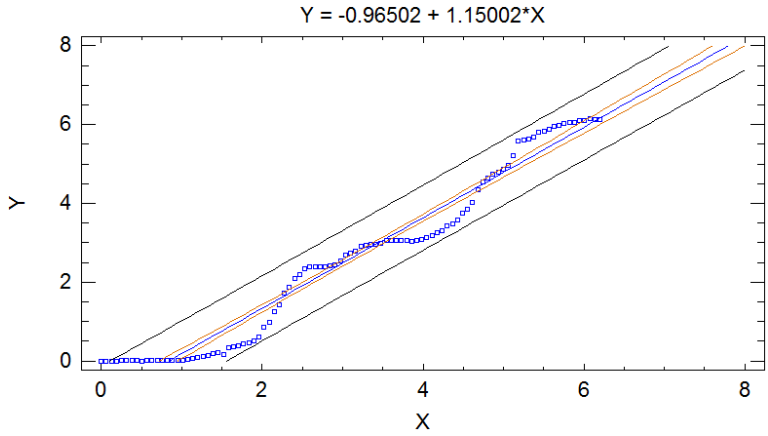


Figura C-10: Error cinemático modelo 10

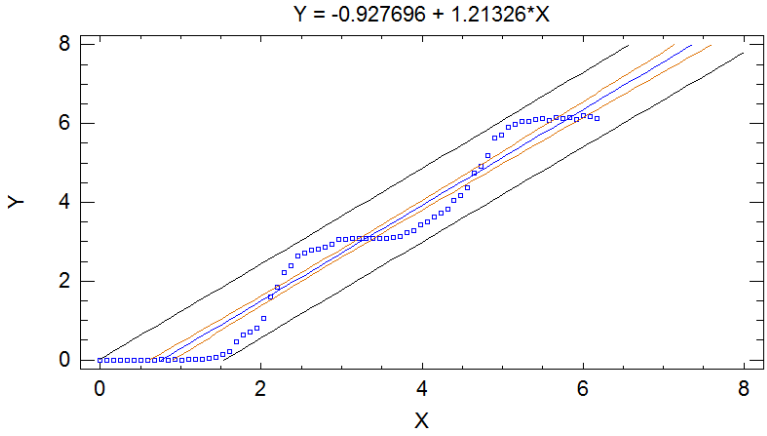


Figura C-11: Error cinemático modelo 11

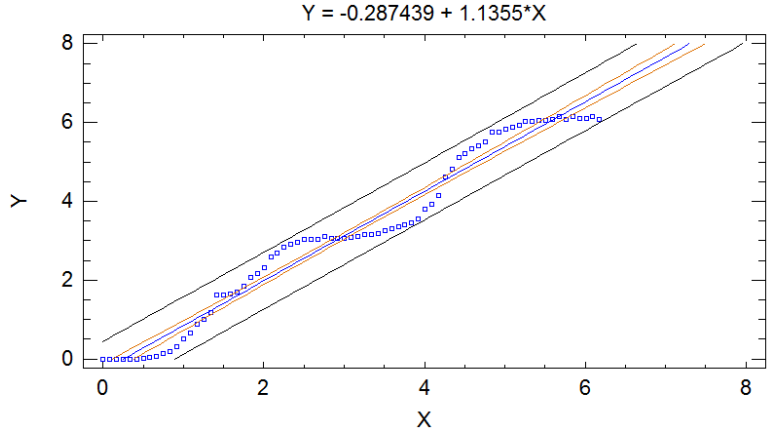


Figura C-12: Error cinemático modelo 12

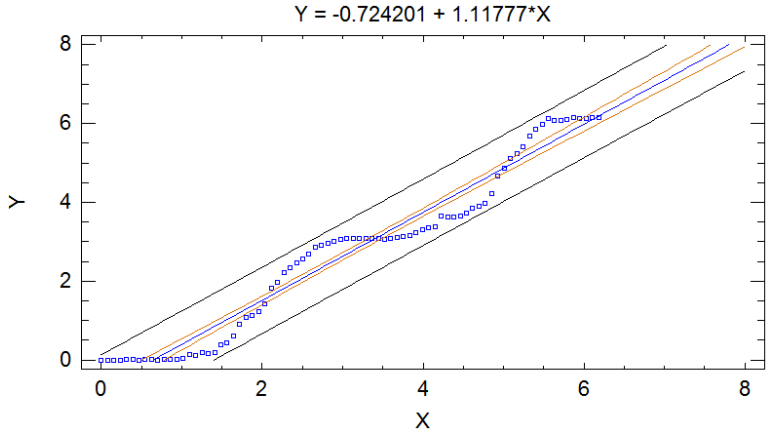


Figura C-13: Error cinemático modelo 13

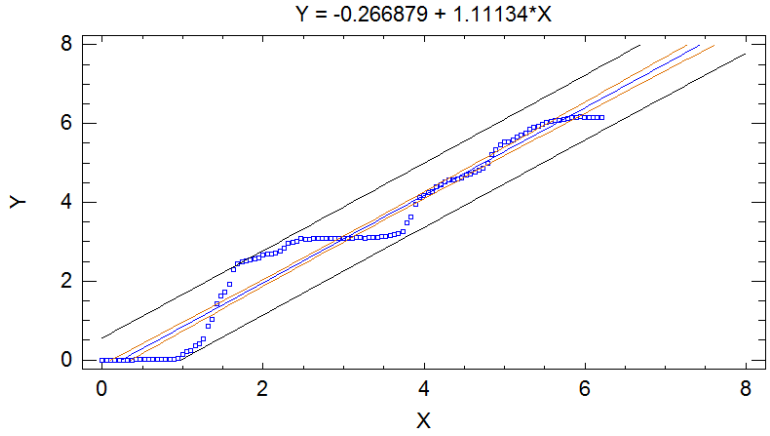


