



UNIVERSIDAD CENTRAL "MARTA ABREU" DE LAS VILLAS
VERITATE SOLA NOBIS IMPONETUR VIRILISTOGA, 1948

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de Diploma

Título: Aplicación con fines docentes del método de los Contornos de Bloqueo en engranajes cilíndricos con contacto exterior

Autor: Lisduanis Turiño Sotolongo

Tutor: Dr. Feliberto Fernández Castañeda.

Curso académico: 2013-2014.



Pensamiento

“Se puede adquirir conocimientos y conciencia a lo largo de toda la vida, pero jamás en ninguna otra época de su existencia una persona volverá a tener la pureza y el desinterés con que, siendo joven se enfrenta a la vida.”

Fidel Castro Ruz

Agradecimiento

Agradezco en especial, a mis padres por tenerme en cuenta en todo momento, brindándome su apoyo incondicional y a mi familia en general.

A mi tutor que ha sido un buen profesional y guía en este largo camino.

A todos mis amigos por darme su apoyo cuando más lo necesité.

A mis profesores por contribuir de una forma u otra en mi formación como ingeniero.

A todos ustedes les dedico mi primer logro.

“A TODOS MUCHAS GRACIAS”

Resumen:

El diseño de transmisiones por engranajes cilíndricos con contacto exterior es uno de los temas que se imparten en las asignaturas Teoría de Máquinas y Mecanismos y Diseño de Elementos de Máquinas, que forman parte del plan de estudio de la carrera de Ingeniería Mecánica. Una etapa importante de este proceso es la selección de los coeficientes de corrección. Esta tarea requiere complejas verificaciones matemáticas que exigen del estudiante tiempo y esfuerzo para su comprensión. En este trabajo se muestra la utilización del método de los Contornos de Bloqueo Dinámicos para este fin. De esta manera, se disponen de todas las soluciones posibles desde el punto de vista geométrico para la síntesis de una transmisión una vez definidos los parámetros de la herramienta normalizada, los números de dientes y el ángulo de inclinación del diente.

ABSTRACT

The design of cylindrical gear transmissions with external contact is one of the subjects taught in the Theory of Machines and Mechanisms subjects and Design of Machine Elements, which are part of the curriculum of the Mechanical Engineering degree. An important step in this process is the selection of the correction coefficients. This task requires complex mathematical student verification requiring time and effort for your understanding. In this work the utilization the method of Dynamic Blocking Contours shown for this purpose. Thus, they have all the possible solutions from the geometric point of view for the synthesis of a transmission after the parameters of the standard tool set, numbers of teeth and tooth angle.

ÍNDICE:

INTRODUCCIÓN	7
CAPÍTULO I: MARCO TEÓRICO	10
1.1 ASPECTOS GENERALES DE LOS ENGRANAJES CILÍNDRICOS CON CONTACTO EXTERIOR	10
1.1.1 <i>Antecedentes históricos de las transmisiones por engranajes.</i>	10
1.2 CLASIFICACIÓN DE LAS TRANSMISIONES POR ENGRANAJES.	11
1.3 PRINCIPALES NORMAS INTERNACIONALES EMPLEADAS EN EL CÁLCULO DE LAS TRANSMISIONES POR ENGRANAJES CILÍNDRICOS.	11
1.4 MATERIALES Y PROPIEDADES MECÁNICAS EN LAS TRANSMISIONES POR ENGRANAJES.	12
1.5 TIPOS DE TRATAMIENTOS TÉRMICOS:.....	13
1.5.1 <i>Tipos de Tratamientos Termoquímicos:</i>	14
1.7 GEOMETRÍA Y CINEMÁTICA DE LOS ENGRANAJES CILÍNDRICOS CON CONTACTO EXTERIOR.	14
1.8 EL MÉTODO DE LOS CONTORNOS DE BLOQUEO	16
1.8.1. <i>Engranajes corregidos.</i>	16
1.8.2. <i>Principales aspectos del método de los Contornos de Bloqueo.</i>	19
1.8.3. <i>Principales ecuaciones utilizadas en la construcción del Contorno de Bloqueo.</i>	21
1.8.4. <i>Utilización práctica del método de los Contornos de Bloqueo.</i>	22
1.8.5. <i>Estado actual de desarrollo del método de los Contornos de Bloqueo.</i>	25
1.9 CONCLUSIONES PARCIALES	29
CAPÍTULO II: PROGRAMA DE CONSTRUCCIÓN DE LOS CONTORNOS DE BLOQUEO. .	30
2.1 ASPECTOS GENERALES SOBRE EL PROGRAMA GEARCBBR	30
2.2 CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL PROGRAMA GEARCBBR:	30
2.3 FUNCIONES GENERALES DE LAS PRINCIPALES VENTANAS DEL PROGRAMA DE CONSTRUCCIÓN DE LOS CONTORNOS DE BLOQUEO.	30
2.4 CONCLUSIONES PARCIALES	34
CAPÍTULO III: MANUAL DE USUARIO DEL SISTEMA GEARCBBR.....	35
3.1 MANUAL DE USUARIO	35
3.1.1 <i>Características generales del Sistema</i>	35
3.2 ESTRUCTURA GENERAL DEL SISTEMA GEARCBBR.....	37
3.2.1 <i>Contenido de los ficheros.</i>	37
3.2.2 <i>Estructura interna del Sistema GearCBBR.</i>	38
3.3 COMO USAR EL SISTEMA GEARCBBR.	38
3.3.1 <i>Iniciación del trabajo con GearCBBR.</i>	38
3.3.2 <i>Entrada al menú del Sistema.</i>	38

3.4 GUÍA GENERAL PARA LA PRÁCTICA DE LABORATORIO SOBRE DISEÑO DE ENGRANAJES.....	45
3.5 EJEMPLOS DE EJERCICIOS.	46
3.6 CONCLUSIONES PARCIALES:	54
CONCLUSIONES GENERALES:	55
RECOMENDACIONES:	56
BIBLIOGRAFÍA:	57
ANEXOS.....	59

INTRODUCCIÓN

Los engranajes cilíndricos con contacto exterior constituyen uno de los elementos de máquinas de mayor difusión en las construcciones mecánicas. Los mismos tienen un amplio campo de aplicación y cuentan con diversas formas constructivas y tamaños muy variados. La función principal de estos mecanismos es la transmisión del movimiento de rotación entre árboles paralelos, generalmente con variación de la velocidad y del momento torsor. En comparación con otras transmisiones mecánicas se distinguen por sus dimensiones reducidas, alto rendimiento, relación de transmisión constante, gran duración y fiabilidad

Relacionado con el diseño de estas transmisiones, una de las etapas principales es la selección de los coeficientes de corrección, que en esencia es el trazado del perfil activo de los dientes por diferentes partes de la evolvente de la circunferencia principal. Mediante este proceso puede aumentarse la capacidad portante de las ruedas, así como insertar la transmisión en la distancia entre centros prefijada. Tradicionalmente este proceso se realiza manualmente.

Por otra parte, el desarrollo creciente de los medios informáticos y su continua implantación en la sociedad, ha facilitado significativamente el diseño mecánico. En la actualidad, la corrección de las ruedas generalmente se reduce, a seleccionar la variante conveniente entre las diferentes opciones posibles que ofrecen los sistemas CAD CAE (Computer Aided Design, Computer Aided Engineering).

No obstante, se debe señalar, que estos software no ofrecen toda la zona de valores posibles de los coeficientes de corrección. Lo que dificulta la tarea de síntesis de estas transmisiones.

La solución a esta problemática pudiera estar en la automatización del método de los Contornos de Bloqueo, desarrollado por ingenieros rusos hace más de 60 años. Para ello se requiere utilizar un modelo matemático, como el desarrollado por Hernández

R. que posibilitará la construcción automatizada y no interactiva de estos contornos para cualquier combinación de números de dientes y parámetros de la herramienta.

Teniendo en cuenta lo anterior se propone como objeto de estudio de este proyecto el diseño de las transmisiones por engranajes cilíndricos con contacto exterior.

Como problema científico surge la interrogante siguiente:

¿Es posible automatizar el método del Contorno de Bloqueo de las transmisiones por engranajes cilíndricos con contacto exterior, para cualquier combinación de números de dientes y parámetros de la herramienta, de forma automatizada y no interactiva, utilizando las herramientas gráficas de software profesionales?

A partir de esta cuestión surge la necesidad de investigar las aplicaciones gráficas del software de diseño existentes en la actualidad. Entre ellos el AutoCAD, de amplio uso en la ingeniería mecánica, que permiten personalizar el AutoCAD y desarrollar aplicaciones de dibujos parametrizados. Todo ello buscando las bases para desarrollar la construcción automatizada del método de los contornos de bloqueo para engranajes cilíndricos con contacto exterior a través de las herramientas gráfica del AutoCAD.

De esta forma se establecieron los siguientes objetivos:

Objetivo general:

Realizar un estudio para la aplicación automatizada, con fines docentes, del método de los Contornos de Bloqueo en engranajes cilíndricos con contacto exterior, empleando el Sistema GearCBR que permita facilitar la comprensión del diseño de engranajes a los estudiantes de la carrera de ingeniería mecánica.

Objetivos específicos:

1. Realizar un estudio de las transmisiones por engranajes y del estado actual de aplicación del método de los Contornos de Bloqueo al diseño de estas transmisiones.
2. Analizar las expresiones matemáticas que describen las limitaciones geométricas de socavado, interferencia, factor de recubrimiento y espesor del diente, y su posible algoritmización que posibilite la construcción automatizada y no interactiva del Contorno de Bloqueo de las transmisiones por engranajes cilíndricos con contacto exterior.
3. Realizar un estudio de los software utilizados en la actualidad para el diseño de engranajes y específicamente del Sistema GearCBR con vista a su aplicación con fines docentes.
4. Elaborar el manual de usuario del Sistema GearCBR para facilitar su introducción en la docencia.

La justificación de la investigación está dada en que se cuenta con el desarrollo del modelo matemático que permite la construcción de los contornos de bloqueo para transmisiones por engranajes cilíndricos con contacto exterior, así como el software GearCBR para el diseño automatizado de engranajes. Lo cual corrobora su factibilidad para la tarea propuesta en la presente investigación.

CAPÍTULO I: MARCO TEÓRICO.

En este capítulo se realiza un breve resumen sobre los principales aspectos que determinan el diseño de las transmisiones por engranajes cilíndricos con contacto exterior. De la misma forma, se aborda la utilización del método de los Contornos de Bloqueo para correlacionar los parámetros geométricos de forma automatizada.

1.1 Aspectos generales de los engranajes cilíndricos con contacto exterior.

Se denomina engranaje o ruedas dentadas al mecanismo utilizado para transmitir potencia de un componente a otro dentro de una máquina. Los engranajes están formados por dos ruedas dentadas, de las cuales la mayor se denomina corona y el menor piñón. Un engranaje sirve para transmitir movimiento circular mediante contacto de ruedas dentadas. Una de las aplicaciones más importantes de los engranajes es la transmisión del movimiento desde el eje de una fuente de energía, como puede ser un motor de combustión interna o un motor eléctrico, hasta otro eje situado a cierta distancia y que ha de realizar un trabajo. De manera que una de las ruedas está conectada por la fuente de energía y es conocido como engranaje motor y la otra está conectada al eje que debe recibir el movimiento del eje motor y que se denomina engranaje conducido. Si el sistema está compuesto de más de un par de ruedas dentadas, se denomina *tren*.

Los engranajes y las transmisiones de engranajes están presentes en muchas de las máquinas que se pueden hallar tanto en el mundo industrial como en el doméstico. Los engranajes promueven el movimiento de las ruedas y hélices de los medios de transporte, ya sea por tierra, mar o aire.

1.1.1 Antecedentes históricos de las transmisiones por engranajes.

Sin embargo, la tecnología asociada a los engranajes no es, en absoluto, una cuestión novedosa. Para encontrar su origen debemos de remontarnos, por lo menos, hasta la Grecia de la antigüedad. Así, hasta hace no mucho, se decía que la primera referencia a los engranajes correspondía a Aristóteles, o a los discípulos de su escuela, y aparecía en el libro "Problemas Mecánicos de Aristóteles" (280 a.C.).

Tal apreciación, sin embargo, es incorrecta ya que lo que contiene dicho libro es una referencia a un mecanismo constituido por ruedas de fricción.

Para una referencia más acertada deberíamos trasladarnos hacia el año 250 a.C., cuando Arquímedes desarrolló un mecanismo de tornillo sin fin - engranaje, en sus diseños de máquinas de guerra. Entre el siglo XV y XVII se desarrollan las primeras teorías de engrane y las matemáticas de los perfiles de los dientes de los engranajes, especialmente los perfiles cicloides debidos a Descargues y los perfiles de evolvente debidos La Hire. Luego con la revolución industrial la ciencia y tecnología de los engranajes alcanza su máximo esplendor.

A partir de este momento, la aparición de nuevos inventos conlleva el desarrollo de nuevas aplicaciones para los engranajes, y con la llegada del automóvil -por ejemplo- la preocupación por una mayor precisión y suavidad en su funcionamiento se hace prioritaria.

1.2 Clasificación de las Transmisiones por engranajes. (Figura 1)

Cilíndricos (dientes: rectos, helicoidales y curvilíneos)



Figura. 1- Engranajes cilíndricos.

1.3 Principales normas internacionales empleadas en el cálculo de las Transmisiones por engranajes cilíndricos.

- ✓ ISO 6336-1: Cálculo de la capacidad de carga de engranajes cilíndricos de dientes rectos y helicoidales (CCCECDRH). Introducción y factores de influencia.
- ✓ ISO 6336-2: (CCCECDRH). Cálculo de la durabilidad superficial (Picadura)
- ✓ ISO 6336-3: (CCCECDRH). Cálculo de la resistencia en el pie del diente.
- ✓ ISO 6336-5: (CCCECDRH). Resistencia y calidad de los materiales.

- ✓ ANSI/AGMA 2001- C95: Cálculo de la capacidad de carga de engranajes cilíndricos con dientes de evolvente (sistema inglés)
- ✓ ANSI/AGMA 2 101- C95: Cálculo de la capacidad de carga de engranajes cilíndricos con dientes de evolvente (sistema métrico)
- ✓ **AGMA**: American Gear Manufacturers Association
- ✓ ANSI/AGMA 908- b89(R 1995): Factores geométricos para determinar la resistencia a la picadura y la flexión en los dientes de la E.C. rectos y helicoidales
- ✓ DIN 3990-1 (IDEM 6336-1)
- ✓ DIN 3990-2 (IDEM 6336-2)
- ✓ DIN 3990-3 (IDEM 6336-3)
- ✓ GOST 21354-86 “Engranajes cilíndricos de dientes de evolvente. Cálculo de resistencia.

1.4 Materiales y propiedades mecánicas en las Transmisiones por Engranajes.

- Los aceros al carbono son los más difundidos.
- El hierro fundido se utiliza en engranajes con grandes dimensiones y para formas complejas del cuerpo.
- Los aceros aleados y al carbono tratados térmicamente se utilizan en condiciones severas de carga y de explotación.
- Generalmente los piñones se fabrican con mayor dureza para equilibrar la resistencia superficial.
- Los engranajes cementados ofrecen elevada resistencia al desgaste.
- El bronce se recomienda para engranajes de tornillo sinfín y helicoidales con árboles cruzados.
- Los aceros inoxidable se limitan a aplicaciones especiales en medios que requieren elevada resistencia a la corrosión.

- Las aleaciones de aluminio se recomiendan para engranajes de servicio ligero, para instrumento y las necesidades de bajo peso.
- Los materiales no metálicos se emplean para reducir el ruido y amortiguar vibraciones.
- Los plásticos de alta resistencia se han ido introduciendo en los últimos años en la fabricación de engranajes con buenos resultados.
- Los metales en polvo sintetizados permiten obtener engranajes de alta calidad y elevada resistencia, con costo de producción muy bajo.
- Los engranajes de precisión para aparatos e instrumentos suelen necesitar revestimientos protectores, en particular para aplicaciones en la aviación, la marina, la aeronáutica, y la industria militar. Existen una amplia variedad de revestimientos químicos y electrodepositados.

1.5 Tipos de Tratamientos Térmicos:

- ⇒ Recocido: Con el cual se logra un acero libre de tensiones internas que afectan la capacidad de las piezas, pero se alcanzan muy baja dureza y las menores propiedades mecánicas.
- ⇒ Normalizado: Se obtienen mayores durezas y mejores propiedades mecánicas que en el recocido, pero aun estas son bajas, y se mantienen tensiones internas.
- ⇒ Temple: Es un tratamiento que se combina con el Revenido, y se logra elevar significativamente la dureza. Este tratamiento puede ser superficial o volumétrico y el enfriamiento se hace rápidamente en agua, si es acero al carbono, o en aceite si es acero aleado. Entre los diferentes métodos empleados para el temple se encuentra el Temple por corriente de Alta Frecuencia (TCAF), que se caracteriza por ser muy rápido, con un tiempo de calentamiento entre 1.5 y 10 segundos y usualmente tiene carácter superficial, también está muy difundido el temple a la llama de gas oxiacetilénico.

⇒ Revenido: Elimina total o parcialmente las tensiones internas que surgen en el temple. En dependencia de la temperatura del revenido se logran mayores o menores durezas y este se clasifica como revenido bajo (150 a 250 °C) donde se logran las mayores durezas pero también mayores tensiones internas, revenido medio (350 a 500 °C) y revenido alto (500 a 680 °C), donde se logran menores durezas pero también menores tensiones internas.

1.5.1 Tipos de Tratamientos Termoquímicos:

⇒ Cementación: Consiste en saturar de carbono la superficie de la pieza cuyo material posee bajo contenido de carbono (entre 10 y 20%), luego se le da un temple con un revenido bajo. Puede reducir la exactitud de fabricación hasta en dos grados.

⇒ Nitruración: Consiste en saturar de nitrógeno la superficie de la pieza cuyo material posee valores medios de contenido de carbono, luego se le da un temple con un revenido bajo. Puede reducir la exactitud de fabricación hasta en un grado. Es más caro que la cementación

⇒ Nitrocementación: Es la combinación simultanea de los dos antes señalados.

