

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE INGENIERIA

**ANALISIS ELASTOSTATICO DE DIENTES DE
ENGRANE MEDIANTE COMPUTADORA**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
PRESENTAN:**

**VICENTE ALFONSO FERIA KAISER
JUAN CARLOS ANTONIO JAUREGUI CORREA**



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

INDICE

	Pag.
PROLOGO	i
1. GEOMETRIA DE LOS ENGRANES	
1.1 Introducción, antecedentes y panorámica del estado de la tecnología	1
1.2 Terminología de los dientes de engrane de involuta o envolvente	9
1.3 Trazo automático del diente de involuta	17
2. ANALISIS ELASTICO DE ESFUERZO Y DEFORMACION	
2.1 Introducción	20
2.2 Ecuaciones de la elasticidad lineal	21
2.3 Métodos para la solución del problema de esfuerzo	24
3. DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE ENGRANE MEDIANTE EL METODO DE ELEMENTO FINITO	
3.1 Breve descripción del método	28
3.2 Preprocesadores. Generación de la malla	32
3.3 Posprocesadores. Representación gráfica de esfuerzo y de deformación	34
3.4 Ejemplos	36
CONCLUSIONES	92
APENDICE	93
BIBLIOGRAFIA	113

PROLOGO

El presente trabajo es una muestra de las técnicas modernas que se utilizan en el diseño, que, en su conjunto, se conocen como CAD (Cálculo Automatizado para el Diseño). Estas técnicas se encuentran en pleno desarrollo a nivel mundial.

El trabajo comprende tres capítulos, correspondiéndole el primero al diseño geométrico del engrane. En la computadora se realizaron los cálculos y dibujos requeridos por el perfil del diente de engrane, operaciones que, generalmente, resultan muy laboriosas para el diseñador. Además, se optó por realizar varias tareas en corto tiempo, ya que se emplearon diferentes datos de engranes destinados a distintos problemas de diseño.

El segundo capítulo es un resumen de la teoría de la elasticidad lineal, así como de los diferentes métodos aplicados al diseño, que se han desarrollado a través de los años con miras a resolver problemas de resistencia de materiales. La inclusión de este tema tiene por objeto plantear la teoría básica que se utiliza en el análisis de dientes de engrane, al mismo tiempo que mostrar métodos alternativos, que se usan en el estudio de estos problemas.

En el tercer capítulo se analiza el estado de esfuerzo y deformación en dientes de engrane, para lo cual se utilizó el método del Elemento Finito. Se describe, brevemente, el método y se incluyen los programas empleados en la solución de este análisis, y algunos ejemplos del mismo.

El trabajo también persigue difundir el CAD entre los diseñadores, empleado como una herramienta auxiliar que disminuye el tiempo que se invierte en cálculos y dibujos, que se realizan manualmente, tiempo que puede destinarse a la parte creativa del diseño, además de que el CAD ofrece al diseñador múltiples posibilidades para el diseño óptimo.

Por último, agradecemos al Dr. Jorge Angeles Alvarez, al Dr. Victor H. Muciño Quintero, al M. I. Angel Rojas Salgado y a las personas que nos brindaron consejo, cooperación y estímulo, a lo largo del desarrollo del trabajo

1. GEOMETRIA DE LOS ENGRANES

1.1 Introducción, antecedentes y panorámica del estado de la tecnología. En la actualidad es imposible concebir la mecánica sin pensar en los engranes, ya que están presentes en casi toda la maquinaria moderna conectados en trenes de engranes, que constituyen así sistemas de transmisión de potencia mecánica.

Un tren de engranes es un acoplamiento que se utiliza para transmitir potencia mecánica de un eje a otro.

Los engranes cilíndricos rectos son ruedas dentadas que transmiten potencia mecánica entre ejes paralelos. Se llaman así porque su superficie de paso es cilíndrica y sus dientes son superficies regladas, cuyas generatrices son paralelas al eje del cilindro.

De las muchas formas de dientes, solamente se han estandarizado dos: la cicloide y la involuta.

Estas curvas se empezaron a investigar con la llegada del Renacimiento, correspondiéndole a Nicholas Cusa estudiar por primera vez, en 1451, la curva cicloidal, y a Albrecht Dürer, poco tiempo después, descubrir la curva epicicloidal [15]. Dentro de las muchas áreas que Leonardo da Vinci estudió sobre la mecánica, se interesó por los perfiles para dientes de engrane. Pero fue hasta el surgimiento de la ciencia moderna, en el siglo XVII, con Galileo, Torricelli y otros de esa época, cuando se estudiaron las propiedades de la familia de las curvas cicloidales.