Figura C-14: Error cinemático modelo 14

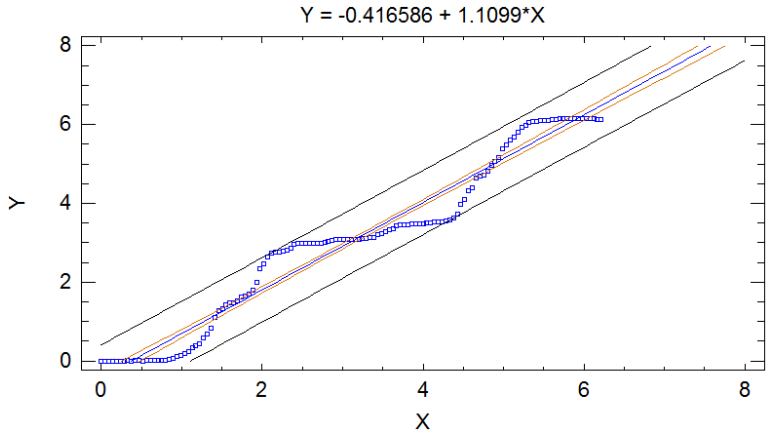


Figura C-15: Error cinemático modelo 15

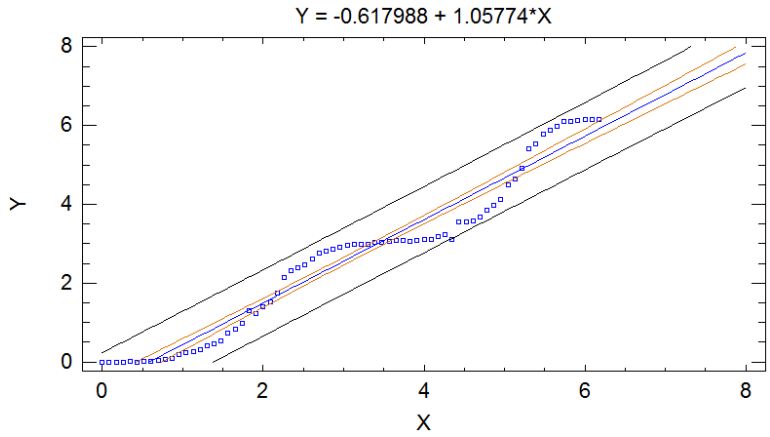


Figura C-16: Error cinemático modelo 16

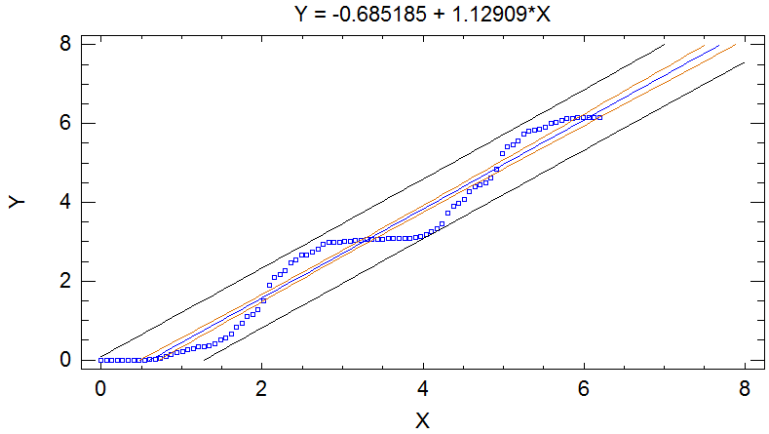


Figura C-17: Error cinemático modelo 17

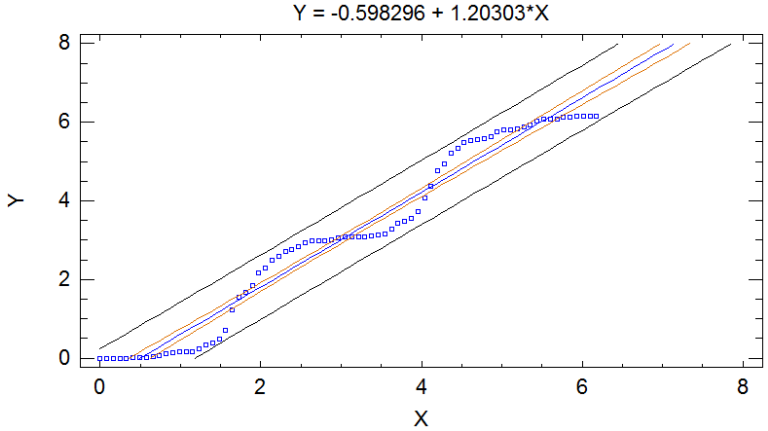


Figura C-18: Error cinemático modelo 18