1.7 Geometría y cinemática de los engranajes cilíndricos con contacto exterior.

La constancia de la relación de transmisión (u_z) es la principal condición cinemática que deben reunir los perfiles de los dientes.

$$u_z = \frac{z_2}{z_1} \quad (1.1)$$

Donde z_1 y z_2 son los números de dientes del piñón de la rueda respectivamente

Varios autores afirman que, para obtener un alto rendimiento, resistencia y duración de las ruedas, los perfiles tienen que asegurar bajas velocidades de deslizamiento y suficientes radios de curvatura en los puntos de contacto, hacer su fabricación fácil, en particular, el tallado con herramienta independientemente del número de dientes de las ruedas. Estas condiciones las reúne con mayor plenitud el perfil evolvente. Cada rueda dentada con este perfil puede ser tallada de tal modo, que engrane con

ruedas de cualquier número de dientes. Estos engranajes son poco sensibles a la discrepancia de la distancia entre ejes y pueden ser tallados utilizando herramientas con perfil rectilíneo. El engranaje evolvente permite además la llamada corrección o mejoramiento de los dientes

Los principales parámetros geométricos de las transmisiones por engranajes cilíndricos con contacto exterior, que definen las dimensiones de las ruedas son:

1. Módulo (m).
2. Distancia entre centros (a_w).
3. Coeficiente de corrección sumaria (x_s).
 - Coeficiente de corrección del piñón x_1 y de la rueda x_2 .
 - Ángulo de inclinación del diente en el diámetro primitivo (β).
 - Parámetros de la cremallera de referencia:
 - Ángulo del perfil (α).
 - Coeficiente de holgura radial (c^*).
 - Coeficiente de altura de cabeza del diente (h_a^*).
 - Coeficiente de altura del pie del diente (h_{FP}^*).
 - Coeficiente del radio de curvatura en la zona de transición del pie diente (ρ_f^*).
 - Número de dientes del piñón z_1 y de la rueda z_2 .
4. Ancho de las ruedas (b_1, b_2).

Una de las formas más difundidas en la literatura de los parámetros del perfil de referencia de la cremallera básica, establece la altura, holgura radial y ángulo de flanco de los dientes como: $h_a^* = 1$, $c^* = 0,25$ y $\alpha = 20^\circ$. Las cuales son aceptadas por diferentes normas, entre ellas: la norma japonesa JIS B 1701-72, la norma polaca PN-78/m-88503, la norma GOST 13755-68, la AGMA 201.02-68 y la norma internacional ISO 57-74.

Como se describe en la literatura especializada, algunas de las principales expresiones que relacionan los parámetros geométricos mencionados son las siguientes

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2\cos(\beta)} \left(\frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{wt})} \right) \quad (1.2)$$

$$x_s = x_1 + x_2 = \frac{(\text{inv}(\alpha_{wt}) - \text{inv}(\alpha_t))}{2\tan(\alpha)} (z_1 + z_2) \quad (1.3)$$

Dónde:

α_{wt} → Ángulo de presión en el diámetro primitivo en el plano transversal.

α_t → Ángulo de presión en el diámetro de referencia en el plano transversal:

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan(\alpha)}{\cos(\beta)} \right) \quad (1.4)$$

En el diseño de engranajes asistido por computadoras la correlación de los parámetros geométricos mencionados, se realiza por las ecuaciones anteriores, comprobando además, las restricciones de socavado, interferencia, recubrimiento y aguzamiento del diente.

En esta investigación se propone, para establecer dicha correlación, la utilización de una forma novedosa del método de los Contornos de Bloqueo desarrollado por ingenieros rusos, lo cual facilita la síntesis de las transmisiones por engranajes.

1.8 El método de los Contornos de Bloqueo

1.8.1. Engranajes corregidos.

La corrección de las ruedas dentadas de perfil evolvente es una tarea que realiza frecuentemente el diseñador de engranajes. Desde el punto de vista puramente geométrico, los coeficientes de corrección deben tener valores lo suficientemente grandes para evitar el socavado pero, a su vez, lo suficientemente pequeños para impedir el aguzamiento de los dientes. También deben asegurar un factor de recubrimiento satisfactorio y la ausencia de interferencia entre los perfiles [2]. Se conoce además, que una corrección adecuada posibilita un buen desempeño de la transmisión en su funcionamiento. Así, como lo reflejan diversos autores, mediante

este proceso se pueden mejorar las resistencias: a la fatiga superficial, a la fractura del diente, al desgaste [7] y al agarrotamiento.

Por otra parte, el diseño de ruedas corregidas requiere complejas verificaciones matemáticas que demandan del ingeniero tiempo y esfuerzo. En la bibliografía se reportan múltiples normas y recomendaciones que facilitan el trabajo del diseñador de engranajes. Así, por ejemplo, en la tabla 1.1 se muestran las indicaciones que ofrece la norma GOST para la selección de los coeficientes de corrección del piñón (x_1) y de la rueda (x_2) a partir de la corrección sumaria (x_s).

Tabla 1.1. Descomposición de x_s en transmisiones impulsoras de dientes rectos

x_s	x_1	x_2	Observaciones
$0 < x_s < 0,5$	x_s	0	$z_1 \geq z_{1min} + 2, z_2 \geq 21$
$0,5 < x_s < 1$	0,5	$x_s - 0,5$	$z_1 \geq 11, z_2 \geq z_{2min} + 2$
z_{min} Se determina de la condición de socavado para el valor de x dado			

Esta misma tarea se resuelve de acuerdo a la norma DIN 3992 por medio del gráfico que se muestra en la figura 1.2 [13]. En este caso, a partir de las semisumas de la corrección sumaria y de los números de dientes de las ruedas se define una línea de interpolación. Seguidamente, se ubica en dicha línea el número de dientes del piñón. El punto correspondiente de la abscisa muestra el valor de x_1 .

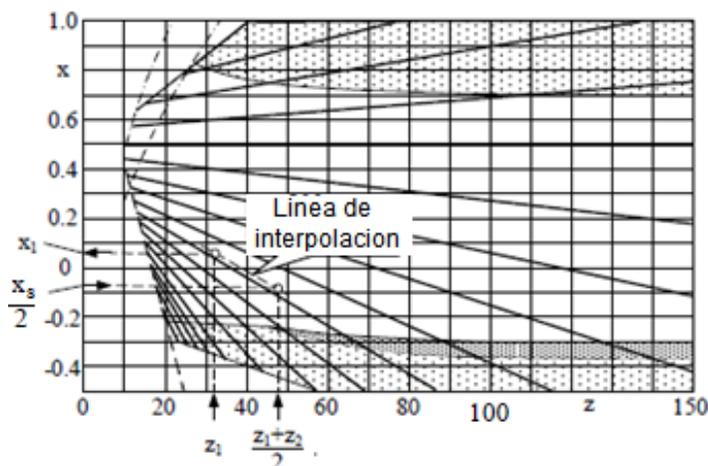


Figura 1.2. Método gráfico de la norma DIN 3992

Otras normas recomiendan el uso de ecuaciones. Así, la norma Británica PD 6457 utiliza las siguientes expresiones:

Para aplicaciones generales:

$$x_1 = \frac{1}{3} \left(1 - \frac{1}{u} \right) + \frac{x_g}{1 + u} \quad (1.5)$$

Para igualar aproximadamente la resistencia a la fractura de las ruedas:

$$x_1 = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{1}{u} \right) + \frac{x_g}{1 + u} \quad (1.6)$$

Para igualar aproximadamente el deslizamiento específico en los extremos de los dientes de las ruedas conjugadas:

$$x_1 = \frac{1}{\sqrt{z_{v1}}} \left(1 - \frac{1}{u} \right) + \frac{x_g}{1 + u} \quad (1.7)$$

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3(\beta)} \quad (1.8)$$

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (1.9)$$

z_{v1} → Número de dientes de la rueda cilíndrica de dientes rectos equivalente.

u → Relación de engrane.

El uso de ecuaciones se corrobora también en la norma ISO que recomienda la siguiente expresión:

$$x_1 = \lambda \left(\frac{u - 1}{u + 1} \right) + \frac{x_g}{1 + u} \quad (1.10)$$

$\lambda = 0,5 \dots 0,75$ Para transmisiones reductoras de velocidad.

En la actualidad, la automatización del diseño de engranajes ha facilitado significativamente la corrección de las ruedas dentadas. Como ejemplo de ello, en la figura 1.3 se muestra la interfaz gráfica para la corrección de transmisiones por engranajes cilíndricos con contacto exterior del software KISSsoft. Se observa que la tarea se ha reducido a seleccionar la combinación adecuada de coeficientes de corrección, en dependencia de las condiciones de explotación de la transmisión que se diseña.

	Rueda 1	Rueda 2	
Para deslizamiento específico óptimo	1.0222	1.2048	<input checked="" type="radio"/>
Para velocidad de deslizamiento mínima	1.0098	1.2172	<input type="radio"/>
Para la rueda 1 sin penetración y apuntalamiento en la cabeza (mín)	-1.0527	3.2798	<input type="radio"/>
Para la rueda 1 sin penetración y apuntalamiento en la cabeza (máx)	2.9152	-0.6882	<input type="radio"/>
Para el límite de penetración por rueda	-3.7376	-4.8489	
Para apuntalamiento por rueda	2.9152	3.2798	

Figura 1.3. Determinación de la corrección mediante el KISSsoft

De esta manera, se puede resumir que la corrección de las transmisiones por engranajes se puede realizar de una manera rápida y sencilla, ya sea de forma manual o automatizada. Sin embargo, a criterio del autor de esta investigación, el método de los Contornos de Bloqueo es una herramienta más elaborada que las expuestas anteriormente. Esta técnica ofrece al diseñador todas las opciones de síntesis posibles para una combinación de números de dientes y parámetros de la herramienta normalizada.

1.8.2. Principales aspectos del método de los Contornos de Bloqueo.

Los Contornos de Bloqueo son un método gráfico, cuyos principios fundamentales para su construcción fueron desarrollados por el ingeniero ruso Israel Bolotovski hace más de 60 años. Esta técnica consiste en la introducción en un sistema de coordenadas: coeficiente de corrección de la rueda versus coeficiente de corrección del piñón, las curvas que definen las restricciones geométricas de socavado, interferencia, factor de recubrimiento y aguzamiento del diente, para una combinación definida de números de dientes y parámetros de la herramienta normalizada [7]. El conjunto de valores de x_1 y x_2 encerrados por estas curvas define la zona de existencia o dominio de la transmisión.

Un ejemplo de los Contornos de Bloqueo obtenidos por Bolotovski se muestra en la figura 1.4. Aquí y en lo adelante las curvas se han enumerado de la manera siguiente:

- 1, 2. Factor de recubrimiento igual a 1 y 1,2 respectivamente.
3. Interferencia del diente de la rueda con el pie del diente del piñón.
4. Interferencia del diente del piñón con el pie del diente de la rueda.
- 5, 6, 7. Espesor del diente en el diámetro exterior del piñón igual a 0, 0,25 y 0,4 respectivamente.
- 11 y 12. Socavado en el piñón y la rueda respectivamente.
13. Límite condicional de socavado admisible en el piñón.
15. Igualdad de deslizamiento específico.
17. Límites de las zonas, donde se garantizan dos pares de dientes en contacto cuando uno de ellos se encuentra en el polo de engranaje.

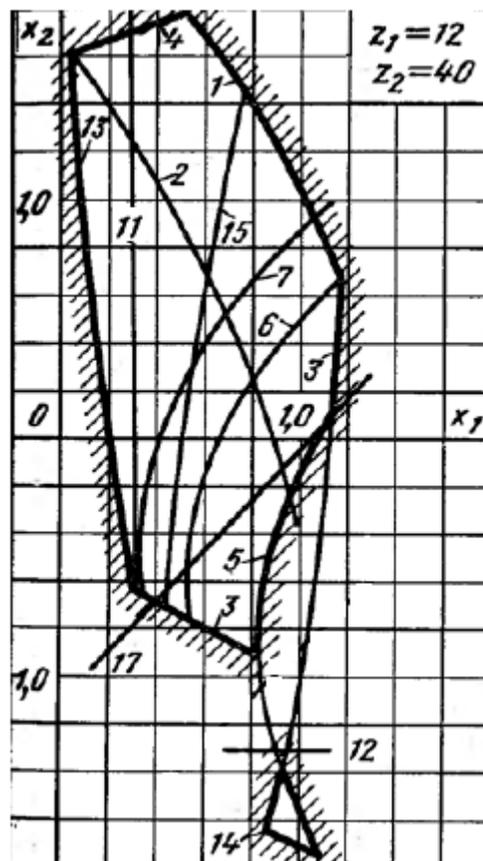


Figura 1.4. Contorno de Bloqueo obtenido por Bolotovski

Con el fin de facilitar combinaciones de coeficientes de corrección en correspondencia a las condiciones de explotación de la transmisión, se introducen también en el área gráfica curvas que constituyen indicadores de calidad en el trabajo de las ruedas. Mediante ellas se pueden obtener los coeficientes de corrección que garantizan la igualdad del deslizamiento específico, la igualdad de resistencia a la flexión de las ruedas, el factor de recubrimiento deseado de la transmisión. Así como la zona dentro del área válida que corresponde a dos pares de dientes en contacto cuando uno de ellos se encuentra en el polo de engranaje.

Como resultado del trabajo de Bolotovskiy y sus colaboradores, en el año 1970 se publicó la norma estatal soviética “Transmisiones por engranajes cilíndricos con contacto exterior de perfil evolvente. Cálculo geométrico”. Aquí se exponen los Contornos de Bloqueo, construidos de forma manual, para un número representativo de combinaciones de números de dientes y los siguientes parámetros de la herramienta: $ha^* = 1$, $c^* = 0,25$, $\rho^* = 0,38$, $\alpha = 20^\circ$

1.8.3. Principales ecuaciones utilizadas en la construcción del Contorno de Bloqueo.

La introducción de las curvas en el área gráfica se realiza a partir de las ecuaciones matemáticas de cada restricción geométrica expresadas para módulo unitario. Con el propósito de facilitar la construcción del contorno, Bolotovskiy sacrificó ligeramente la precisión del mismo, utilizando en sus trabajos las siguientes versiones simplificadas de las ecuaciones 1.6 1.8, 1.13, 1.14 aplicadas solamente a dientes rectos [7]:

$$x_{1,2} \geq ha^* - \frac{z_{1,2} \cdot \text{sen}^2(\alpha)}{2} \quad (1.11)$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan(\alpha_{a1}) - \tan(\alpha_w)) + z_2 (\tan(\alpha_{a2}) - \tan(\alpha_w))] \quad (1.12)$$

$$Sa_{1,2} = da_{1,2} \left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_{1,2} \text{Tan}(\alpha)}{z_{1,2}} + \text{Involuta}(\alpha) - \text{Involuta}(\alpha_{a1,2}) \right) \quad (1.13)$$

$$do_{1,2} \tan(\alpha_w) - do_{2,1} (\tan(\alpha_{a2,1}) - \tan(\alpha_w)) \geq do_{1,2} \tan(\alpha) - 2 \frac{(ha^* - x_{1,2})}{\text{sen}(\alpha)} \quad (1.14)$$

En este sentido se debe destacar, que en las publicaciones consultadas de Bolotovskí, no se muestran las transformaciones matemáticas realizadas a estas expresiones para facilitar la construcción de las curvas. Tampoco se ofrece una metodología, que permita a otros ingenieros la obtención del contorno, de una manera simple. En esta investigación, el autor desarrolla, por tanto, las expresiones anteriores obteniendo nuevas ecuaciones que facilitan la introducción de las curvas en el área gráfica.

1.5.4. Utilización práctica del método de los Contornos de Bloqueo

La utilización práctica del Contorno de Bloqueo se sustenta en el hecho de que una transmisión con un valor de corrección sumaria (x_s) dado, se representa en el sistema de coordenadas $x_2=f(x_1)$ como una recta inclinada a -45 grados, definida por la ecuación [7]:

$$x_2 = x_s - x_1 \quad (1.15)$$

Así, por ejemplo, en la figura 1.5 la recta 21, que pasa por el origen de coordenadas, corresponde a la transmisión con corrección de altura ($x_s=0$). Las rectas que se encuentran a la derecha de esta (rectas 18 y 19) representan transmisiones con corrección sumaria positiva ($x_s>0$) y a la izquierda, (recta 20) con corrección sumaria negativa ($x_s<0$). De esta manera, para definir o comprobar los coeficientes de corrección, solo se necesita trazar en el área del contorno la recta correspondiente, como se muestra para la recta 18. Los puntos limitados por la intersección con los bordes del contorno representan el intervalo de valores de los coeficientes de corrección que cumplen con todas las limitaciones geométricas. Para la recta 18 estos puntos son: ($X_{1\text{Mínimo}}$, $X_{2\text{Máximo}}$) y ($X_{1\text{Máximo}}$, $X_{2\text{Mínimo}}$).

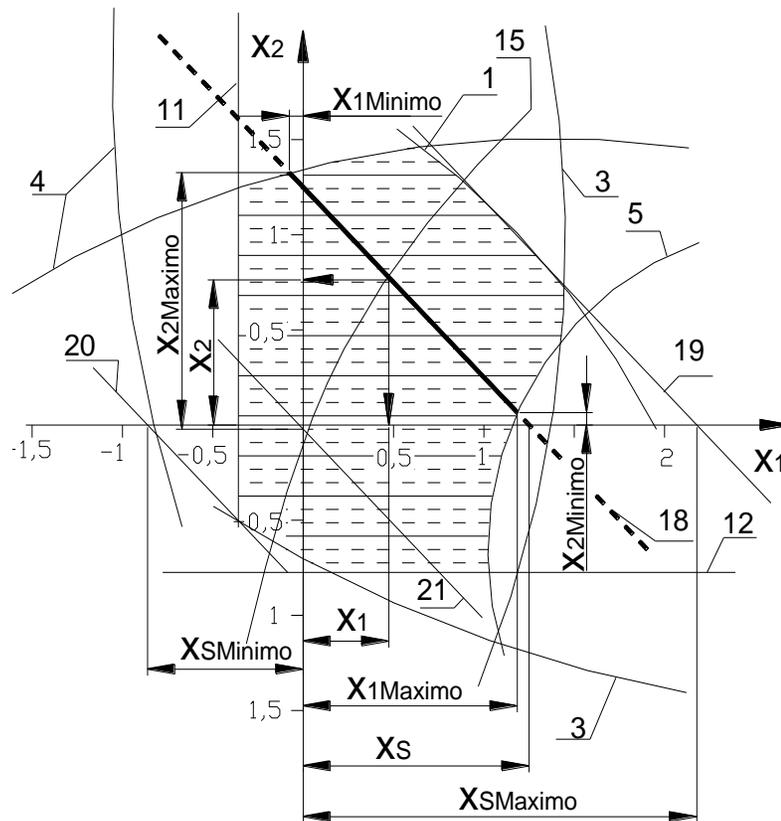


Figura 1.5. Utilización práctica del Contorno de Bloqueo

Sin embargo, no todos los valores comprendidos entre ellos se recomiendan para la corrección de las ruedas. La asignación definitiva de los coeficientes de corrección se realiza atendiendo a las condiciones de explotación de la transmisión. Así, por ejemplo, si el criterio de falla es el desgaste, una buena solución son los valores de x_1 y x_2 que corresponden al punto de intersección de la recta 18 con la curva 15, que representa la igualdad del deslizamiento específico entre los dientes de las ruedas.

Otra aplicación del método de los Contornos de Bloqueo consiste en determinar la mayor y la menor distancia entre centros en que se puede insertar la transmisión cumpliendo todas las restricciones geométricas. En este sentido, la recta más alejada a la derecha (recta 19 en la figura 1.5), con al menos un punto perteneciente al contorno, representa la transmisión con la corrección sumaria máxima posible ($x_{sm\acute{a}ximo}$) o lo que es lo mismo, con la mayor distancia entre centros posible para un valor del módulo igual a uno ($a_{wm\acute{a}ximo_m=1}$).

De igual manera, la recta 20 representa la transmisión con la menor distancia entre centros posible ($x_{smínimo}$ y $a_{wmínimo_m=1}$). Al trazar en el área gráfica cada una de estas rectas, los valores de $x_{smínimo}$ y $x_{smáximo}$ se obtienen midiendo la distancia del origen de coordenadas al punto de intersección de la recta con cualquiera de los ejes. De esta forma, la distancia entre centros (a_w) y el módulo de la transmisión que se diseña tienen que cumplir la condición:

$$a_{wmínimo_m=1} \leq \frac{a_w}{m} \leq a_{wmáximo_m=1} \quad (1.16)$$

Cuando se diseñan transmisiones por engranajes cilíndricos con contacto exterior de dientes helicoidales, el contorno se utiliza de manera similar. La diferencia fundamental consiste en que en lugar de los números de dientes de las ruedas se utilizan los números de dientes de las ruedas cilíndricas de dientes rectos equivalentes (ecuación 1.14) [7].

De esta manera, a diferencia de las diferentes formas de corregir las transmisiones por engranajes expuestas anteriormente, los Contornos de Bloqueo muestran toda la zona válida de los coeficientes de corrección, así como los valores recomendados de acuerdo a las condiciones de explotación, sin necesidad de realizar ningún tipo de cálculo de comprobación. De esta forma, resulta fácil comprobar o asignar los coeficientes de corrección de las ruedas. A pesar de ello, en la práctica, esta técnica no alcanzó una amplia utilización. A criterio del autor, las razones son las siguientes:

1. Se necesita disponer del Contorno de Bloqueo, con la combinación exacta de números de dientes y parámetros de la herramienta de la transmisión que se diseña. Según Bolotovski una alternativa de solución a este problema, es utilizar la combinación de dientes inmediata inferior, sin embargo, esto evidentemente aumenta el error de la síntesis. Por otro lado, resulta prácticamente imposible disponer de Contornos de Bloqueo para todas las combinaciones posibles de números de dientes y parámetros de la herramienta.

2. Se construyeron solamente para dientes rectos. En el caso de dientes helicoidales Bolotovski recomienda utilizar el Contorno de Bloqueo de las ruedas cilíndricas de dientes rectos equivalentes, no obstante, esto también aumenta el error de la síntesis.

3. La construcción del contorno para cada combinación de números de dientes y ángulo de inclinación del diente de la transmisión que se diseña, es una tarea compleja, que exige del diseñador un tiempo y esfuerzo importantes.

El estado actual de desarrollo de los medios informáticos posibilita eliminar las desventajas mencionadas del método. En este sentido se ha constatado como varios autores han obtenido diferentes aplicaciones para la construcción automatizada del contorno. Así resulta posible disponer del Contorno de Bloqueo para cualquier combinación de números de dientes, ángulo de inclinación del diente y parámetros de la herramienta de una manera rápida y sencilla.

1.8.5. Estado actual de desarrollo del método de los Contornos de Bloqueo.

La evolución dialéctica del método de los Contornos de Bloqueo está dirigida hacia la automatización. En la bibliografía se reportan varias aplicaciones que, con mayor o menor grado de elaboración, posibilitan la obtención del Contorno de Bloqueo para cualquier combinación de parámetros de la herramienta y números de dientes. Así por ejemplo, Mekhalfa realizó un análisis matemático de la ecuación que define la condición de interferencia. A partir de ella, obtuvo una expresión que permite su implementación en un programa de computación. No obstante, debe señalarse que este trabajo solo se limita a definir la zona de existencia de la transmisión desde el punto de vista de la interferencia, sin analizar el resto de las limitaciones geométricas, ni los límites matemáticos válidos de la ecuación obtenida.

Otros autores, Sholenikov y Nikishin así como Nenov y sus colegas, hacen referencia a la obtención de forma automatizada, de Contornos de Bloqueo para cualquier combinación de números de dientes y parámetros de la herramienta. Sin embargo, en sus artículos no muestran detalles del funcionamiento de los programas, ni exponen el procedimiento matemático utilizado, por lo que no se logra evaluar las posibilidades reales de los mismos.

En la Universidad Federal de Krasnosyarsk, Silchenko desarrollaron un programa denominado "Contur 3D". Aquí, a diferencia de la forma tradicional, se construye el Contorno de Bloqueo en tres dimensiones, tomando como tercera coordenada el coeficiente de corrección de una tercera rueda. Es decir, este programa está

Este último es un sistema CAD con una interfaz gráfica, que obtiene el contorno como resultado de la introducción sucesiva en el sistema de coordenadas $x_2=f(x_1)$ de las curvas que lo limitan desde el punto de vista geométrico. De esta forma resulta posible la construcción del Contorno de Bloqueo para cualquier combinación de números de dientes, ángulo de inclinación del diente y parámetros de la herramienta, lo que amplía las posibilidades de síntesis de las transmisiones. En este sentido se destaca el enfoque avanzado al diseño de engranajes que proponen los investigadores Veniamin, Kapelevich y Tkachev. Esta idea consiste en la combinación del diseño directo de engranajes (Direct Gear Design) y el método de los Contornos de Bloqueo dinámicos (Contour). En el diseño directo de engranajes, a diferencia del tradicional, se definen primero los parámetros de las ruedas y después los de la herramienta de corte.

Así, es posible mejorar la transición del perfil del pie del diente para obtener un mínimo de concentración de tensiones, garantizando además, una holgura radial mínima y la ausencia de interferencia. También se modifica el espesor de los dientes de las ruedas para igualar o aproximar la resistencia a la flexión. Mientras, con el programa Contour se asignan los coeficientes de corrección una vez definidos los parámetros de la herramienta.

No obstante las bondades mencionadas de este software, a criterio del autor de esta investigación, se observan las siguientes limitaciones:

1. La zona gráfica muestra una cantidad innecesaria de curvas que exigen del diseñador un conocimiento profundo de las ecuaciones que se utilizan para la construcción del contorno. Ello implica, por ejemplo, que se puedan considerar las áreas señaladas con los números 1 y 2 en la figura 1.7 válidas desde el punto de vista de la interferencia y el factor de recubrimiento, lo que es absolutamente falso. Esto se debe a que el tratamiento dado a las ecuaciones que definen las limitaciones geométricas no tiene en cuenta los límites matemáticos donde estas expresiones ofrecen un resultado adecuado.
2. Los autores utilizan para la construcción del contorno la altura aproximada de la herramienta (h_a^*) lo que provoca la aparición de zonas falsas en el área gráfica. Así,

de acuerdo al contorno mostrado en la figura 1.6, la zona señalada con el número 3 cumple con todas las limitaciones geométricas. Sin embargo, cuando se utiliza la altura real de la herramienta esta zona desaparece, debido a que se modifica la curva de la interferencia.

3. El Contorno de Bloqueo obtenido con este programa no considera las tolerancias de fabricación de las ruedas. Este aspecto adquiere especial importancia cuando la selección de los coeficientes de corrección se realiza en los bordes del contorno. En este caso, la variación de los coeficientes de corrección dentro de los límites de las tolerancias puede provocar el incumplimiento de alguna de las limitaciones geométricas.

4. La correlación entre los parámetros geométricos, así como la construcción del contorno, se realiza de forma interactiva (gráfica) con el diseñador. De esta manera, el modelo matemático que utiliza este sistema no es la mejor opción para solucionar la dependencia entre los parámetros geométricos seleccionados como índices en GearCBR. Así por ejemplo, para determinar los valores mínimo y máximo de la distancia entre centros, el diseñador tiene que introducir en el área gráfica las líneas que representan estas transmisiones y medir con las herramientas del CAD los valores mínimo y máximo de la corrección sumaria.

Por estas razones, a pesar de las bondades del método de los Contornos de Bloqueo y de las facilidades que ofrecen los medios informáticos, esta técnica tampoco ha alcanzado un uso generalizado en la actualidad. En este sentido se señala que en los principales sistemas CAD CAE de diseño de engranajes no se utiliza esta herramienta. Tampoco se ha constatado ni una sola publicación sobre este tema, de autores que no pertenezcan a países del área de antigua influencia soviética.

No obstante, las limitaciones observadas en el programa “Contour” se pueden superar transformando las expresiones que definen las limitaciones geométricas en ecuaciones que permitan la construcción analítica del Contorno de Bloqueo. El modelo matemático así obtenido e implementado en el sistema GearCBR resolvería el problema de la dependencia entre las variables. Ello implica, por ejemplo, que se pueda definir el valor del módulo de una transmisión por engranajes por la expresión 1.26, a partir solamente de los números de dientes y la distancia entre centros, sin

necesidad de conocer los valores exactos de los coeficientes de corrección de las ruedas. Esto posibilitaría además eliminar el módulo en el cálculo de la semejanza durante la fase de recuperación, lo que aumenta la velocidad de este proceso.

1.9 Conclusiones parciales

1. El método de los Contornos de Bloqueo soluciona la dependencia entre los parámetros geométricos seleccionados como índices en GearCBR. El desarrollo actual de esta técnica consiste fundamentalmente en su automatización. No obstante, los software referenciados en la bibliografía especializada precisan de la interacción con el diseñador para la obtención del contorno.
2. No se constató la existencia de un modelo matemático, que permita la construcción analítica del Contorno de Bloqueo y así solucionar la dependencia entre los parámetros geométricos seleccionados como índices en GearCBR. De esta manera, se necesita realizar un análisis matemático de las ecuaciones de las limitaciones geométricas y establecer la secuencia en que deben calcularse, para obtener el resultado del contorno sin interacción con el diseñador de engranajes.

CAPÍTULO II: PROGRAMA DE CONSTRUCCIÓN DE LOS CONTORNOS DE BLOQUEO.

En este capítulo se realiza una descripción detallada de las funciones y herramientas del programa de construcción de los contornos de bloqueo.

2.1 Aspectos generales sobre el programa GearCBR

El programa GearCBR fue elaborado por Robert Hernández Ortega con el propósito de implementar una herramienta que posibilite al usuario una comprensión más detallada sobre las transmisiones en engranajes cilíndricos de contacto exterior, así como su utilización en la carrera de ingeniería mecánica y la industria mecánica.

2.2 Características generales del programa GearCBR:

- Es completamente automatizado.
- No es un programa interactivo con el diseñador.
- El programa está diseñado para cualquier combinación de números de dientes y parámetros de la herramienta.
- Facilita la síntesis de las transmisiones por engranajes cilíndricos con contacto exterior.
- Se facilita la tarea de síntesis y descifrado de dichas transmisiones.
- Aumenta la productividad del diseñador.

2.3 Funciones generales de las principales ventanas del programa de construcción de los contornos de bloqueo.

Ver (Figura 2.1):

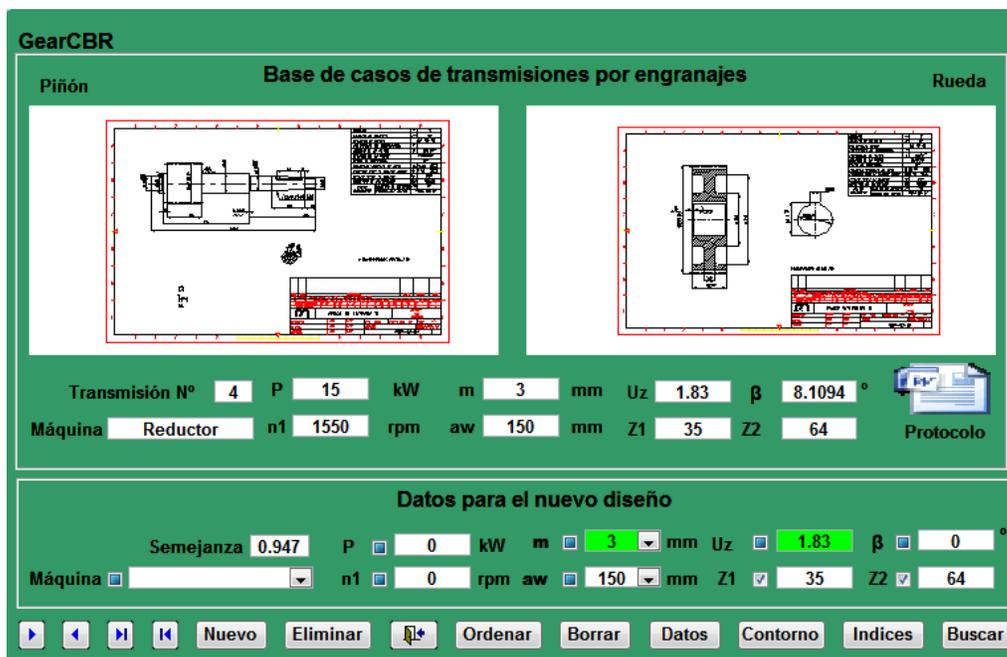


Figura 2.1 Interfaz gráfica principal del sistema GearCBR

En la parte inferior "Datos para el nuevo diseño", están ubicadas las variables que se utilizan como índices para realizar la recuperación y almacenamiento de las transmisiones.

Las restricciones para la construcción del contorno se encuentran disponibles en la interfaz gráfica de la figura 2.2. En este formulario se definen los parámetros de la herramienta, los valores del espesor mínimo del diente en el diámetro exterior de las ruedas, ($S_{a_{1,2}}^{\text{mínimo}}$), el factor de recubrimiento mínimo ($\epsilon_{\text{amínimo}}$), el ángulo de inclinación del diente máximo ($\beta_{\text{mínimo}}$ y $\beta_{\text{máximo}}$), la relación de engrane máxima ($u_{\text{máxima}}$), el número de dientes máximo ($z_{\text{máximo}}$), los grados de precisión cinemática y de suavidad de la marcha y la tolerancia del diámetro exterior.

En la interfaz se encuentra un campo denominado "semejanza" donde se guarda el valor de la semejanza calculada durante la fase de recuperación. De esta manera, se ordenan las transmisiones recuperadas de acuerdo a la similitud con el nuevo diseño.

Los planos de las transmisiones, así como el protocolo de cálculo, se muestran en controles del tipo marco de objeto dependiente. Para el resto de los datos se utilizan cajas de texto. En la parte inferior "Datos para el nuevo diseño", como lo indica su nombre, están ubicadas las variables que se utilizan como índices para realizar la recuperación y almacenamiento de las transmisiones.

El modelo matemático, que permite la construcción no interactiva del contorno, se emplea también en este sistema para correlacionar de forma automática los parámetros geométricos (z_1 , z_2 , a_w , β , y m) que se utilizan como índices. De esta manera, al definir una parte de estas variables, se restringe o define el grupo restante lo que permite no tener en cuenta durante la fase de recuperación variables dependientes.

En esta ventana se obtienen las distancias entre centros mínima y máxima para módulo unitario ($a_{w\text{mínimo}_m=1}$ y $a_{w\text{máximo}_m=1}$). Seguidamente, se determinan los valores normalizados del módulo. Si existiera más de uno, el sistema muestra una ventana con las opciones disponibles. De esta manera, para los valores del ejemplo el sistema devuelve el valor del módulo igual a 3, facilitando así, en una primera etapa, el descifrado de la transmisión. Se colorea además, la caja de texto de este parámetro, para destacar que en este caso, el módulo es una variable dependiente y no se tendrá en cuenta para el cálculo de la semejanza por la ecuación.

Datos para el cálculo

Sa1 mínimo	0.25	U maximo	8	Tipo de holgura lateral	B
Sa2 mínimo	0.25	z maximo	400	Precision da	<input checked="" type="checkbox"/>
ε _α mínimo	1.2	P cinemat	8	Precision aw	<input checked="" type="checkbox"/>
Betamínimo	0	P suavidad	8	Holgura lateral	<input checked="" type="checkbox"/>
Betamáximo	25	P da1,2	h7	Engranaje normal	<input checked="" type="checkbox"/>

Parámetros de la herramienta

alfa	ha*	c*	r	Norma	Predeterminada
20	1	0.25	0.4	GOST 13755-68	Si

Figura 2.2 Formulario para la administración de las restricciones

Además en esta ventana se encuentra plasmado el tipo de holgura lateral así como las tolerancias que se tendrán en cuenta en la construcción del contorno. En la figura 2.2 se muestran los valores que se utilizan por defecto para cada restricción, también por defecto se tiene en cuenta solamente la zona del contorno, donde el engranaje de los dientes pasa por el polo (Opción “Engranaje normal” en la figura 2.2), lo que corresponde al intervalo $(X_{1,2\text{mínimo}} \div X_{1,2\text{máximo}})$.

Los grados de precisión cinemática y de suavidad de la marcha se utilizan para comprobar si la combinación de parámetros geométricos seleccionada existe desde el punto de vista tecnológico. Para ello el sistema comprueba que dicha combinación de parámetros este contemplada en la norma.

También se ha previsto la posibilidad de construir el contorno sin tener en cuenta alguna de las restricciones geométricas. Por defecto se ha asumido la práctica habitual en el diseño de engranajes, que considera la selección de los coeficientes de corrección teniendo en cuenta todas las limitaciones. También por defecto se tiene en cuenta solamente la zona del contorno donde el engranaje de los dientes pasa por el polo (Opción Engranaje normal).

En la figura 2.3 se muestra la construcción de los contornos de bloqueo para las condiciones ya tomadas en la interface principal del Sistema GearCBR.