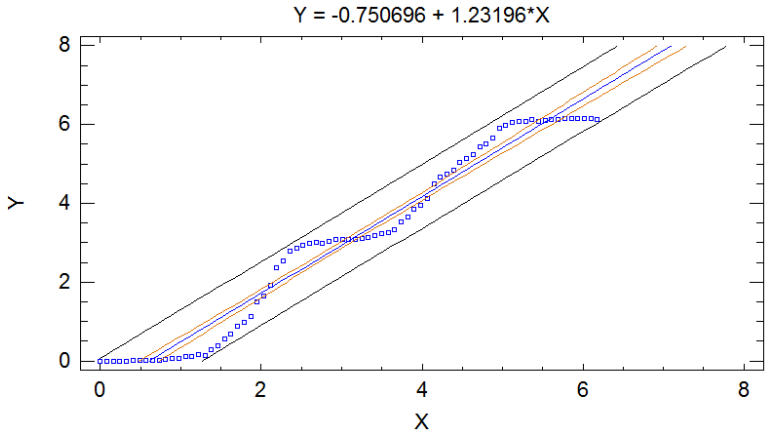


Figura C-19: Error cinemático modelo 19

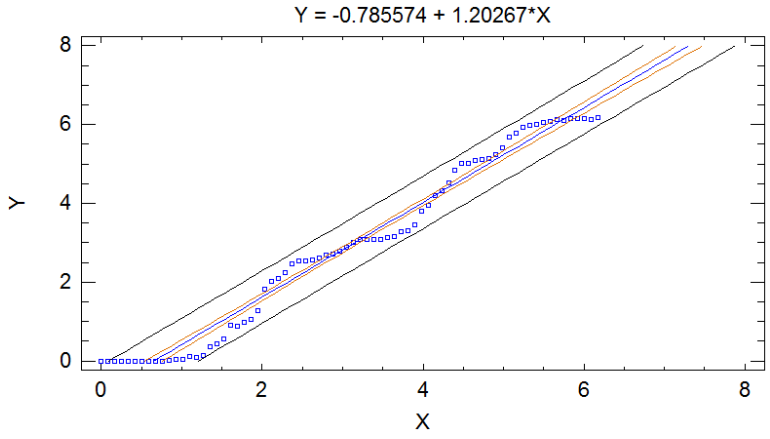


Figura C-20: Error cinemático modelo 20

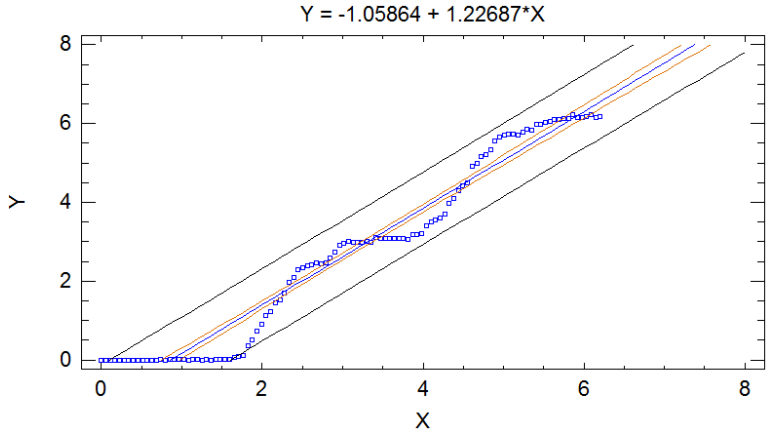


Figura C-21: Error cinemático modelo 21

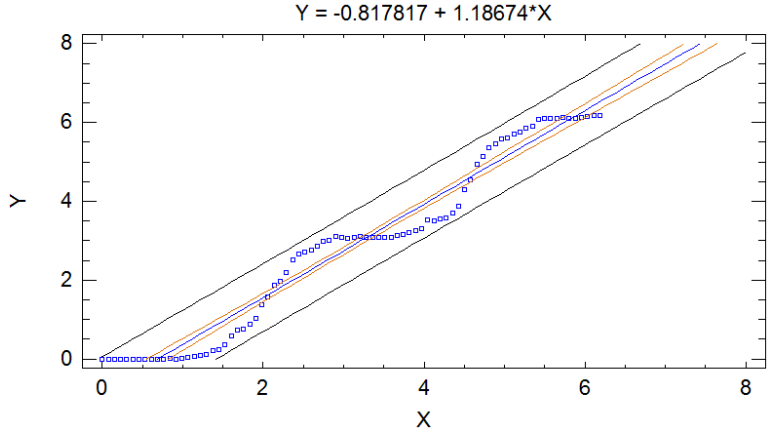


Figura C-22: Error cinemático modelo 22

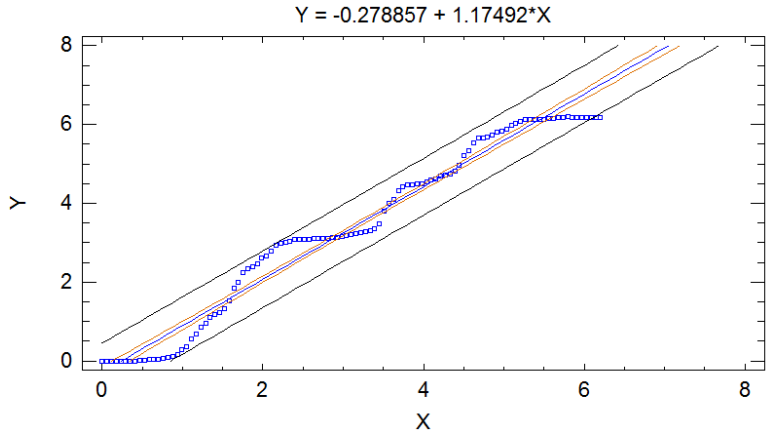