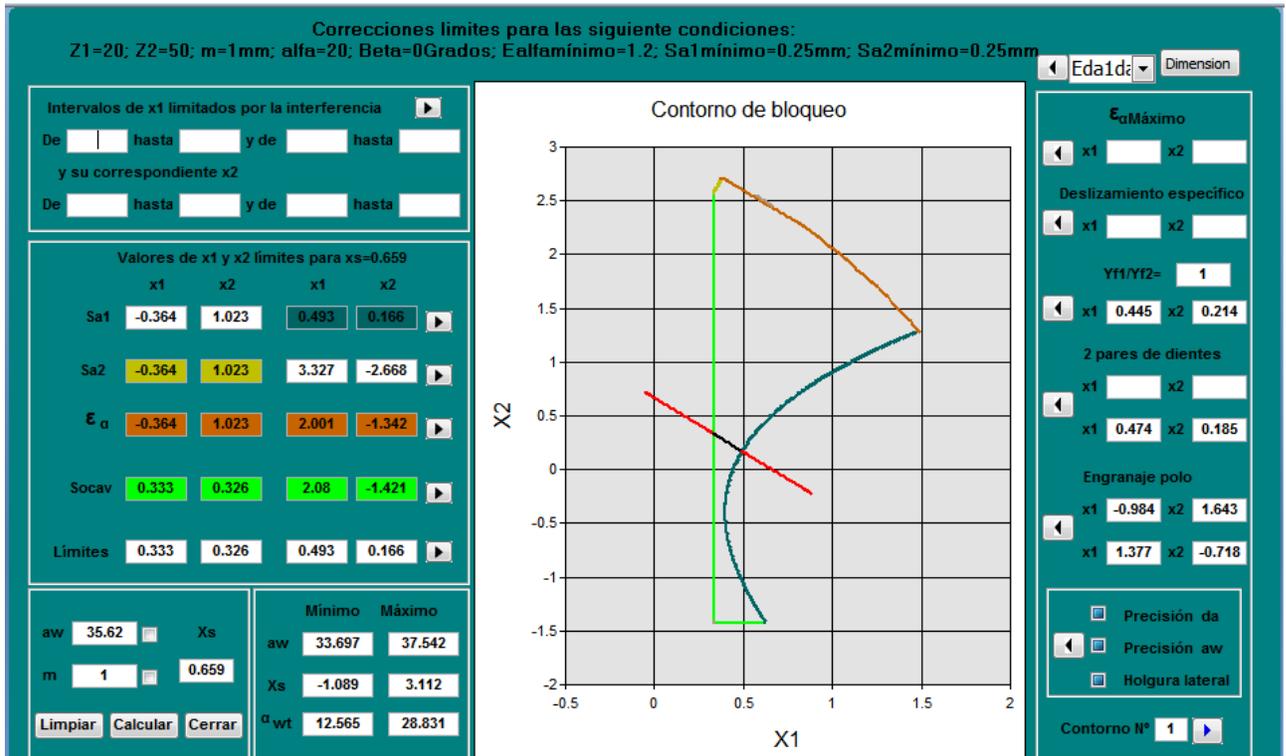


Figura 2.3 Interfaz gráfica de los Contornos de Bloqueo

En esta ventana se muestra en la parte superior las condiciones tomadas en la interfaz principal para la construcción de los contornos de bloqueo así como los intervalos de $x1$ y $x2$ limitados por la interferencia. En la parte superior izquierda se observa los valores límites mínimo y máximo de $x1$ y $x2$ para un valor dado de x_s , entre estos se encuentran espesor del diente del piñón y la corona, el factor de recubrimiento y socavado.

En la parte inferior izquierda se encuentra la posibilidad de calcular la corrección sumaria del piñón y la rueda (x_s) introduciendo nuevos valores de modulo (m) y la distancia entre centros (aw), así como obtener los valores mínimos y máximos de aw , x_s y α_{wt} .

En la parte derecha del formulario se muestran los criterios de calidad para la selección de los coeficientes de corrección. Se ofrece también la posibilidad de introducir estas curvas en el área gráfica.

En la zona gráfica, se muestran los fragmentos de las curvas de cada una de las restricciones geométricas que limitan el contorno.

Esta ventana en especial posee el área de trabajo donde se obtienen las curvas de construcción de los contornos de bloqueo, teniendo la oportunidad de modificar la gráfica a través de las herramientas asignadas en el cuadro de diálogo de la izquierda para obtener un contorno más preciso y mejor elaborado.

2.4 Conclusiones parciales

1. El programa GearCBR se explicó detalladamente para una comprensión sencilla del usuario, ya que con esto se obtienen especificaciones de interés que ayuda en el entendimiento pleno del programa.
2. La caracterización del programa GearCBR garantiza tener implícito las ventajas y desventajas de dicho software en su utilización para el cálculo de las transmisiones de engranajes cilíndricos por contacto exterior.

CAPÍTULO III: MANUAL DE USUARIO DEL SISTEMA GearCBR.

3.1 Manual de usuario

Base de caso para transmisiones por engranajes (GearCBR)

Autor: Dr. Robert Hernández Ortega

Facultad de Ingeniería Mecánica

Universidad Central de Las Villas

3.1.1 Características generales del Sistema

3.1.1.1 Descripción del Sistema:

El sistema automatizado **GearCBR** está destinado a la construcción de los contornos de bloqueo para cualquier combinación de números de dientes y parámetros de la herramienta, el cual constituye una comprensión más detallada de la síntesis y descifrado de las transmisiones por engranajes cilíndricos con contacto exterior.

Puede aplicarse tanto en la enseñanza superior comprendido en la carrera de ingeniería mecánica como en la industria mecánica, facilitando de esta manera su implantación en los métodos de construcción del engranaje cilíndrico con contacto exterior.

El sistema se definió sobre el editor gráfico Visual Basic y se utilizó como lenguaje de programación (Microsoft Access Base de Datos), donde se implementaron las funciones y ecuaciones para la realización de los dibujos paramétricos y el análisis gráfico necesario que conforma el trazado como tal.

GearCBR proporciona un cálculo rápido y preciso de los elementos que intervienen en la construcción de los contornos de bloqueo:

- ✓ Representación gráfica del piñón y la rueda con la disposición relativa de sus elementos, en un plano general con sus dimensiones acotadas.
- ✓ Parámetros geométricos del piñón y la corona, así como el módulo, distancia entre

centros, relación de transmisión, potencia, número de dientes del piñón y corona etc.

- ✓ Selección del tipo de máquina a utilizar.
- ✓ Reporte con los valores de los cálculos realizados y resultados del trazado, mediante un informe en un documento Word "Protocolo".

Las opciones están agrupadas de acuerdo al orden en que se realiza normalmente el diseño, permitiendo la interacción del usuario y la toma de decisiones siempre que sea necesario.

El sistema presenta vistas gráficas en las opciones de la interfaz gráfica principal donde muestra varios planos de construcción del piñón y la rueda para una mejor comprensión de estos. A medida que se va desarrollando los cálculos se generan ficheros que contienen los resultados gráficos y numéricos del diseño.

Se brinda la posibilidad de obtener la copia dura de los resultados del Sistema GearCBR, mediante la impresión del protocolo.

3.1.1.2 Procedimiento empleado en la construcción de los contornos de bloqueo.

El procedimiento para la construcción de los contornos de bloqueo se realizó aplicando un modelo matemático basado en el método de los contornos de bloqueo para la corrección de engranajes cilíndricos de contacto exterior, aplicado actualmente en la tesis de doctorado de Robert Hernández Ortega y que difiere del resto de los software utilizados para la construcción de dichos contornos y además hace uso de la metodología planteada en la Norma Técnica GOST 13755-68, AGMA 201.02-68, JIS B 1701-72, aprobada oficialmente para la construcción de los engranajes cilíndricos. También se tuvo en cuenta los criterios que, sobre este tema, aparecen en la literatura científica especializada.

3.1.1.3 Requerimientos Técnicos.

Para el uso del programa **GearCBR** es necesario el uso del siguiente equipamiento técnico:

1. Computadora Pentium o superior.
2. Software: Microsoft Office 2003 o superior.
3. Impresora.

Nota: Se considera necesario tener todos los permisos de administrador para la correcta ejecución del programa.

3.1.1.4 Ambiente de Trabajo

El programa se enfocó de manera que ofrece un ambiente de trabajo que no difiere al utilizado normalmente por cualquier usuario del sistema operativo Windows.

Para su utilización solo se requiere conocimientos generales de computación, tales como el trabajo con el sistema operativo Windows, uso del mouse o el teclado, etc. y en específico, conocimientos elementales sobre los engranajes cilíndricos impartidos en la asignatura de Elementos de Máquina.

3.2 Estructura General del Sistema GearCBR.

3.2.1 Contenido de los ficheros

El programa contiene:

- Programas confeccionados en **Access**. En este lenguaje, mediante ficheros con extensión **EXCEI, XML**, se crearon las diferentes funciones para la captura de datos, cálculos, representación del trazado de los contornos de bloqueo, así como el control y acceso a los datos, manipulación de las cajas de diálogos interactivas y de archivos, y de toda la información obtenida como resultado.
- Ficheros con extensión **.DWG**. Donde se almacenan los dibujos generados previamente por un Sistema CAD como el AutoCAD.
- Ficheros con extensión **.doc**. Donde se almacena el reporte con la información, que constituye los resultados del cálculo automatizado y representación gráfica de los contornos de bloqueo.

3.2.2 Estructura interna del Sistema GearCBR.

El sistema está compuesto por varios módulos básicos, a los cuales se acceden por medio de cajas de diálogos de uso interactivo, lo que brinda una gran facilidad al usuario en el trabajo con **GearCBR**. Los mismos, en general, son:

- ✓ Base de casos para transmisiones por engranajes
- ✓ Datos para el nuevo diseño.
- ✓ Datos para el cálculo.
- ✓ Parámetro de la herramienta.
- ✓ Contornos de bloqueo (resultados).

3.3 Como usar el sistema GearCBR.

3.3.1 Iniciación del trabajo con GearCBR

Para empezar, debe ejecutar el fichero (Basefinal 31_05), siempre teniendo en cuenta tener activados los permisos de administrador por medio de la ayuda del técnico de laboratorio o especialista a cargo, con esto queda el programa preparado para trabajar.

3.3.2 Entrada al menú del Sistema.

En la parte inferior de la ventana de la figura 3.1 aparecen los datos para confeccionar un nuevo diseño en donde se introducen los parámetros esenciales en una transmisión por engranajes, como la distancia entre centros, números de dientes del piñón y la corona, módulo, potencia, velocidad, el tipo de máquina etc.

La Opción **nuevo**, en la barra de controles ubicada al final de la ventana se elimina previamente las vistas gráficas del piñón y la rueda para el confeccionado de un nuevo diseño.

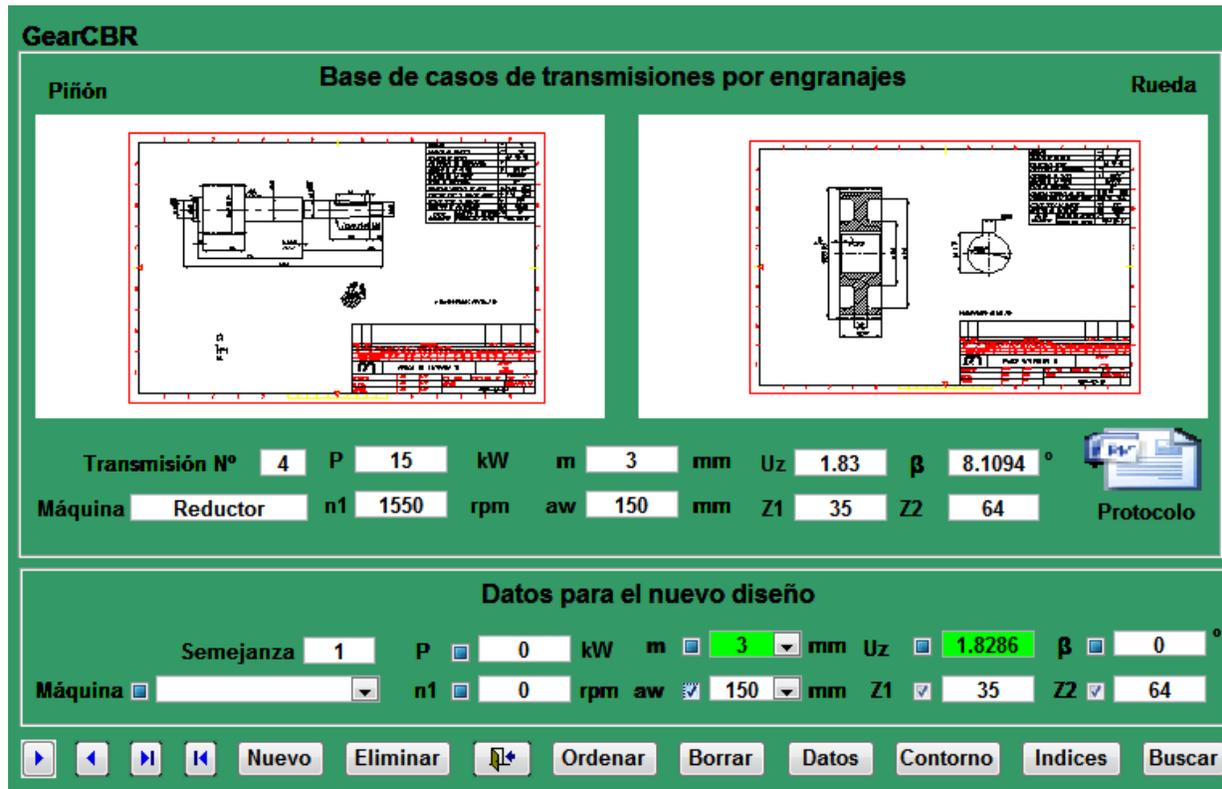


Figura 3.1: Ventana principal del programa GearCBR

El botón **Eliminar**: se elimina el registro que se encuentra visualizado en las vistas gráficas del piñón y la rueda, posibilitando así acceder a otra muestra gráfica de construcción de ambos.

El botón **Salir**: cierra el programa.

El botón **Ordenar**: ordena los datos puestos.

El botón **Borrar**: borra todos los datos del cuadro de diálogo "Datos para el Nuevo diseño"

El botón **Datos**: abre una nueva caja de diálogo "Parámetros de la herramienta".

El botón **Contorno**: abre una caja de diálogo donde se muestra los contornos de bloqueo ya graficados dadas las correcciones límites escogidas en la interfaz principal del programa.

El botón **Índice**: explora las diferentes opciones del programa.

El botón **Buscar**: realiza una búsqueda de los planos del piñón y la rueda según el número de dientes que se eligió, para así obtener una mejor precisión en los cálculos y un contorno más exacto.

En la figura 3.2 se muestran los parámetros y datos del cálculo de la herramienta.

The image shows two windows from a software application. The top window is titled "Datos para el cálculo" and contains several input fields and checkboxes. The bottom window is titled "Parámetros de la herramienta" and contains a table of parameters and a "Pesos" button.

alfa	ha*	c*	r	Norma	Predeterminada
20	1	0,25	0,4	GOST 13755-68	No

Figura 3.2: Ventana del cálculo de los parámetros de la herramienta

Después de ejecutar la opción **datos** de la interfaz principal del programa se procede a ubicar los parámetros de la herramienta, dígame el tipo de norma, tipo de holgura lateral, si desea tener una precisión en la distancia entre centros y diámetro exterior, además se tiene en cuenta el ángulo del perfil (α), coeficiente de holgura radial (c^*), coeficiente de altura de cabeza del diente (ha^*) etc.

La Opción **Pesos** (ver figura 3.2) permite abrir una caja de diálogo denominada “Pesos de los índices” (figura 3.3)

The image shows a dialog box titled "Pesos de los índices". It has two input fields: "Índice" with the value "Dureza piñon" and "Peso" with the value "0,725". Below the input fields are three navigation buttons (right arrow, left arrow, and a button with a square and arrow) and an "Actualizar" button.

Figura 3.3: Pesos de los índices

En esta ventana, dentro de la casilla índice aparecen notificaciones como dureza del piñón, Torque, z1, z2, aw entre otros aspectos con sus respectivos pesos.

El botón : pasa al siguiente índice con su peso.

El botón : pasa al anterior índice con su peso.

El botón : cierra la caja de diálogo.

En esa misma ventana, al oprimir **Actualizar**: se actualizan los datos representados en la caja de diálogo.

Además en la ventana Datos para el cálculo (figura 3.2) aparece El botón **Aproximación**, que permite abrir la caja de diálogo denominada “Porcentaje de aproximación” (figura 3.4)



Figura 3.4: Porcentaje de aproximación

Donde:

El botón : pasa al siguiente índice con su peso.

El botón : pasa al anterior índice con su peso.

El botón : cierra la caja de diálogo.

El botón **Actualizar**: actualiza los datos representados en la caja de diálogo.

También, dentro de la ventana Datos para el cálculo (figura 3.2) aparece enmarcada los datos relacionados con los “*Parámetros de la herramienta*”:

El botón : pasa a la siguiente norma y con ello se modifican los parámetros de la herramienta.

La opción **Cancelar**: permite salir de la caja de diálogo sin salvar los datos escogidos por el usuario.

La Opción **Aceptar**: sale de la caja de diálogo y los datos escogidos por el usuario quedan guardados para su posterior ejecución en los cálculos.

Luego de presionar la opción contornos de la interfaz principal del programa se procede a corregir de ser necesario los contornos de bloqueo a través de las herramientas en la parte izquierda de la ventana, por lo que se toma como iniciativa las correcciones límites de socavado, interferencia, espesor del diente entre otros.

En la parte superior de la figura 3.5 se observa los intervalos de x_1 limitados por la interferencia con la posibilidad de corregir los contornos.

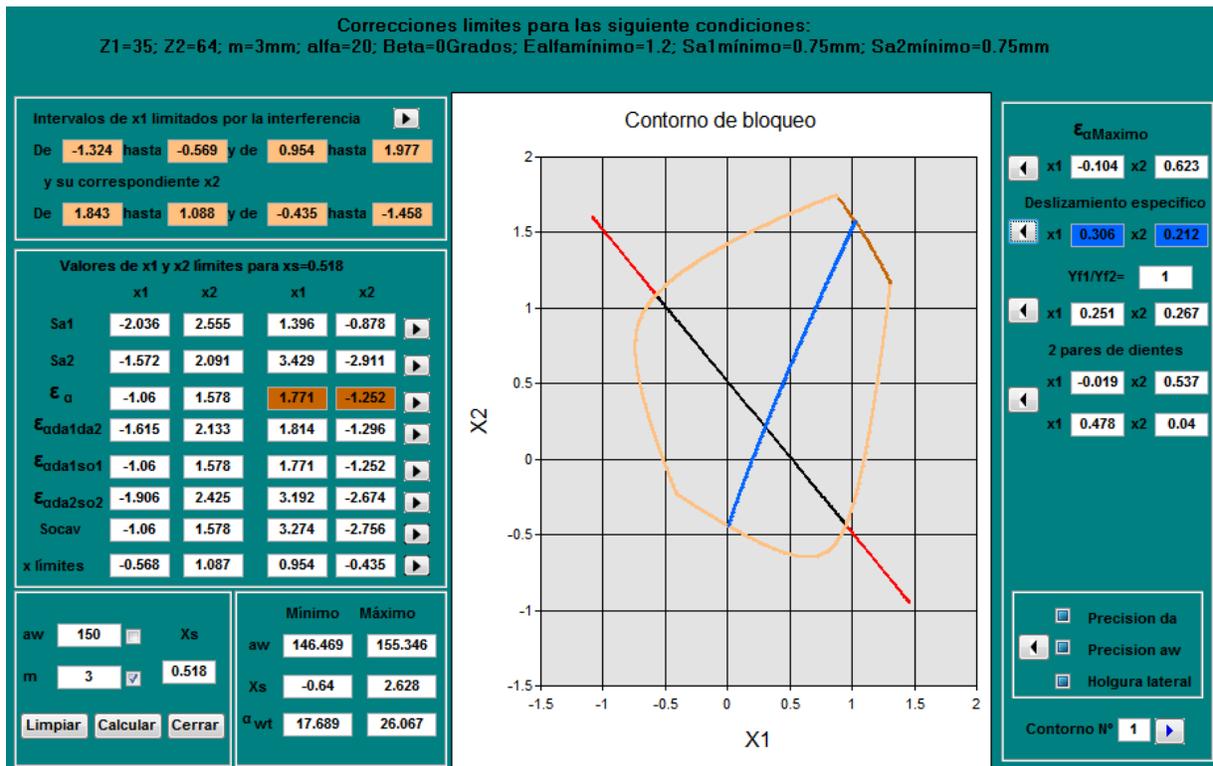


Figura 3.5: Interfaz de los contornos de bloqueo.

Más abajo se encuentran los valores x_1 y x_2 para un valor de x_s calculado a través de las ecuaciones realizadas en la tesis del Dr. Robert Hernández Ortega donde:

Opción  : permite obtener un contorno más preciso a medida que se acciona esta aplicación.

En la parte inferior del cuadro de diálogo (figura 3.5) se puede calcular el valor de la corrección sumaria x_s (figura 3.6) a través de las acciones siguientes:

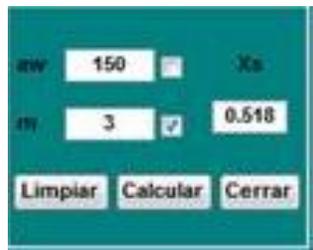


Figura 3.6: Cuadro de diálogo para calcular xs

Opción **Limpiar** : borra los datos introducidos en los recuadros pertinentes.

Opción **Calcular** : calcula el valor de xs

Opción **Cerrar** : cierra el cuadro de diálogo.

En el recuadro de al lado se tiene en cuenta los valores mínimo y máximo de la distancia entre centros (a_w), la corrección sumaria (x_s) y a_{wt} .

En la parte derecha del cuadro de diálogo se presentan los criterios de calidad en la selección de los coeficientes de corrección como se muestra en la figura 3.7.



Figura 3.7: Criterios de calidad

Para considerar las condiciones reales de trabajo de la transmisión, se introducen en el área gráfica otras curvas, que muestran los coeficientes de corrección, en dependencia de las condiciones de explotación de la transmisión. Entre ellas se encuentran varios criterios de calidad como:

Igualdad del deslizamiento específico

Se denomina deslizamiento específico a la razón de la velocidad de deslizamiento entre los perfiles de los dientes conjugados y la velocidad de desplazamiento del punto de contacto. La máxima resistencia al desgaste se obtiene al igualar el deslizamiento específico en cada extremo de la línea práctica de engranaje.

Igualdad de resistencia a la flexión

Debido a la complejidad matemática para el cálculo del coeficiente de forma que se ofrece en la norma, el valor de x_1 que cumple la condición anterior se obtiene mediante el método de la bisección aplicado al intervalo $x_{1\text{mínimo}} \rightarrow x_{1\text{máximo}}$.

Factor de recubrimiento máximo

Una de las formas de disminuir el nivel de ruido de una transmisión por engranajes es aumentar el factor de recubrimiento. La curva de mayor coeficiente de recubrimiento ($x_1 \varepsilon_{\alpha\text{Máximo}}$).

Dos pares de dientes en el polo de engranaje

Algunos autores sostienen que la resistencia a la fatiga superficial se puede mejorar si se garantiza que en el polo de engranaje existan dos pares de dientes en contacto.

El botón : permite cambiar el valor de la calidad en los diferentes parámetros como factor de recubrimiento, igualdad del deslizamiento específico e igualdad de resistencia a la flexión.

En la figura 3.5 se muestra la construcción de los contornos de bloqueo para las condiciones impuestas en la interfaz inicial (figura 3.8)

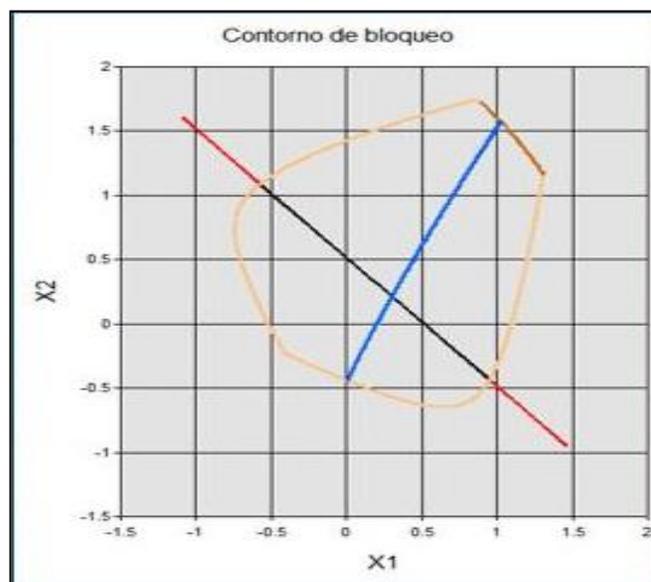


Figura 3.8: Construcción de los contornos de bloqueo.

En la figura 3.8 se representa las limitaciones geométricas de la siguiente forma:

1.  Socavado.
2.  Interferencia.
3.  Factor de recubrimiento.
4.  Espesor mínimo del diente en el piñón.
5.  Espesor mínimo del diente en la rueda.

3.4 Guía general para la Práctica de Laboratorio sobre diseño de engranajes.

Los métodos de los Contornos de Bloqueo en transmisiones por engranaje cilíndrico con contacto exterior tienen una gran aplicación ya que constituye una comprensión más detallada de la síntesis y descifrado de las transmisiones por engranajes cilíndricos con contacto exterior. Puede utilizarse tanto en la enseñanza superior comprendido en la carrera de ingeniería mecánica como en la industria mecánica, facilitando de esta manera su implantación en los métodos de construcción del engranaje cilíndrico con contacto exterior.

En este sentido, en la asignatura Elementos de Máquinas II, que se imparte a 4to año de la carrera de ingeniería mecánica, se tiene previsto dentro del tema de engranajes realizar un laboratorio en la Red con el uso del Sistema GearCBR.

Los objetivos específicos del laboratorio son los siguientes:

- 1.- Verificación de algunas características y parámetros de los engranajes cilíndricos con contacto exterior.
- 2.- Realización de los ejercicios propuestos.
- 3.- Determinación de los contornos de bloqueo según sus condiciones iniciales.
- 4.- Interpretación de los resultados obtenidos.

Para su uso correcto se establece el siguiente procedimiento

Paso 1: Búsqueda y ejecución del programa GearCBR.

Buscar en la dirección [\\10.12.1.64](#) la carpeta de las asignaturas de Elementos de Máquinas II el programa GearCBR y ejecutarlo. Para ello hay que tener desactivado los permisos, por lo que al ejecutar la aplicación aparece una confirmación de seguridad.

Paso 2: Técnica operatoria para la realización de los ejercicios.

Después de haber accionado el programa se visualiza la interfaz gráfica principal, que es

donde se introducen los primeros datos de los ejercicios (figura 3.1)

Una vez colocados los datos del nuevo diseño, dígame (z_1 , z_2 , a_w , β , U_z , tipo de máquina, módulo y la potencia) se procede a insertar los parámetros de la herramienta accionando la opción “Datos” (figura 3.2) en donde hay que tener en cuenta α , h_a , c , r y el tipo de normativa por la cual se va regir los cálculos planteados.

Ya impuestos todos los datos se ejecuta la opción “contorno” (figura 3.5) donde se muestra la construcción de los contornos para las condiciones dadas en el cuadro de diálogo principal, tener presente que en esta ventana en especial se observan los criterios de calidad, los valores mínimos y máximos de x_1 y x_2 para un valor de x_s , así como todos los resultados obtenidos en dicho cálculo, así se puede interpretar de una manera sencilla y detallada los resultados adquiridos por el programa.

Importante: Para más información sobre la utilización del programa consultar el manual de usuario de dicho software.

3.5 Ejemplos de ejercicios.

Ejemplo No.1 Reposición de una transmisión

Cuando se necesita reponer una transmisión se conocen con exactitud los números de dientes de las ruedas. Otros datos también generalmente conocidos, aunque con cierto error, son la distancia entre centros y el ángulo de inclinación del diente [17]. Así, por ejemplo, para diseñar una transmisión por engranajes cilíndricos de dientes rectos abierta con $z_1=35$, $z_2=64$ y $a_w=150$ mm se introducen en el formulario de la figura 3.1 estos datos.

En el evento “al salir” de cada una de las cajas de texto de estas variables se ha programado en el lenguaje Visual Basic para Aplicaciones el modelo matemático para la construcción no interactiva del Contorno de Bloqueo. Así, se construye el contorno obteniéndose las distancias entre centros mínima y máxima para módulo unitario ($a_{w\text{mínimo}_m=1}$ y $a_{w\text{máximo}_m=1}$). Seguidamente, se determinan los valores normalizados del módulo, si existiera más de uno, el sistema muestra una ventana con las opciones disponibles.

De esta manera, para los valores del ejemplo el sistema devuelve el valor del módulo igual a 3, facilitando así, en una primera etapa, el descifrado de la transmisión (figura 3.1). Se colorea además, la caja de texto de este parámetro, para destacar que en este caso, el módulo es una variable dependiente y no se tendrá en cuenta para el cálculo de la semejanza.

Se debe destacar que el tiempo que demora la correlación geométrica, mediante el modelo matemático desarrollado en esta investigación, se midió para diferentes combinaciones de números de dientes, parámetros de la herramienta y valores mínimos del espesor del diente y del factor de recubrimiento. En todos los casos este tiempo fue de aproximadamente medio segundo.

Después de acceder a la base de casos, se muestra en la interfaz gráfica de la figura 3.1 la transmisión de mayor semejanza recuperada.

Se observa que las diferencias fundamentales con la transmisión que se diseña son el ángulo de inclinación del diente y los coeficientes de corrección. Para adaptar la transmisión 4 mediante los coeficientes de corrección se abre la ventana de la figura 3.2. En la misma se muestra el Contorno de Bloqueo. Aquí, nuevamente se debe subrayar la velocidad de construcción del contorno, que este caso, es de aproximadamente un segundo.

En la parte superior de la figura 1.14, se indican las condiciones para las que fue construido el Contorno de Bloqueo. A la izquierda están plasmados los valores límites de x_1 y x_2 calculados para cada limitación geométrica y en el otra parte de la ventana se encuentra los criterios de calidad para la selección de los criterios de calidad.

En un análisis de las curvas que limitan el contorno del ejemplo estudiado, se observa que el mismo está restringido por la interferencia y el factor de recubrimiento solamente. La corrección sumaria, necesaria para insertar la transmisión en la distancia entre centros de 150 mm es de 0,518. Los coeficientes de corrección límites son:

$$x_{1\text{Mínimo}} = -0,568 \quad \text{y} \quad x_{2\text{Máximo}} = 1,087 \quad x_{1\text{Máximo}} = 0,954 \quad \text{Y} \quad x_{2\text{Mínimo}} = -0,435$$

Teniendo en cuenta que se diseña una transmisión abierta, la selección definitiva de x_1 y x_2 se toma con el objetivo de lograr la igualdad del deslizamiento específico entre los dientes: $x_1=0,306$ y $x_2=0,212$. En la figura 3.5 se muestra en color azul la mencionada curva introducida en el área gráfica.

Al concluir la corrección de las ruedas, se continúa la adaptación definitiva de la transmisión en el sistema CAD, modificando los planos de la transmisión recuperada de acuerdo a las dimensiones de la transmisión que se diseña. Seguidamente, de considerarse necesario, se comprueba en el sistema CAE y finalmente se almacena en la base de casos.

Ejemplo No. 2 Conversión de una transmisión del sistema Inglés al sistema métrico

La tarea de conversión del sistema Inglés al sistema métrico se realiza con cierta frecuencia en la industria [16]. En este caso, disponer del Contorno de Bloqueo resulta también de gran ayuda para el diseñador de engranajes. Los siguientes datos corresponden a una transmisión cerrada, diseñada en el sistema Inglés, que se necesita sustituir por otra transmisión en el sistema métrico.

$$a_w = 8'' \quad Pd = 4 \quad z_1 = 16 \quad z_2 = 48 \quad u_z = 3$$

Se asumen además, las mismas restricciones que se muestran en la figura 1.11

Una primera comprobación se puede hacer introduciendo en la interfaz gráfica principal los números de dientes y la distancia entre centros originales para saber si existe un módulo métrico normalizado, que permita solucionar la tarea sin alejarse demasiado de los parámetros geométricos de la transmisión original. Se debe destacar, que como se trata de una transmisión cerrada, la distancia entre centros no se debe modificar. Para ello, primeramente se calcula la distancia entre centros en milímetros:

$$a_w = 8 \cdot 25,4 = 203,2 \text{ mm}$$

En la figura 3.9 se observa que el valor del módulo necesario sencillamente no existe.



Figura 3.9. Cálculo del módulo métrico para la tarea de conversión

Aquí, nuevamente el sistema calculó las distancias entre centros mínima y máxima para módulo unitario y se comprobó la existencia de un valor normalizado del módulo. Existen otras formas de asegurar que no existe un valor normalizado del módulo para los datos procesados, sin embargo, se observa que con la correlación de los parámetros geométricos por medio de la construcción no interactiva del contorno, se llega a la conclusión anterior de una forma rápida y sencilla. A continuación, se calcula el módulo métrico equivalente de la transmisión:

$$m_{eq.} = \frac{25,4}{Pd} = \frac{25,4}{4} = 6,35 \text{ mm}$$

De esta manera, los valores del módulo métrico normalizado más cercanos al módulo equivalente son 6 y 7mm. Manteniendo los mismos valores de z_1 y z_2 , y utilizando nuevamente el Contorno de Bloqueo, se obtienen los valores límites que se muestran en la tabla 3.1

Tabla 3.1. Valores límites de a_w para módulo 6 y 7

M	$a_{w\text{mínimo}}$	$a_{w\text{máximo}}$
6	189.467	201.759
7	221.045	235.385

Del análisis de la tabla 3.1 se observa que no es posible mantener los números de dientes de la transmisión original, conservando la distancia entre centros de 203,2 mm. En la figura 1.19 se muestra el cálculo de los números de dientes utilizando la interfaz gráfica principal. Aquí el sistema calcula z_1 y z_2 por las ecuaciones 3.1 y 3.2 a partir de los datos introducidos. A continuación, se comprueba la correlación entre los parámetros geométricos con la construcción no interactiva del Contorno de Bloqueo.

En un análisis de los resultados mostrados en la figura 3.10, se concluye que ninguna de estas variantes es la solución ideal al problema propuesto. Así, el módulo 6 garantiza una relación de engranaje exactamente igual a la transmisión original, sin embargo, como este módulo es menor al equivalente, la resistencia a la fatiga por flexión volumétrica del diente disminuye. Por el contrario, la variante con módulo 7 debe garantizar sin problemas la resistencia de la transmisión, sin embargo, la relación de engranaje es mayor en 0,071 unidades.

m	6	mm	Uz	3	β	0	°
aw	203.2	mm	Z1	17	Z2	51	

m	7	mm	Uz	3.071	β	0	°
aw	203.2	mm	Z1	14	Z2	43	

Figura 3.10. Cálculo de los números de dientes

$$z_1 = \frac{2a_w \cos(\beta) \cos(\alpha_{wt})}{m(1 + u_z) \cos(\alpha_t)} \quad (3.1)$$

$$z_2 = \frac{2a_w \cos(\beta) \cos(\alpha_{wt})}{m(1/u_z + 1) \cos(\alpha_t)} \quad (3.2)$$

Se asume como solución la variante con módulo 7, considerando que la variación de la velocidad producida por la diferencia en la relación de engrane no afecta considerablemente el trabajo de la máquina accionada.

La selección de los coeficientes de corrección se realiza utilizando nuevamente el Contorno de Bloqueo (figura 3.11). En el área gráfica se han introducido las curvas de los indicadores de calidad de la transmisión. Se observa, que la recta que representa la transmisión corta las curvas de igualdad de deslizamiento específico y de igualdad del coeficiente de forma solamente. La curva del factor de recubrimiento máximo y las curvas que limitan la zona de contacto de un solo par de dientes no intersecan la recta de la transmisión, por lo que no es posible garantizar ninguno de estos indicadores de calidad. De esta manera se seleccionan definitivamente los coeficientes de corrección que corresponden a la igualdad del deslizamiento específico: $x_1=0,479$ y $x_2=0,084$ con $x_s=0,583$.