Figura C-23: Error cinemático modelo 23

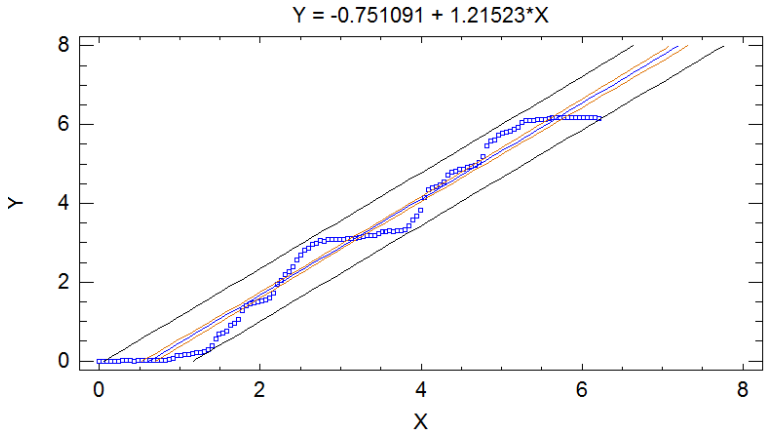


Figura C-24: Error cinemático modelo 24

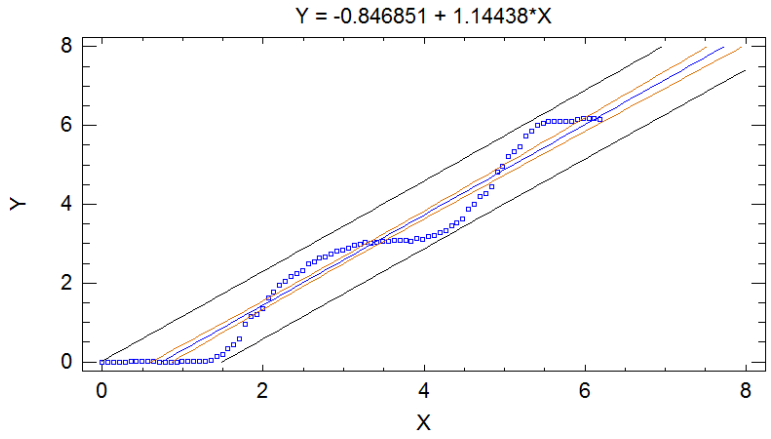


Figura C-25: Error cinemático modelo 25

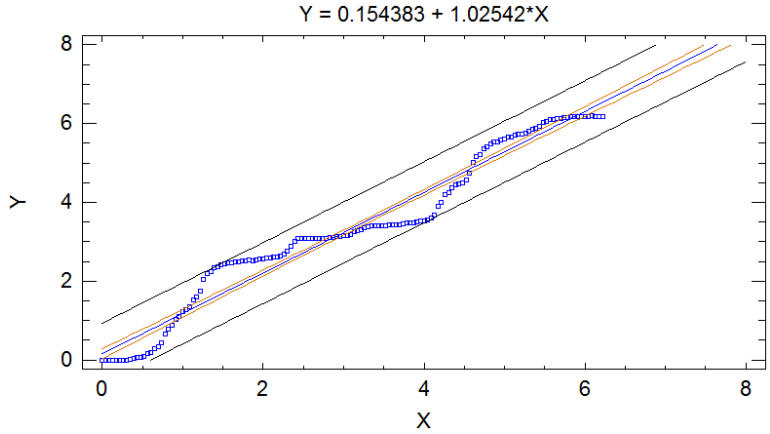


Figura C-26: Error cinemático modelo 26

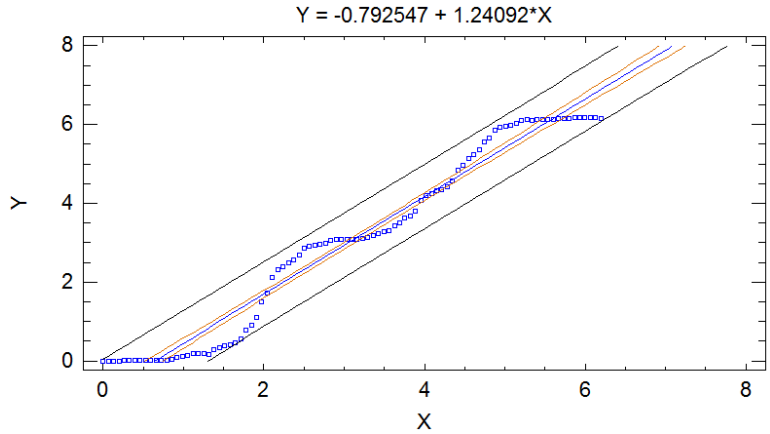
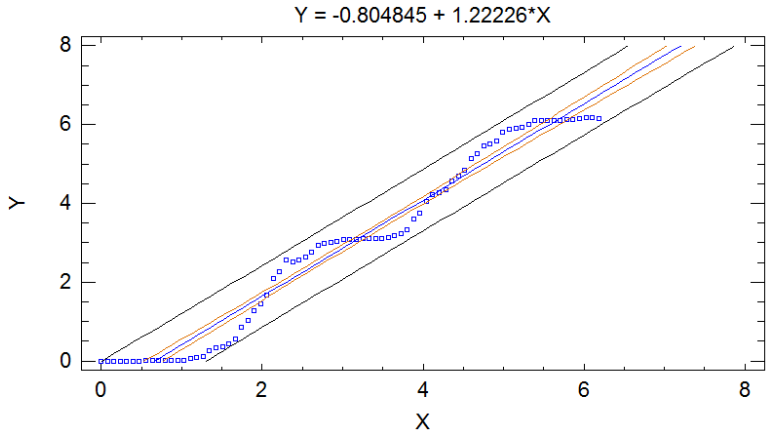