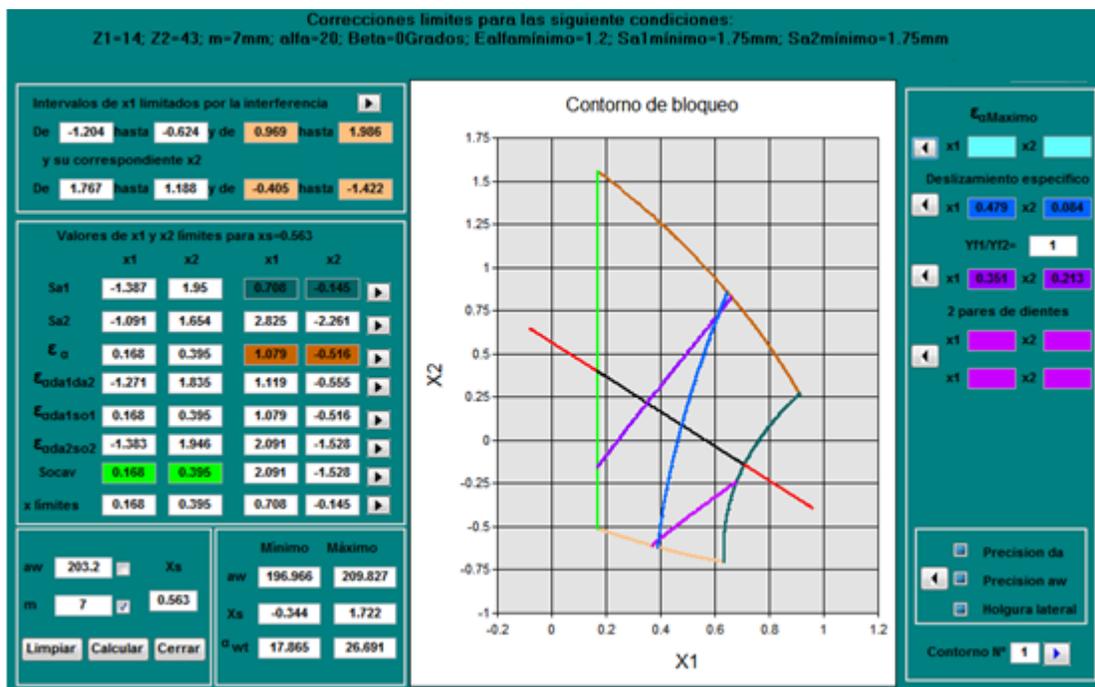


Figura 3.11. Cálculo del módulo métrico para la tarea de conversión

Seguidamente, se accede a la base de casos recuperándose la transmisión número 76 (figura 3.12).

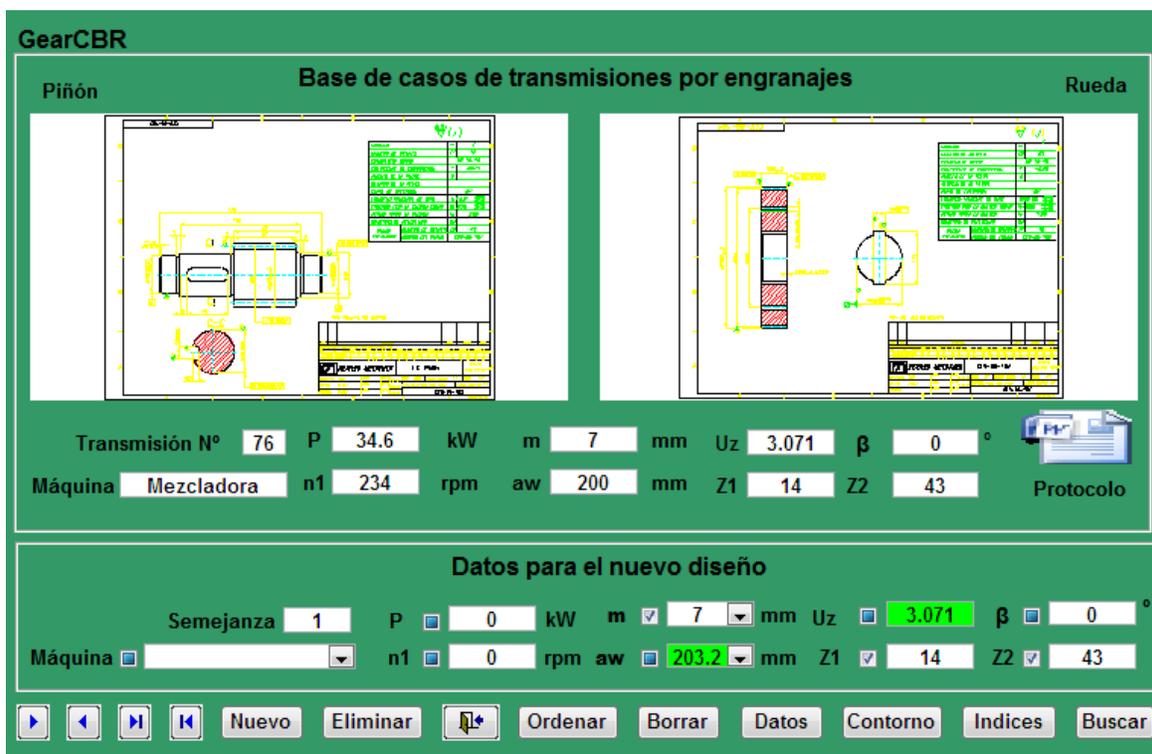


Figura 3.12. Recuperación de casos para el segundo ejemplo

Aquí nuevamente, la transmisión recuperada se modifica en el sistema CAD de acuerdo a las características de la transmisión en el sistema Inglés original. Seguidamente se verifica en el sistema CAE la resistencia y por último se almacena en la base de casos.

Ejemplo No.3 Números de dientes mínimo y máximo

Cuando se necesita determinar los números de dientes mínimo y máximo de las ruedas. Lo cual es otro resultado interesante de la construcción automatizada y no interactiva del contorno de bloqueo. Es decir, el sistema responde fácilmente la pregunta ¿Cuáles son los números de dientes mínimos y/o máximo para las restricciones que se asignen en el formulario de la figura 3.1?

En la tabla 3.2 se muestran los números de dientes mínimos y máximos para diferentes normas de la cremallera de referencia, [15] obtenidos con el sistema, para las restricciones indicadas en la figura 3.1. Aquí, al introducir los números de dientes, el sistema construye el

contorno. Si la zona válida no existe, significa que la combinación de números de dientes no puede utilizarse cumpliendo las restricciones que se indican en el formulario de la figura 3.1 y se emite un mensaje de error.

Tabla 3.2 Números de dientes mínimos

$z_{1\text{Mínimo}}$	$z_{2\text{Mínimo}}$	ha^*	c^*	ρ^*	α
$z_{1\text{Máximo}}$	$z_{2\text{Máximo}}$				
12	13	1	0,157	0,47	14,5°
71	71				
12	12	1	0,25	0,38	20°
1073	1073				

Otras aplicaciones del método de los Contornos de Bloqueo

Varios autores afirman que la máxima resistencia a la fatiga superficial de una transmisión se logra cuando es máximo el radio de curvatura en el polo de engranaje. Esta situación tiene lugar cuando se utiliza la distancia entre centros máxima posible de la transmisión. Así, por ejemplo, en la figura 3.13 se muestra la posición de la mencionada recta para las restricciones mostradas en la figura 3.1 y los parámetros siguientes:

$$a_w = a_{w\text{máxima}} = 100,9 \text{ mm} \quad m = 3 \quad z_1 = 22 \quad z_2 = 42 \quad \beta = 0$$

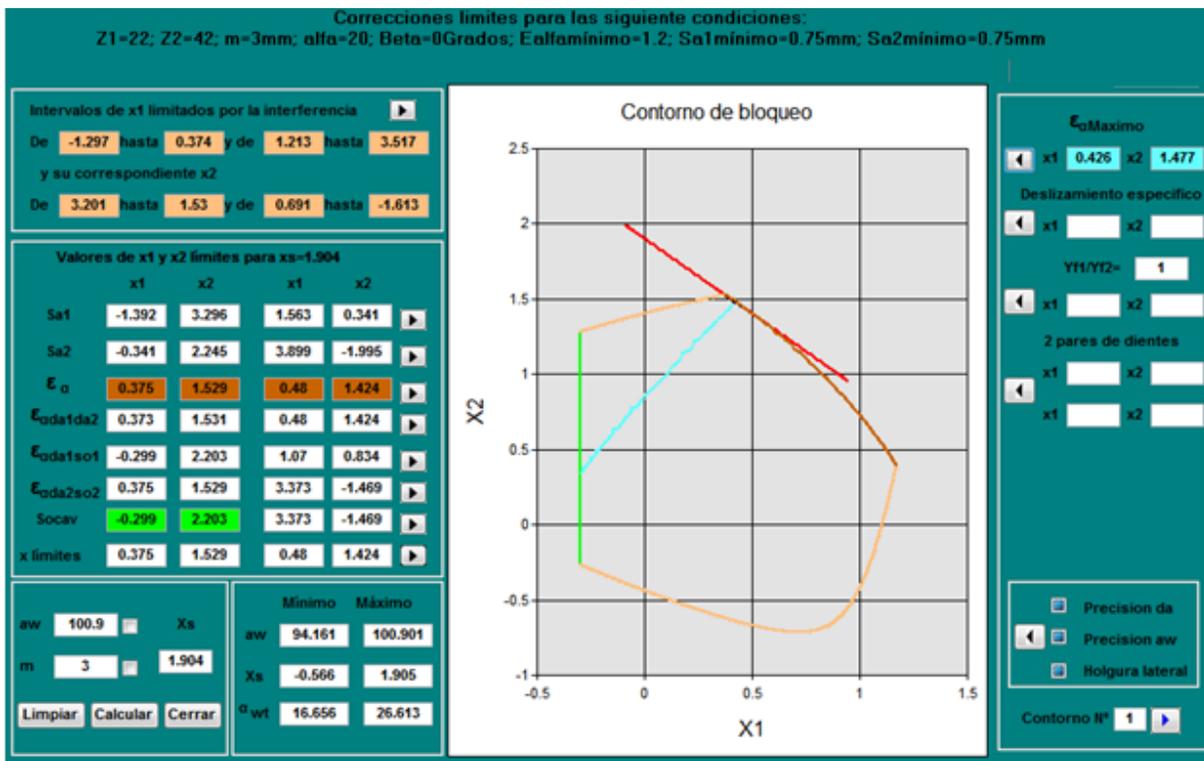


Figura 3.13 Contorno de Bloqueo para máxima resistencia al contacto

Se observa que en este caso los coeficientes de corrección límites son:

$$x_{1\text{Mínimo}} = 0.375 \quad \text{y} \quad x_{2\text{Máximo}} = 1.529 \quad x_{1\text{Máximo}} = 0,480 \quad \text{y} \quad x_{2\text{Mínimo}} = 1.424$$

Para $x_1=0,426$ y $x_2=1,477$ es máximo el factor de recubrimiento.

En la práctica la aplicación de la corrección anterior es bastante improbable, ya que la distancia entre centros en transmisiones cerradas generalmente se restringe a una serie de números preferidos. No obstante, se debe destacar que si no se dispone de la construcción automatizada del contorno, para cualquier variedad de números de dientes y parámetros de la herramienta, la corrección anterior sencillamente no se puede realizar.

Otros autores recomiendan utilizar en transmisiones cerradas, cuando la distancia entre centros está restringida a valores normalizados, los coeficientes de corrección que garantizan dos pares de dientes en contacto en el polo de engranaje. En este caso, disponer del Contorno de Bloqueo resulta también de gran ayuda. Así, por ejemplo, en la figura 3.14 se muestra el Contorno de Bloqueo para $z_1=20$ y $z_2=50$ y las restricciones indicadas en el formulario de la figura 3.14

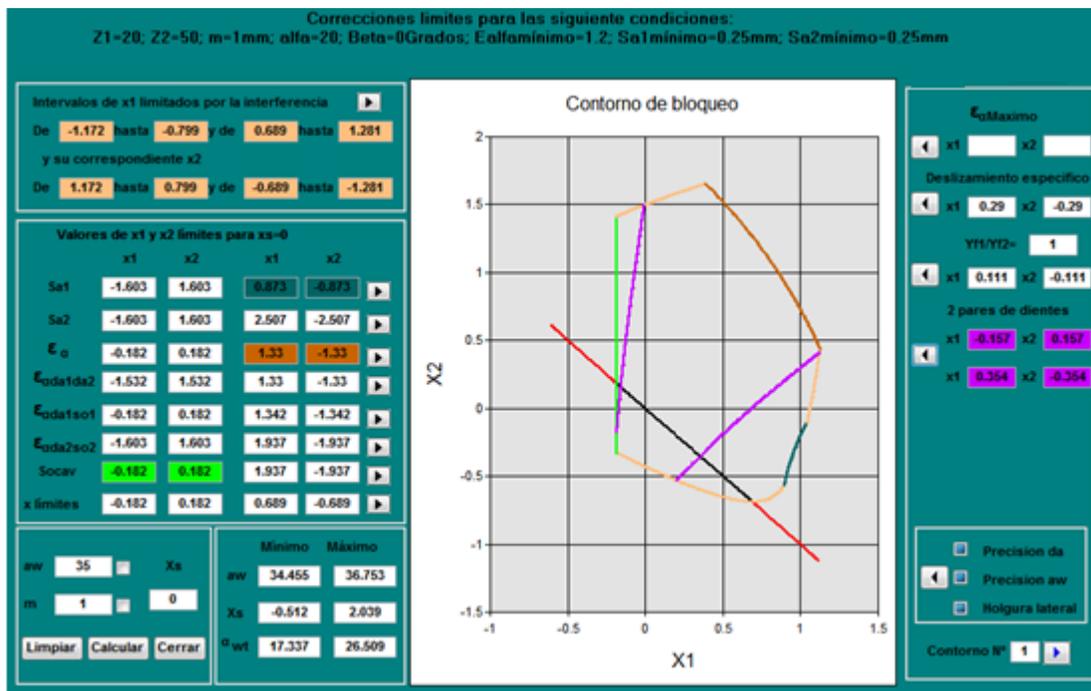


Figura 3.14 Zonas de engranaje de dos pares de dientes

Se observa, que para la transmisión con $a_w=36$ mm, existen dos intervalos donde se puede garantizar el contacto entre dos pares de dientes en el polo de engranaje. De $x_1=-0.182$, $x_2=0,182$ limitado por el socavado en el piñón a $x_1=-0.157$, $x_2=0.157$ y de $x_1=0,354$, $x_2=-0,354$ a $x_1=0,689$, $x_2=-0,689$ limitado por la interferencia.

Aunque ambos intervalos garantizan dos pares de dientes en el polo de engranajes, es evidente que no se debe utilizar el primero de ellos, ya que aquí el diente del piñón resulta debilitado por la corrección negativa. La solución buscada se toma entonces en el segundo intervalo.

3.6 Conclusiones parciales:

1. La elaboración del manual de usuario para el programa GearCBR, detalla cada paso para su utilización garantizando un entendimiento sencillo al estudiante.
2. Mediante los ejemplos de ejercicios se puede crear un método de aprendizaje que posibilita interactuar directamente con el programa, con el fin que el usuario adquiera habilidades en el uso del software, probando su validez en el diseño de una nueva transmisión de engranaje cilíndricos de contacto exterior o su reposición, así como en la conversión de un sistema medidas a otro.

CONCLUSIONES GENERALES:

1. Del estudio bibliográfico realizado sobre las transmisiones por engranajes y del estado actual de la aplicación del método de los contornos de bloqueo se comprobó que este método ofrece todas las posibilidades de síntesis de las transmisiones por engranajes desde el punto de vista de los coeficientes de corrección, aunque de forma gráfica, estableciendo los parámetros geométricos, pero sin conocer el valor exacto de los coeficientes de corrección del piñón y de la rueda.
2. En la actualidad el desarrollo de esta técnica ha estado encaminada fundamentalmente a su automatización. Aunque los software referenciados en la bibliografía presentan limitaciones, al precisar de la interacción con el diseñador para la obtención del contorno. Asimismo, utilizan la altura aproximada del perfil evolvente del diente de la herramienta y no consideran las tolerancias de fabricación de las ruedas.
3. El modelo matemático desarrollado por Robert Hernández supera las limitaciones anteriores y permite la utilización analítica del método de los Contornos de Bloqueo para establecer la dependencia entre los parámetros geométricos de una transmisión por engranajes cilíndricos con contacto exterior.
4. La automatización del modelo matemático desarrollado y su implementación en el Sistema GearCBR abre otras perspectivas de su utilización en la enseñanza y profundización del conocimiento del tema de diseño de engranajes.
5. La elaboración del manual de usuario permite una mejor comprensión por parte del estudiante al interpretar y utilizar el programa para fines docentes o de la industria.
6. La variedad de ejercicios docentes posibles a realizar con el Sistema GearCBR, (diseño de una nueva transmisión, reutilización de una existente, determinación del número máximo de dientes, conversión del diseño desde diferentes sistemas de medidas, etc) lo convierte en una poderosa herramienta para el análisis y perfeccionamiento del conocimiento sobre el diseño de engranajes.

RECOMENDACIONES:

- Valorar el uso de otras herramientas computacionales, en ambiente CAD, que facilite la programación gráfica de los contornos de bloqueo de manera que amplie sus posibilidades prácticas.
- Ampliar los procedimientos de aplicación del método de los contornos de bloqueo con vista a extender esta aplicación a otros tipos de engranajes.

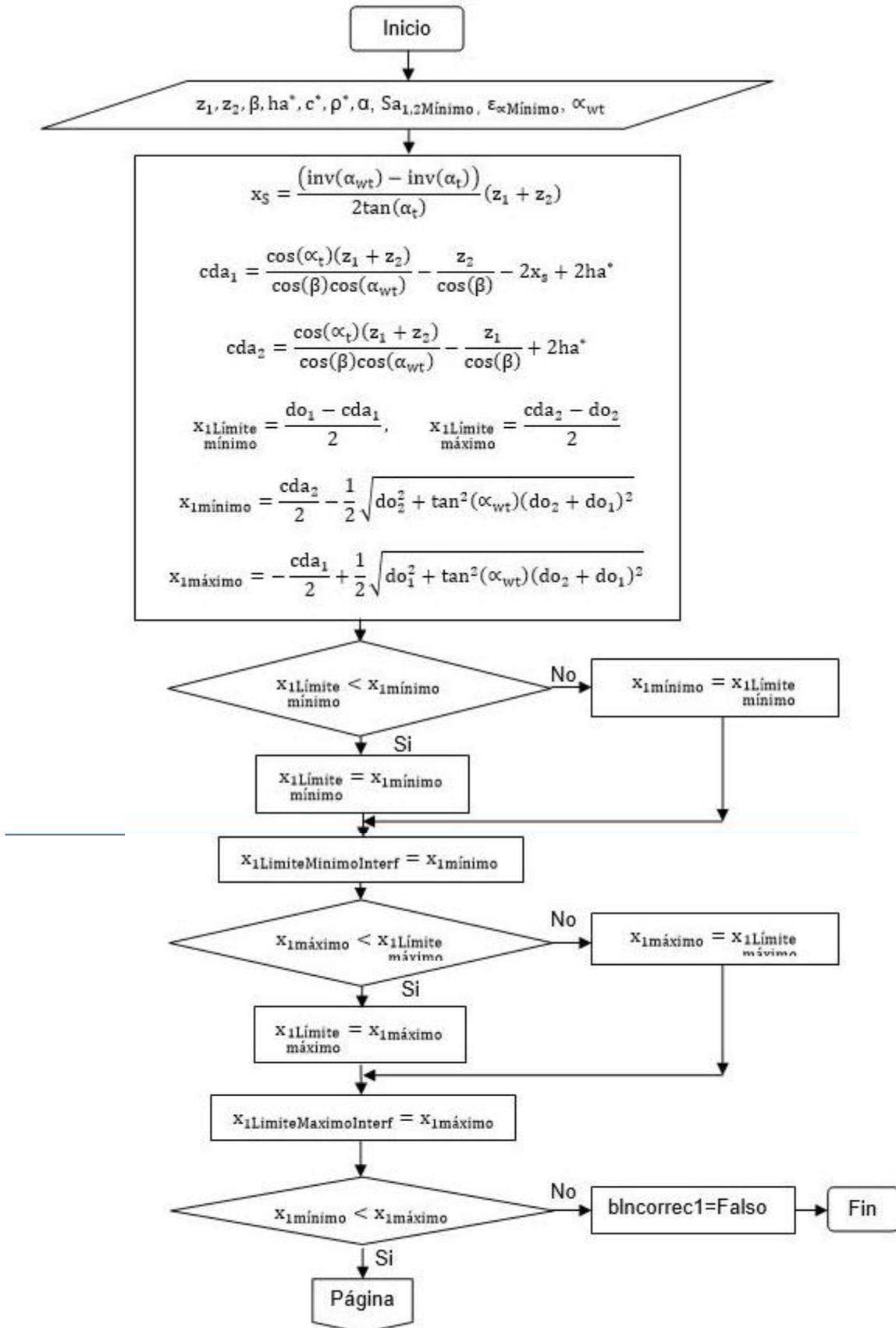
BIBLIOGRAFÍA:

1. Autodesk Autocad Mechanical [en línea] [Consultado el 5 de julio 2012] Disponible en: <http://usa.autodesk.com/autocad-mechanical/>
2. Autodesk Inventor [en línea] [Consultado el 5 de julio 2012] Disponible en: <http://docs.autodesk.com/INVPRO/2010/ENU/Autodesk%20Inventor%202010%20Help/>
3. Bandini, S. Manzoni, S. "Modeling Core Knowledge and Practices in a Computational Approach to Innovation Process" En: *Model-Based Reasoning: Science, Technology, Values* Kluwer New York: Academic Press 2002 p. 369-390.
4. Bandini, S. "Towards Core Knowledge Management: Challenges from Motosports" En: *23rd International Congress on FEM Technology*, Bonn, Germany, 2005 p.1-10.
5. Bardasz, T. Zeid, I. "Cognitive model of memory for mechanical-design problems" *Computer Aided Design* 1992 Vol. 4, N° 6 p. 327-342.
6. Baxter, D. Gao, J. Case, K. Harding, J. Young, B. Cochrane, S. Dani, S. "An Engineering Design Knowledge Reuse Methodology Using Process Modelling" *Research in Engineering Design*. 2007, vol. 18, n°1, p. 37-48.
7. Becerra, A. M. Moya, J. L. Chagoyen, C. A. Moreno, D. A. Velazquez, J. A. Rivera, V. B. "Aplicaciones de los Sistemas Basados en el Conocimiento al Diseño y Descifrado de Reductores de Ciclo para la Industria Azucarera" *Centro Azúcar* 2007, N° 2 p.1-8..
8. Bolotovskii, I. A. Bezrukov, O. F. Vaciliev, B. I. *Cálculo Geométrico de Transmisiones de Perfil Evolvente por Engranajes y por Tornillo Sin Fin*. 2da Edición, Original en Ruso, Moscú: Construcción de Maquinarias 1986, 444 p.p. 28-138.
9. Bonissone, P. Varma, A. "Predicting the Best Units within a Fleet: Prognostic Capabilities Enabled by Peer Learning, Fuzzy Similarity, and Evolutionary Design Process" En: *The 14th IEEE International Conference on Fuzzy Systems FUZZ '05*, Reno , USA, 2005 p. 312-318.
10. Budynas–Nisbett *Shigley's Mechanical Engineering Design* Eighth Edition EEUU: McGraw-Hill 2008 p.652-758.
11. Burden, R. L. Faires, J. D. *Análisis Numérico*. 7da Edición, Traducido por: Palmas, O., Méjico: Thomson Learning 2002, 831 p.p. 55-65.
12. Cheetham, W. "Case-Based Reasoning for General Electric Appliance Customer Support" En: *18th conference on Innovative applications of artificial intelligence*, Boston, Massachusetts, USA 2006 Vol 2 p. 1700-1704.

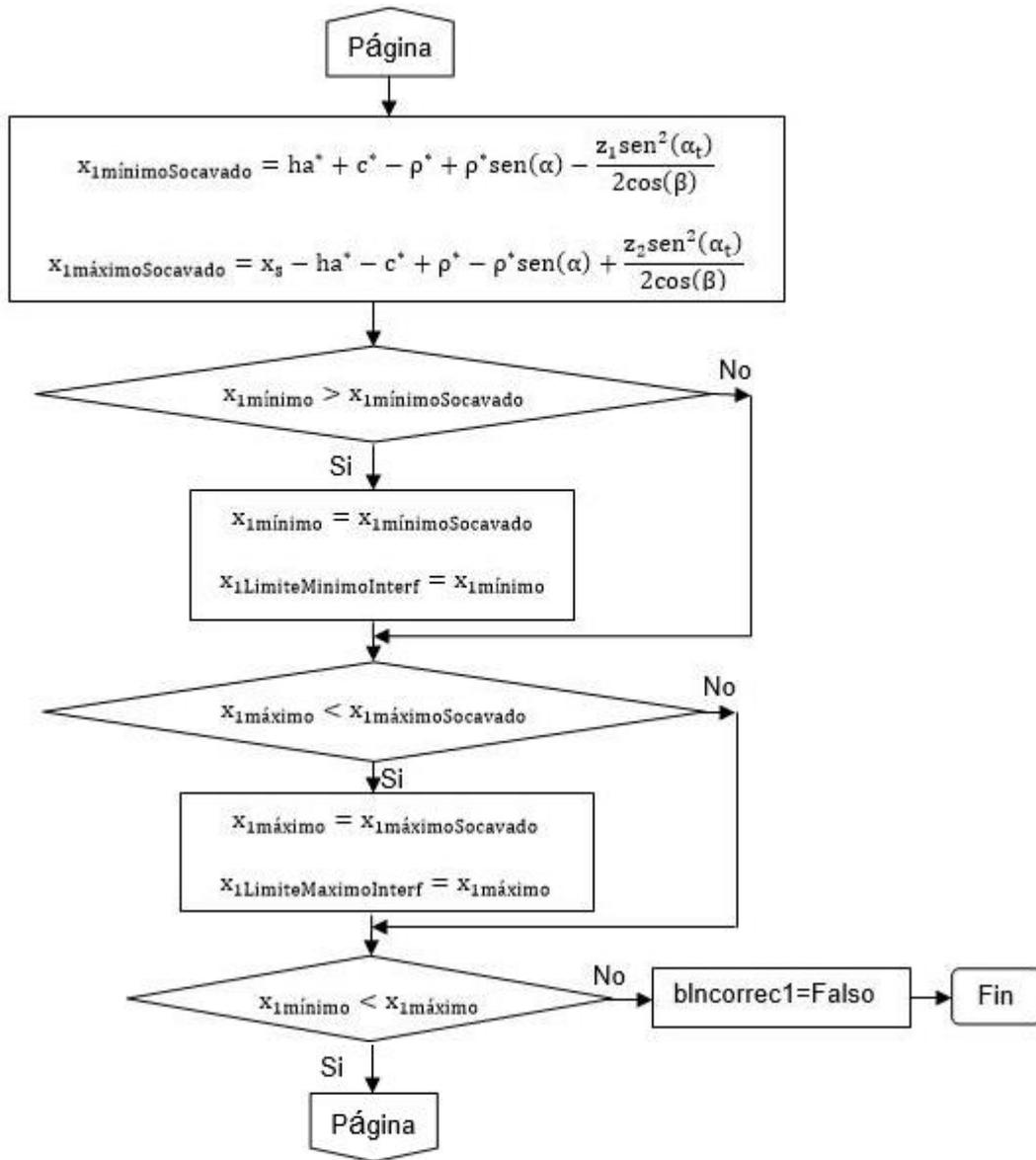
13. Chougule R.G. Ravi, B. "Web Based Preliminary Process Planning of Cast Components" En: *International Conference on e-manufacturing*, Bhopal, India, 2002.
14. Goldfarb, V. I. Tkachev, A. A. "New Approach to Computerized Design of Spur and Helical Gears." *Gear Technology*. 2005, vol. 22, nº 1, p. 27-32. .
15. GOST. Transmisiones por Engranajes Cilíndricas de Perfil Evolvente con Contacto Exterior. *Calculo Geométrico*. GOST 16532-70, URSS 1970.
16. Hernández-Ortega, R. Chagoyén Méndez, C. A. Fernández-Castañeda, F. Moya-Laureano, "Cálculo de los coeficientes de corrección límites para el factor de recubrimiento, socavado e interferencia en las transmisiones por engranajes cilíndricos con contacto exterior" En: Evento Internacional COMEC 2012. Santa Clara. Cuba.
17. Hernández-Ortega, R. Chagoyén Méndez, C. A. Fernández-Castañeda, F. Moya-Laureano, J. "Correlación automatizada de parámetros geométricos mediante contornos de bloqueo en engranajes cilíndricos con contacto exterior" *Ingeniería Mecánica*. 2013, Vol. 16, Nº 1, p. 72-82.

ANEXOS

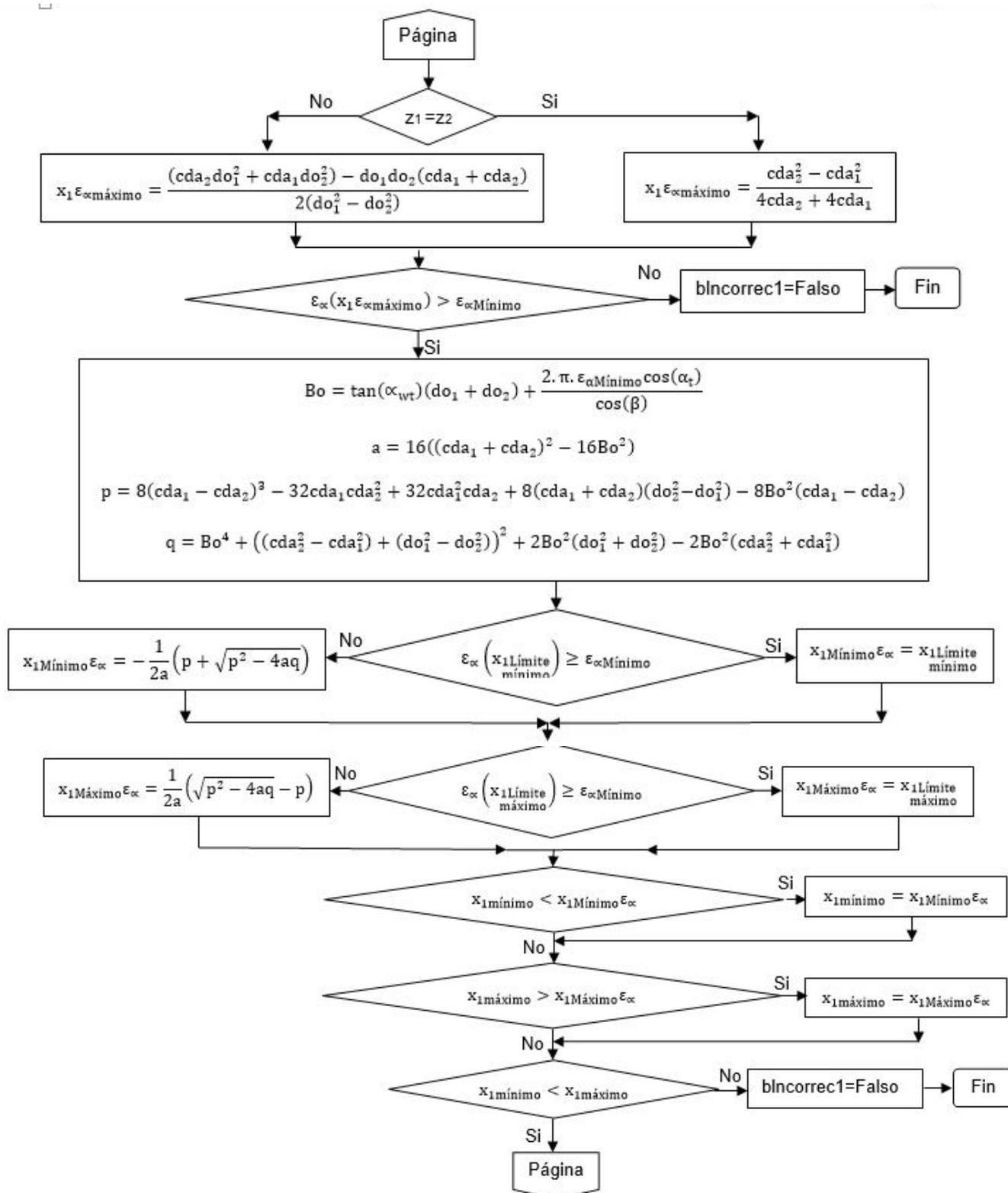
Anexo 1. Obtención de los valores límites matemáticos de x_1



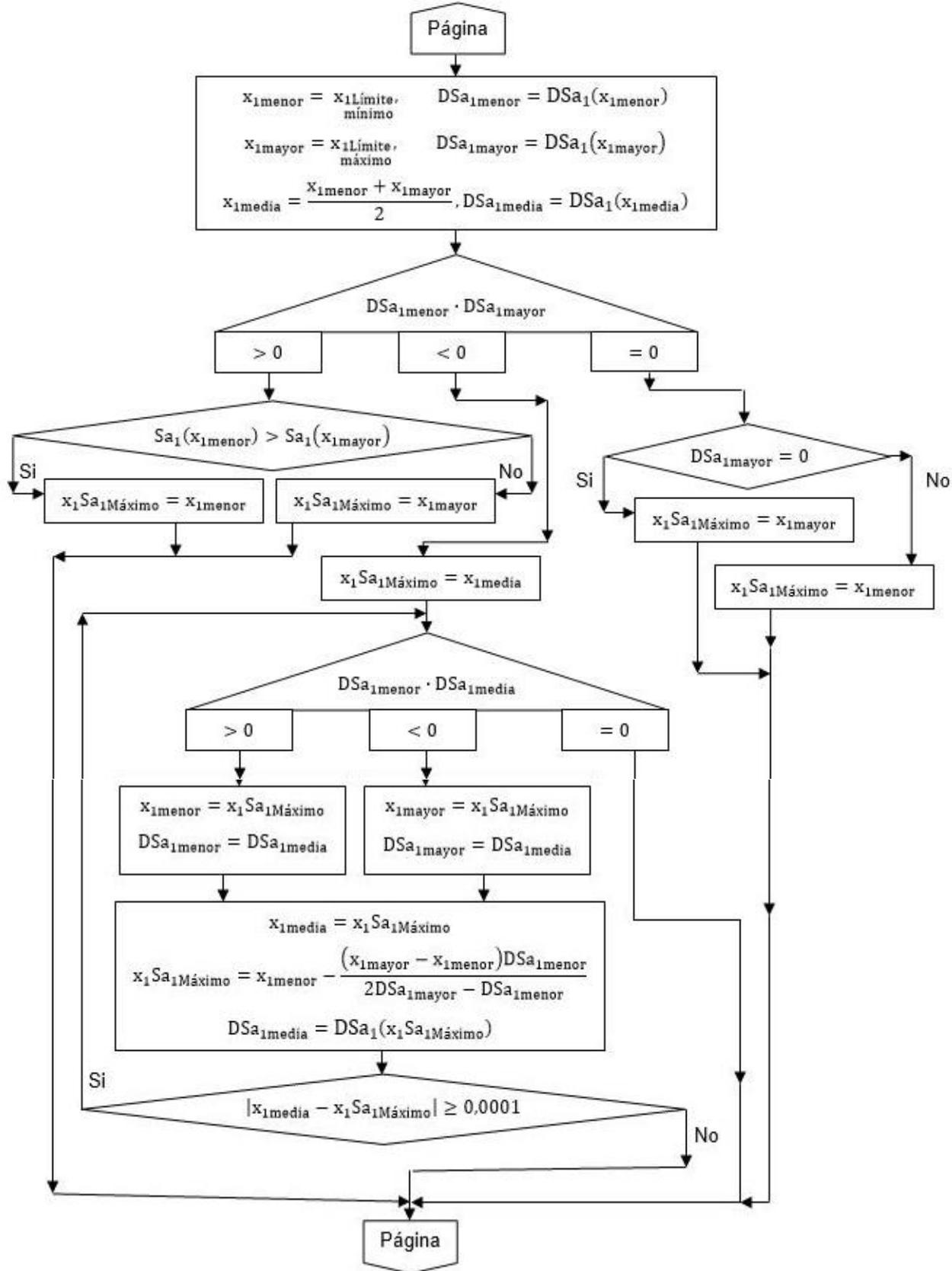
Anexo 2. Límites de x_1 para el socavado