Figura C-27: Error cinemático modelo 27



D. Anexo: Algoritmos de aplicación de los métodos

- Esquema algoritmo análisis del error cinemático de transmisión.

```
alpha=0.01;
tiempoenseg=1;
a=5.5491;%semieje menor------------------------
b=5.75;%semieje mayor--------------------------
rad=6.2831853071796;%Desplazamiento del generador en radianes
deg0=(180/pi)*rad;
deg=roundn(deg0,0);
z1=113;
z2=115;
ri=z2/(z2-z1);
angtotaldespflex=((z2-z1)*deg)/z2;
angtotaldespflexrad=(angtotaldespflex*pi)/180;
%Gráfico y obtención de coordenadas para el modelo completo analítico
div=deg/alpha;
x0=zeros(1,div);
y0=zeros(1,div);
POLARR=zeros(1,div);
Grad=zeros(1,div);
recx=zeros(1,div);
recy=zeros(1,div);
y=zeros(1,div);
r=zeros(1,div);
%Calculo de una revolución del flexible
angulo=0:alpha:deg;
for i=1:div+1;
    Grad(i)=(angulo(i)*pi)/180;%Pasar los grados a radianes por matlab
    N=tan((Grad(i)*(ri+1)));
    y(i)=sqrt(1/((1/b^2)+((N^2)/(a^2))));
    r(i)=(y(i)/(cos(Grad(i)*(ri+1))));
    x0(i)=-r(i)*(sin(ri*Grad(i)));
    y0(i)=r(i)*(cos(ri*Grad(i)));
    POLARR(i)=sqrt(((x0(i))^2)+((y0(i))^2));
    recx(i)=POLARR(i)*(cos(Grad(i)));%pasando a rectangulares
    recy(i)=POLARR(i)*(sin(Grad(i)));%pasando a rectangulares
end
%Desplazamiento engranaje flexible debido al desplazamiento(en radianes)del generador
contador=0;
for i=1:div+1;
    if angtotaldespflexrad >= Grad(i);
        contador=contador+1;
    else
        break
    end
end
anguloplot=zeros(1,contador);
coorplot=zeros(1,contador);
angulo2=zeros(1,contador);
RECX=zeros(1,contador);
RECY=zeros(1,contador);
divt=tiempoenseg/(contador-1);
t=0:divt:tiempoenseg;
```

```
for i=1:contador;
    angulo2(i)=angulo(i);
    anguloplot(i)=Grad(i);
    coorplot(i)=POLARR(i);
    RECX(i)=recx(i);
    RECY(i)=recy(i);
end
%Calculo de desplazamiento engranaje flexible debido al desplazamiento en
%radianes del generador y cálculo del error cinemático para el caso
%%analítico CON TODOS LOS DATOS
rango=deg/contador;
deg1=0:-rango:-deg;
deg1rad=(deg1*pi)/180;
TAMA=length(deg1);
lt=1/(TAMA-1);
time=0:lt:1;
thetaflex=zeros(1,deg);
thetaerror=zeros(1,deg);
aa=zeros(1,deg);
for i=1:TAMA;
    thetaflex(i)=((z2-z1)*deg1(i))/z2;
    aa(i)=(deg1(i))/ri;
    thetaerror(i)=(aa(i))-thetaflex(i);
end
%Modelo con dientes
%vector original
xxsolidD=[%Vector];
rcdf=RECX(1)+(xxsolidD(1));%radio de fondo corregido
xsolid0D=(xxsolidD*(-1))+rcdf;%Posición corregida para x
ysolid0D=[%Vector];
revolucionsolidD=1;%cantidad de revoluciones que ha dado el generador
%Determinando valores por revolución
ZSOLIDD=length(xsolid0D);
zsolidD=((deg/360)*ZSOLIDD)/revolucionsolidD;
xsolidD=xsolid0D(1:zsolidD);
ysolidD=ysolid0D(1:zsolidD);
%Ángulos para el error de transmisión
valD=length(xsolidD);
HsindientesD=zeros(1,xsolidD);
thetaflexDMOD=zeros(1,xsolidD);
GRac=deg/length(xsolidD);
GRaconmod=0:GRac:deg;%Vector de grados del generador
for i=1:valD;
    HsindientesD(i)=sqrt((xsolidD(i)^2)+(ysolidD(i)^2));
    thetaflexDMOD(i)=acosd(xsolidD(i)/HsindientesD(i));%Vector de grados
end
%Selección de la cantidad de datos para que los vectores tengan la misma
%cantidad de valores que los del modelo con menos datos, es decir, del modelo con
Dientes
Limite=valD;%Se escoge el vector con menos cantidad de valores de entre los modelos
L1=length(RECX);
L3=length(xsolidD);
Lanalitico=L1/L3;
%Modelo analítico
nn=0:Lanalitico:L1;
ref=length(nn);
nnn=zeros(1,ref);
for i=1:ref;
    nnn(i)=round(nn(i)); %Posición escogida para la misma cantidad de puntos en
SolidWorks
end
NN=nnn(2:length(nnn));%Vector posiciones seleccionadas para filtrar del modelo
analítico
GRanali=deg1(1:length(deg1));%Vector de grados del generador
GRanalimod=zeros(1,valD);
RECXmod=zeros(1,valD);
RECYmod=zeros(1,valD);
TT=zeros(1,valD);
for i=1:valD;
    j=NN(i);
```

```
    RECXmod(i)=RECX(j);
    RECYmod(i)=RECY(j);
    GRanalimod(i)=GRanali(j);%Vector de grados del generador seleccionados
    TT(i)=thetaflex(j);
end
%Ángulo----------------------
thetaflexMOD=zeros(1,valD);
RR=zeros(1,valD);
AAA=zeros(1,valD);
for i=1:valD;
    [A,R]=cart2pol(RECXmod(i),RECYmod(i));
    AAA(i)=A;
    AA=(A*180)/pi;
    thetaflexMOD(i)=AA;
    RR(i)=R;
end
%Con los datos seleccionados se obtienen los errores y se comparan sobre el mismo plano
ti=tiempoenseg/(valD-1);
TIEMPO=0:ti:tiempoenseg;
%Modelo Analitico
thetaerrorMOD=zeros(1,valD);
Aanali=zeros(1,valD);
for i=1:valD;
    Aanali(i)=GRanalimod(i)/ri;
    %thetaerrorMOD(i)=(Aanali(i))-TT(i);
    thetaerrorMOD(i)=(Aanali(i))+thetaflexMOD(i);
end
%Modelo con Dientes
thetaerrorDMOD=zeros(1,valD);
Acon=zeros(1,valD);
for i=1:valD;
    Acon(i)=GRaconmod(i)/ri;
    thetaerrorDMOD(i)=(Acon(i))-thetaflexDMOD(i);
end
subplot(1,3,1), plot(RECX,RECY,'r');%Posición MODELO ANALITICO SELECCIONADO
hold on
subplot(1,3,1), plot(xsolid0D,ysolid0D,'k.');%Posición cinemático de transmisión MODELO
CON DIENTES
grid on
subplot(1,3,2), plot(TIEMPO,thetaerrorMOD,'r');%Error cinemático de transmisión MODELO
ANALITICO SELECCIONADO
hold on
subplot(1,3,2), plot(TIEMPO,thetaerrorDMOD,'k');%Error cinemático de transmisión MODELO
CON DIENTES
grid on
subplot(1,3,3), plot(-Aanali,thetaflexMOD,'r');%Error cinemático de transmisión MODELO
ANALITICO SELECCIONADO
hold on
subplot(1,3,3), plot(Acon,thetaflexDMOD,'k');%Error cinemático de transmisión MODELO
CON DIENTES
grid on
disp('Angulo de desplazamiento en grados del generador=')
disp(deg0)
disp('Angulo de desplazamiento en grados del flexible=')
disp(angtotaldespflex)
disp('Revoluciones completas necesarias del generador para tener una revolución
completa del flexible=')
revcompletaflex=z2/2;
disp(revcompletaflex);
```