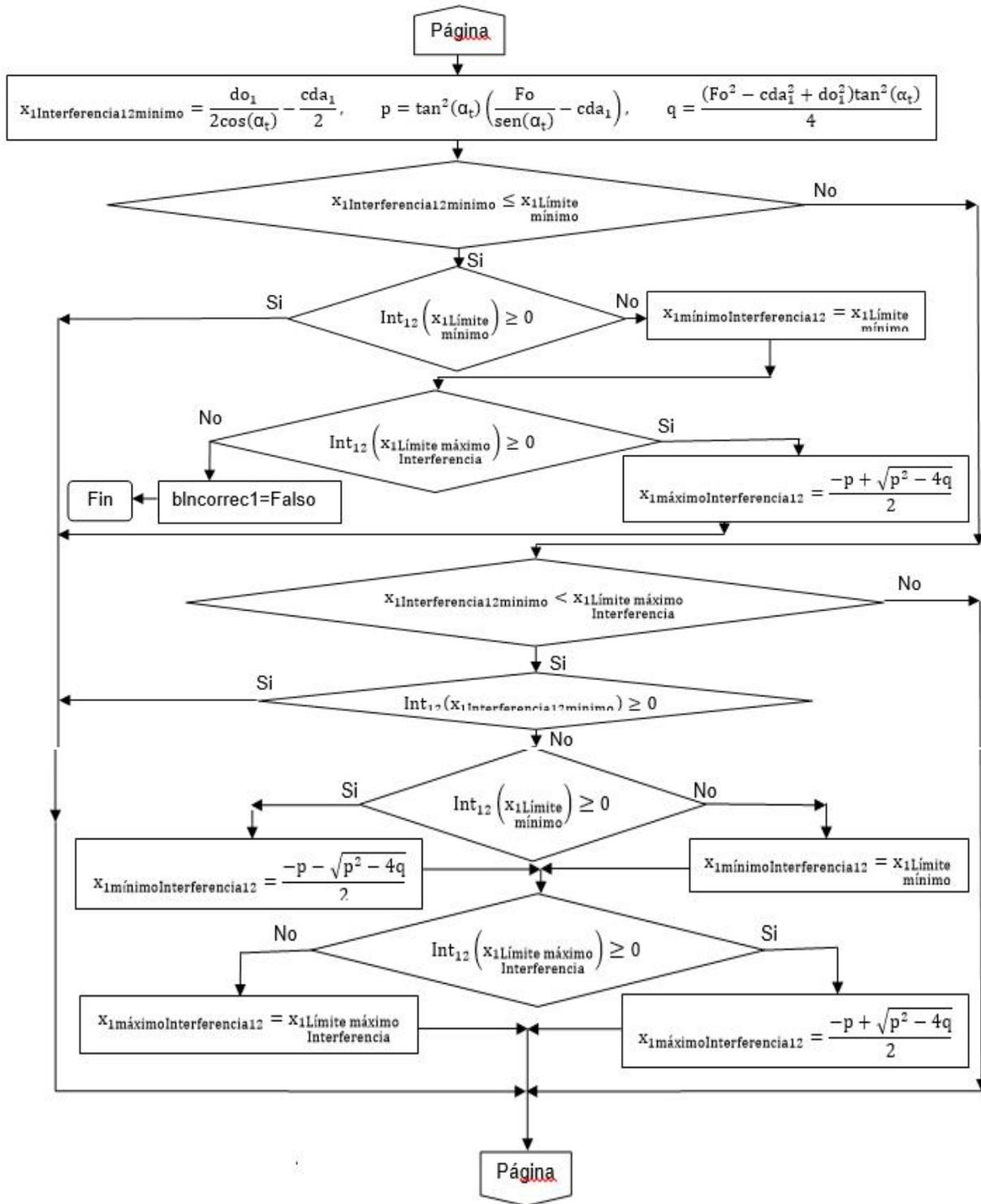
Anexo 3. Obtención de los valores de límites de x_1 para el factor de recubrimiento

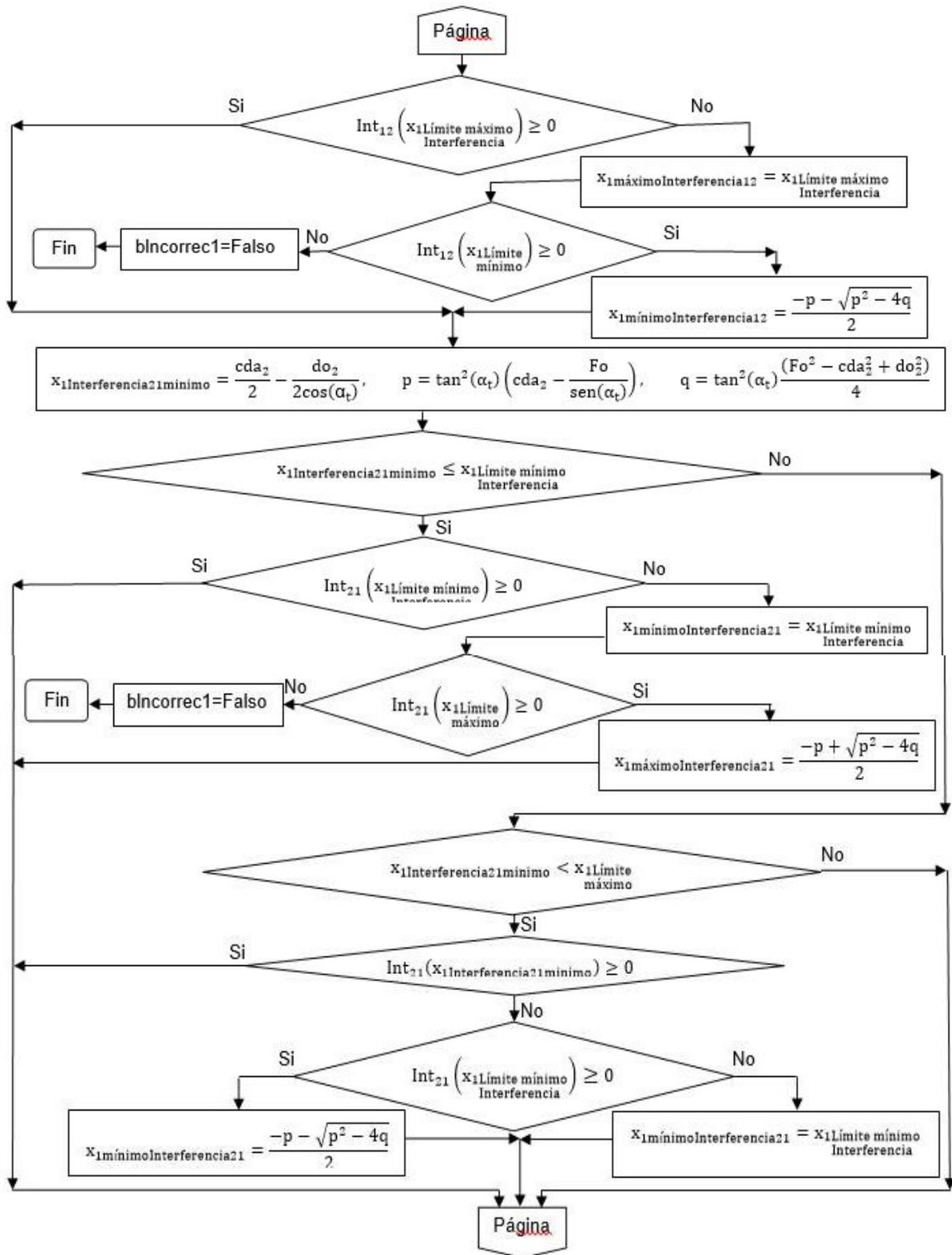


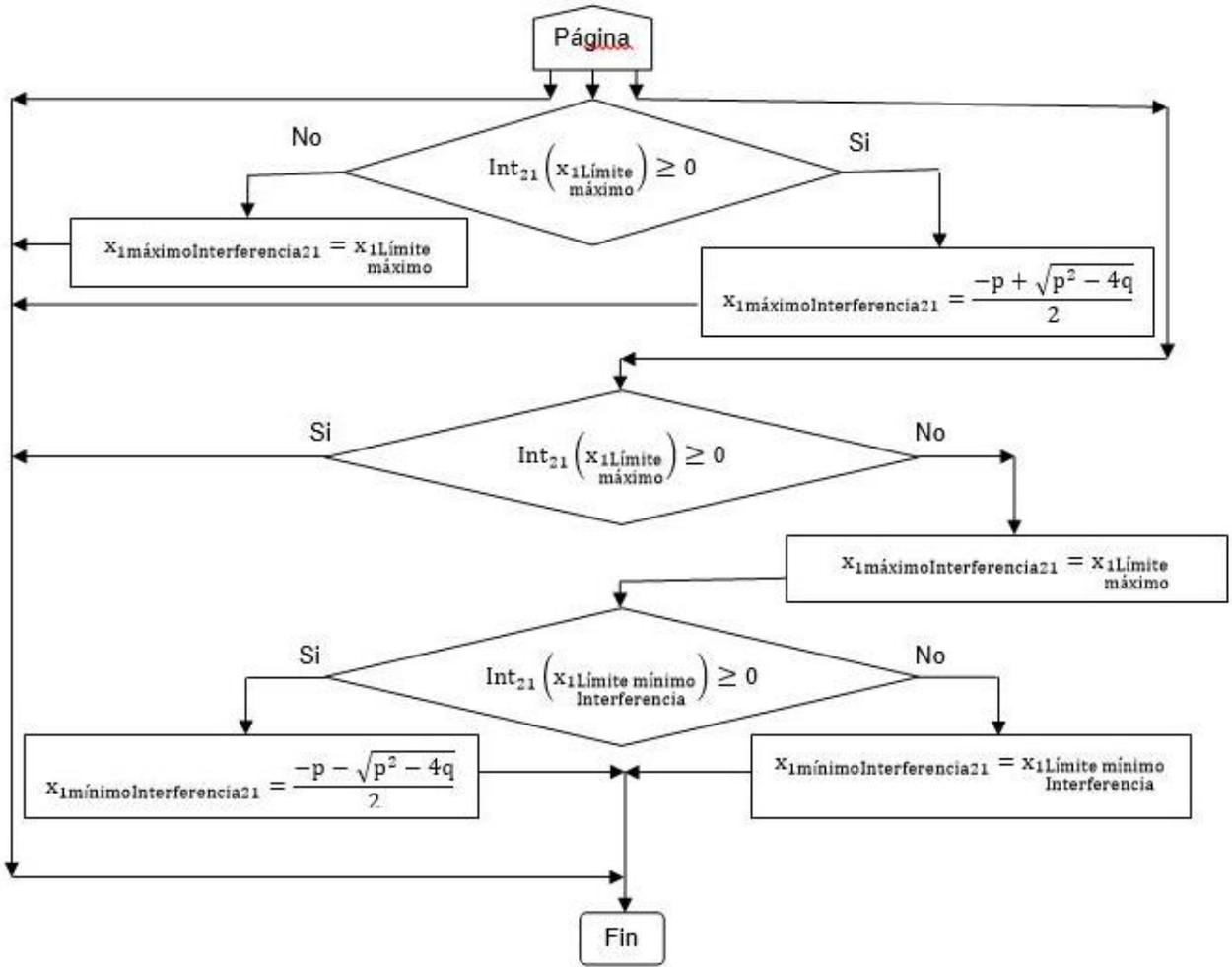
Anexo 4. Obtención de los valores de límites de x_1 para el espesor del diente



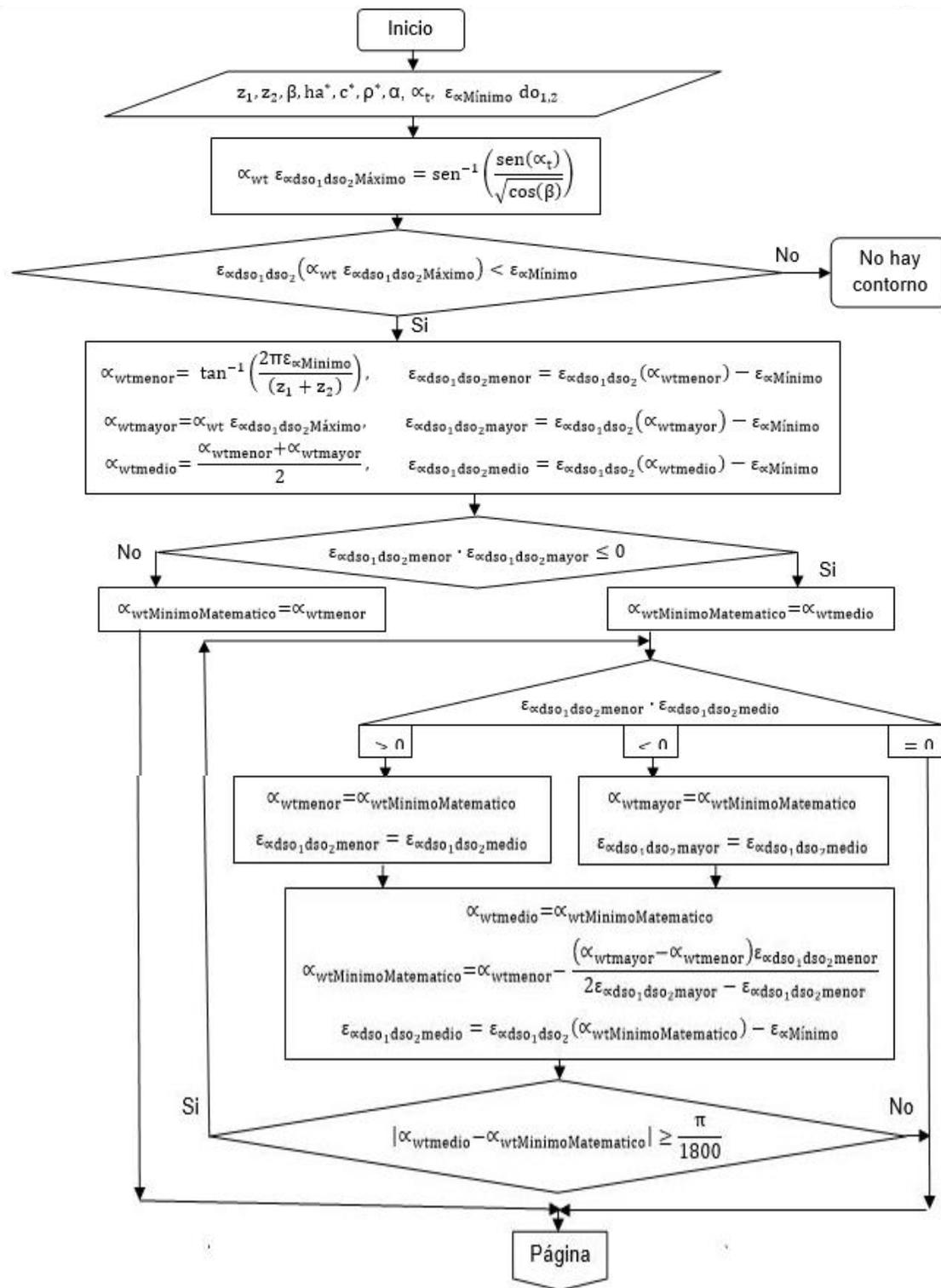
Anexo 5. Obtención de los valores de límites de x_1 para la condición de interferencia

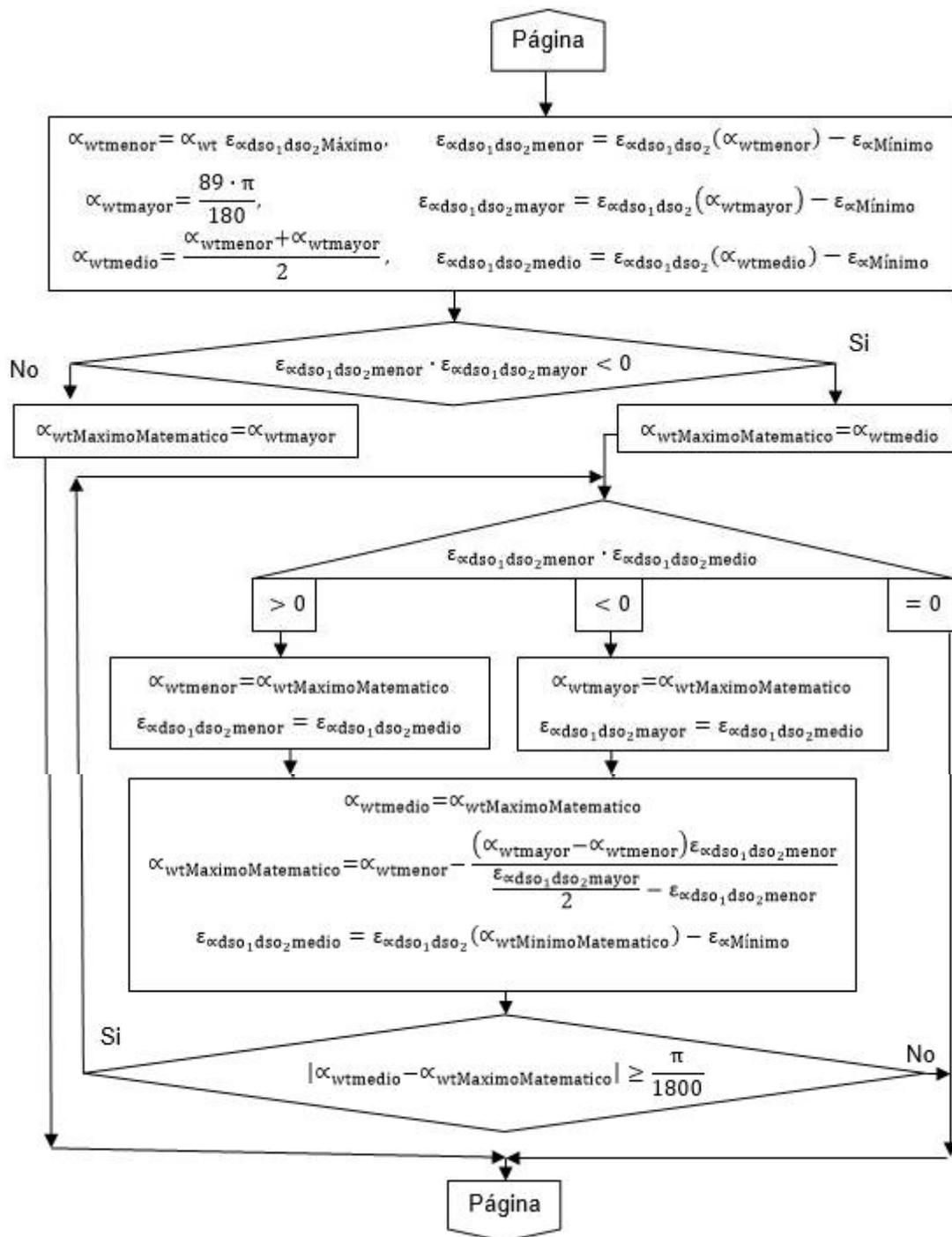






Anexo 6. Obtención de los límites matemáticos del ángulo de presión





Anexo 7. Obtención de los límites del ángulo de presión