- Esquema algoritmo análisis de falla en la base del diente.

```
%ACERO AISI 4340 NORMALIZADO, unidades SI, esfuerzos en Mpa Ensayo numero 9 modificado
con redondeos
%LIMITE DE RESISTENCIA A LA TENSION Sut=1110 MPa de SolidWorks
Sut=1110;
%Sy=1000;%Resistencia a la fluencia
Se1=0.5*Sut; %Limite de Resistencia a la fatiga sin corrección (Se1 o Sf1)
%Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga
%Factor de superficie, se considera acabado esmerilado
a=1.58;%Según tabla
```

```
b=-0.085;%Según tabla
Ka=roundn(a*(Sut^b),-1);%Ecuación redondeada a la decima
%Factor de tamaño
%Para encontrar el factor de tamaño se necesita conocer el área del anillo y emplear la
relación de Shigley
%Se necesita conocer el área de la sección transversal, de Solidworks se tiene
Kb=0;
A=7.87;%milímetros cuadrados----------------------------------------
Apulg=A*0.00155;
d=sqrt((0.95*(Apulg))/0.0766);
if d>0.3 && d<=10
    Kb=0.869*(d^(-0.097));
else
    if d<=0.3
        Kb=1;
    end
end
%Limite de resistencia a la fatiga corregido (Se o Sf)
Se=Se1*Ka*Kb;
%Esfuerzos principales de Solidworks
tiempo=[%vector];
P2=zeros(1,length(tiempo));
P3=[%vector];
tam=length(tiempo);
%Esfuerzos máximos y mínimos
Smax1=max(P1);
Smax2=max(P2);
Smax3=max(P3);
Smin1=min(P1);
Smin2=min(P2);
Smin3=min(P3);
%Componentes Medio y Alternante de esfuerzo
%Componente MEDIO de esfuerzos
Smed1=(Smax1+Smin1)/2;
Smed2=(Smax2+Smin2)/2;
Smed3=(Smax3+Smin3)/2;
%Componente ALTERNATE de esfuerzos
Salt1=(Smax1-Smin1)/2;
Salt2=(Smax2-Smin2)/2;
Salt3=(Smax3-Smin3)/2;
%Esfuerzos de Von Mises para los componentes Máximo, Mínimo, Medio y Alternante
%Esfuerzo de Vom Mises MAXIMO
Vmisesmax=((sqrt(2))/2)*(sqrt( ((Smax1-Smax2)^2) + ((Smax2-Smax3)^2) + ((Smax3-
Smax1)^2)) );
%Esfuerzo de Vom Mises MINIMO
Vmisesmin=((sqrt(2))/2)*(sqrt( ((Smin1-Smin2)^2) + ((Smin2-Smin3)^2) + ((Smin3-
Smin1)^2)) );
%Esfuerzo de Vom Mises para el componente MEDIO
Vmisesm=((sqrt(2))/2)*(sqrt( ((Smed1-Smed2)^2) + ((Smed2-Smed3)^2) + ((Smed3-Smed1)^2))
);
%Esfuerzo de Vom Mises para el componente ALTERNANTE
Vmisesa=((sqrt(2))/2)*(sqrt( ((Salt1-Salt2)^2) + ((Salt2-Salt3)^2) + ((Salt3-Salt1)^2))
);
%Factor de seguridad a fatiga Nf o Fsf
Fsf=((Se*Sut)/((Vmisesa*Sut)+(Vmisesm*Se)));
%Esfuerzos medios y alternantes de falla
m=Vmisesa/Vmisesm;%Pendiente de esfuerzos medios
Vmisesafalla=sqrt(((m^2)*(Fsf^2))/((m^2)+1));
Vmisesmfalla=(sqrt(((m^2)*(Fsf^2))/((m^2)+1)))/m;
%Identificacion de vida infinita
M=(Se-0)/(0-Sut);
Y=(M*Vmisesm)+Se;
if Vmisesa<=Y;
    disp('El mecanismo presenta vida infinita')
else
    disp('El numero de ciclos de vida del mecanismo es=')
end
%Sentencias
disp('Limite de resistencia a la tensión Sut =')
disp(Sut)
```

```
disp('Limite de resistencia a la fatiga Se =')
disp(Se)
disp('Esfuerzo de Vom Mises MAXIMO=')
disp(Vmisesmax)
disp('Esfuerzo de Vom Mises MINIMO')
disp(Vmisesmin)
disp('Esfuerzo de Vom Mises para el componente ALTERNANTE=')
disp(Vmisesa)
disp('Esfuerzo de Vom Mises para el componente MEDIO=')
disp(Vmisesm)
disp('Factor de seguridad a fatiga por flexión Nf o Fsf=')
disp(Fsf)
%Gráficos
subplot(4,1,1), plot(tiempo,P1,'b.');
grid on
subplot(4,1,2), plot(tiempo,P2,'g.');
grid on
subplot(4,1,3), plot(tiempo,P3,'k.');
grid on
subplot(4,1,4), line([Sut,0],[0,Se],'color','r');%Gráfico Goodman
grid on
subplot(4,1,4), line([Vmisesm,Vmisesm],[0,Vmisesa],'color','r');%Gráfico Goodman
grid on
subplot(4,1,4), line([0,Vmisesm],[Vmisesa,Vmisesa],'color','r');%Gráfico Goodman
grid on
subplot(4,1,4), line([Vmisesmfalla,Vmisesmfalla],[0,Vmisesafalla],'color','r');%Gráfico
Goodman
grid on
subplot(4,1,4), line([0,Vmisesmfalla],[Vmisesafalla,Vmisesafalla],'color','r');%Gráfico
Goodman
grid on
```

- Esquema algoritmo análisis de falla por picadura en el perfil del diente.

```
%Parámetros
%Modulo de Young o modulo de elasticidad en psi
E1=29700000;
E2=29700000;
%Razón de Poisson
V1=0.29;
V2=0.29;
%Constantes de los materiales
m1=(1-(V1^2))/E1;
m2=(1-(V2^2))/E2;
%Esfuerzo principal máximo incidente, vienen en Mpa de solidworks
tiempo=[%vector];
por=10;%porcentaje que se va a quitar de la curva
rest=length(tiempo);
limit=roundn(((por*rest)/100),0);
Anodo1x=[%vector];
Anodo2x=[%vector];
Anodo3x=[%vector];
Anodo4x=[%vector];
Anodo1y=[%vector];
Anodo5y=[%vector];
time=tiempo(limit:length(tiempo));
nodo1x=Anodo1x(limit:length(Anodo1x));
nodo2x=Anodo2x(limit:length(Anodo2x));
nodo3x=Anodo3x(limit:length(Anodo3x));
nodo4x=Anodo4x(limit:length(Anodo4x));
nodo5x=Anodo5x(limit:length(Anodo5x));
nodo1y=Anodo1y(limit:length(Anodo1y));
nodo2y=Anodo2y(limit:length(Anodo2y));
nodo3y=Anodo3y(limit:length(Anodo3y));
nodo4y=Anodo4y(limit:length(Anodo4y));
nodo5y=Anodo5y(limit:length(Anodo5y));
%Valores de sigma X------------
[n1x,pos1x]=max(abs(nodo1x));
[n2x,pos2x]=max(abs(nodo2x));
[n3x,pos3x]=max(abs(nodo3x));
[n4x,pos4x]=max(abs(nodo4x));
```

```
[n5x,pos5x]=max(abs(nodo5x));
xVecdata=[n1x n2x n3x n4x n5x];
xVecpos=[1 2 3 4 5];
[xsigmaz,xpos]=max(xVecdata);
xnodo=xVecpos(xpos);
%Valores de sigma Y------------
[n1y,pos1y]=max(abs(nodo1y));
[n2y,pos2y]=max(abs(nodo2y));
[n3y,pos3y]=max(abs(nodo3y));
[n4y,pos4y]=max(abs(nodo4y));
[n5y,pos5y]=max(abs(nodo5y));
yVecdata=[n1y n2y n3y n4y n5y];
yVecpos=[1 2 3 4 5];
[ysigmaz,ypos]=max(yVecdata);
ynodo=yVecpos(ypos);
%Factor de carga experimental K
xsigmazpsi=xsigmaz*(145);%conversión de Mpa a psi
ysigmazpsi=ysigmaz*(145);%conversión de Mpa a psi
Kx=pi*(m1+m1)*(xsigmazpsi^2);
Ky=pi*(m1+m1)*(ysigmazpsi^2);
%Variables experimentales para determinar el ciclo de vida
lambda=26.19;
dseta=105.31;
%Calculo de vida por picadura
Npicx=10^(dseta-(lambda*(log10(Kx))));
Npicy=10^(dseta-(lambda*(log10(Ky))));
%Gráficas
subplot(1,2,1), plot(time,nodo1x,'k');
hold on
subplot(1,2,1), plot(time,nodo2x,'r');
grid on
subplot(1,2,1), plot(time,nodo3x,'g');
grid on
subplot(1,2,1), plot(time,nodo4x,'y');
grid on
subplot(1,2,1), plot(time,nodo5x,'m');
grid on
subplot(1,2,2), plot(time,nodo1y,'k');
hold on
subplot(1,2,2), plot(time,nodo2y,'r');
grid on
subplot(1,2,2), plot(time,nodo3y,'g');
grid on
subplot(1,2,2), plot(time,nodo4y,'y');
grid on
subplot(1,2,2), plot(time,nodo5y,'m');
grid on
%Sentencias
disp('Constante m1=')
disp(m1)
disp('Constante m2=')
disp(m2)
disp('Factor de carga experimental K para el esfuerzo normal máximo x')
disp(Kx)
disp('Factor de carga experimental K para el esfuerzo normal máximo y')
disp(Ky)
disp('Numero de nodo donde existe el mayor esfuerzo normal en x')
disp(xnodo)
disp('Numero de nodo donde existe el mayor esfuerzo normal en y')
disp(ynodo)
disp('Esfuerzo principal normal máximo x incidente, en psi')
disp(xsigmazpsi)
disp('Esfuerzo principal normal máximo y incidente, en psi')
disp(ysigmazpsi)
disp('Ciclos de vida por picadura debida al esfuerzo normal máximo en x')
disp(Npicx)
disp('Ciclos de vida por picadura debida al esfuerzo normal máximo en y')
disp(Npicy)
```

E. Anexo: Certificación en el dominio del software

Figura E-1: Certificación diseño asistido por computador en Solidworks. CSWA.

Figura E-1: Certificación ingeniería asistida por computador en Solidworks. CSWP.

F. Anexo: Planos de fabricación para el modelo 19

Figura F-1: Plano Corona modelo 19

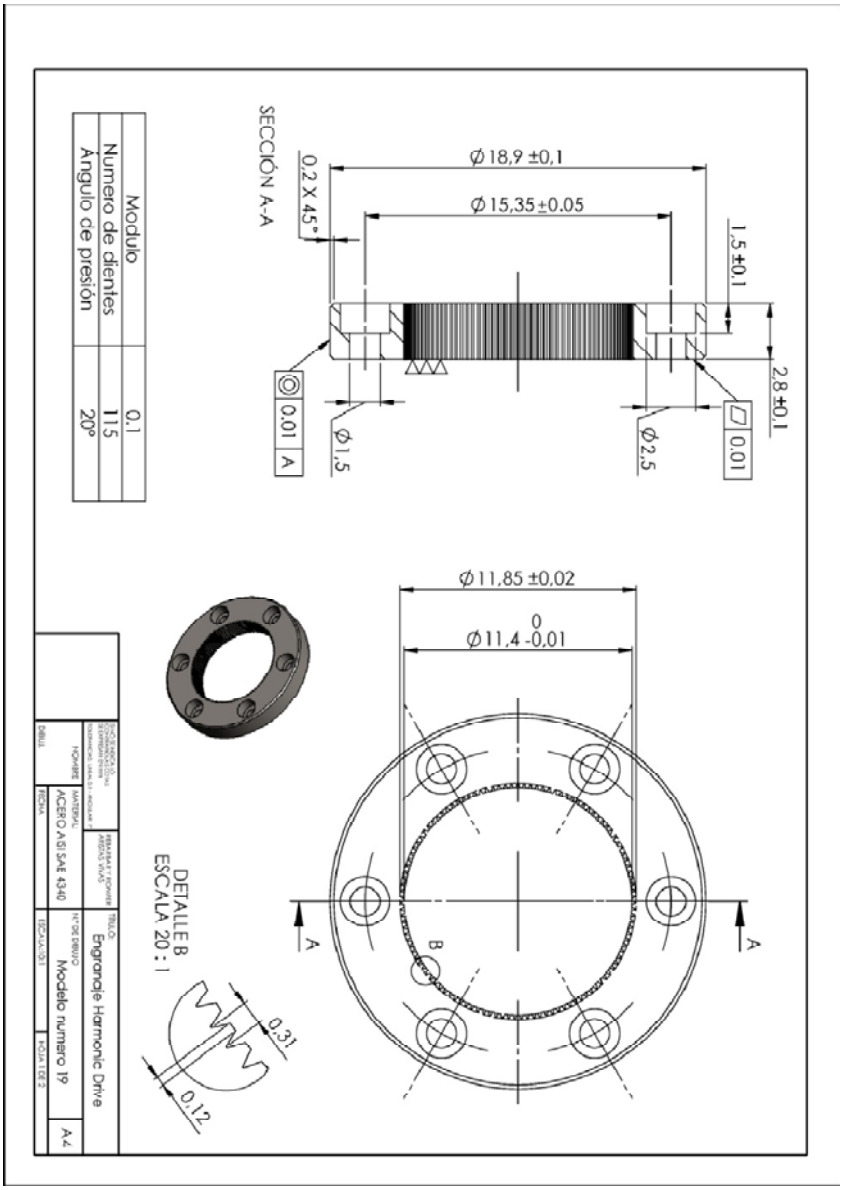
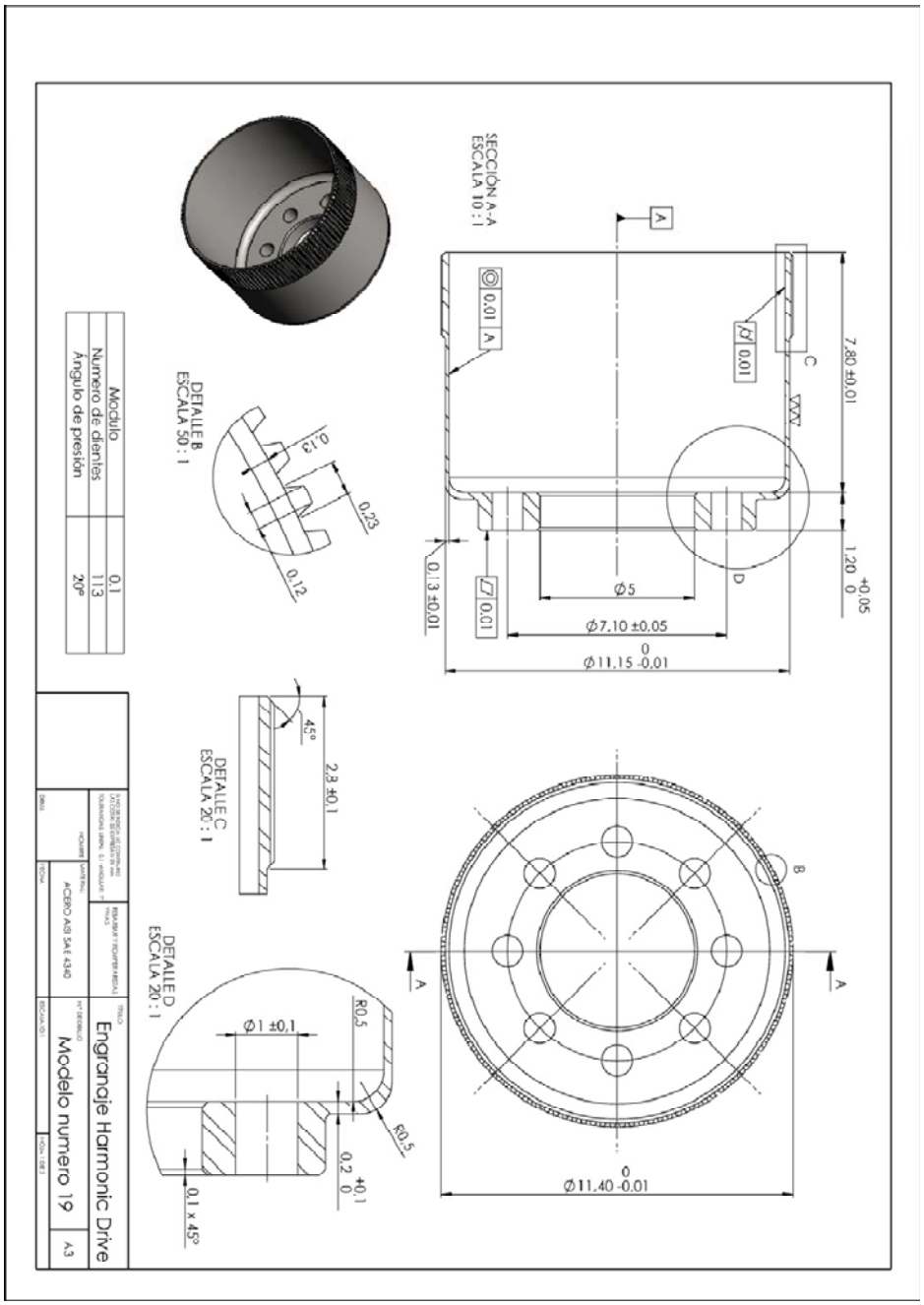



Figura F-2: Plano Engranaje flexible modelo 19