Debido a la demanda de engranes, principalmente de los fabricantes de relojes, fue necesario la invención de máquinas cortadoras, surgiendo en 1540 la primera cortadora rotatoria de engranes, construida en España por Juan Torriano [15].

El primer engrane con dientes epicicloidales fue fabricado en Francia entre 1644 y 1661, por Gérard Desargues; ahí mismo, Nicholas Bior, a finales del siglo XVII, construyó cortadores rotatorios con curvas cóncavas [15].

La aplicación sistemática y matemática de la cicloide de un diente de engrane fue realizada por primera vez por Phillippe de la Hire, en 1694 [15], sen-

GOMETRIA DE LOS ENGRANES

tando así los principios geométricos del diseño de engranes. Estos principios son:

1. Asegurar presión y movimiento uniformes.
2. Diseñar los dientes de tal forma que deslicen, evitando, en lo posible, la fricción.
3. Garantizar que, si un diente de engrane está formado por una epicicloide exterior, descrita por cualquier círculo generador, el diente del seguidor sea una porción de una epicicloide interior, descrita por el mismo círculo generador.

Además, de la Hire consideró a la involuta como la mejor cicloide exterior, debido a que reconoció que es un caso especial de la epicicloide.

El matemático suizo, Leonhard Euler, en el siglo XVIII [15] planteó dos métodos, uno aproximado y otro exacto, para construir la figura de un diente de engrane, y demostró matemáticamente que la curva ideal de un diente de engrane es la involuta. A este científico se le considera el padre de los dientes de involuta [15].

Algunos fabricantes, como el sueco Christopher Polhem, los ingleses Tomás Reid y Henry Hindley y el francés Samuel René seguían fabricando máquinas cortadoras para engranes sin tener en cuenta las aportaciones de Euler (Fig. 1.1.1).

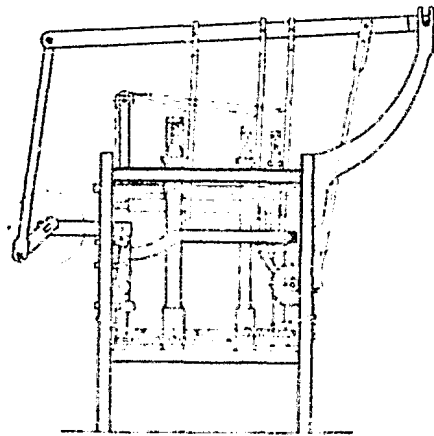


Fig. 1.1.1 Cortadora de engranes de Polhem, 1729.

GEOMETRIA DE LOS ENGRANES

Algunas de las características de la máquina de Hindley eran: la utilización de un micrómetro en el tornillo de profundidad, un cabezal divisor y un plato para fabricar engranes hasta de doce pulgadas. La de René tenía cortadores parecidos a los que actualmente se utilizan en las fresadoras modernas, pero sin una forma definida.

Con estas máquinas se lograron resolver dos de los grandes problemas que tenían los fabricantes de relojes de aquel entonces: el del alineamiento cuidadoso del eje del cortador con el eje del engrane, y el de la forma del cortador, para dar el mejor perfil del diente.

Otro gran problema que se presentaba era la graduación precisa del plato divisor, que en parte fue resuelto por Thompion en 1676, y Bird en 1740. Finalmente, Marie-Joseph Louis, Duque de Chaulnes, en 1768 dio las bases reales para la división precisa del círculo [15] .

Con la Revolución Industrial, los fabricantes de engranes se vieron en la necesidad de proveer no únicamente a los fabricantes de relojes, sino a los nuevos constructores de maquinaria, además. Simultáneamente, los diseñadores se enfocaron al estudio de las formas de los engranes que ofrecieran mayor eficiencia, como John Hawkins, quien determinó algunas de las características de los dientes de involuta:

1. En un diente de involuta hay más de un diente en contacto al mismo tiempo, por lo que las deformaciones se distribuyen.
2. Se disminuye el deslizamiento entre dos dientes y hay mayor superficie en contacto.

El primero en diseñar un engrane helicoidal fue James White, en 1812, quien combinó un engrane cónico con el engrane espiral de Robert Hooke. Tiempo después, Robert Willis realizó un diseño aproximado de los engranes helicoidales de Hooke. Willis también mostró que la reacción en dientes de involuta podía ser minimizada ajustando los centros de los engranes, y en 1838 dio a conocer las tablas para trazar dientes de involuta e inventó el primer odontógrafo, enseñando cómo debían hacerse estos graficadores [15] .

En esa época, John George Bodmer patentó una máquina cortadora de engranes similar a las fresas actuales (figura 1.1.2).

La primera máquina cortadora de engranes de involuta fue construida por Joseph Whitworth, entre 1834 y 1844. Esta máquina utilizaba un cabezal divisor [15] .

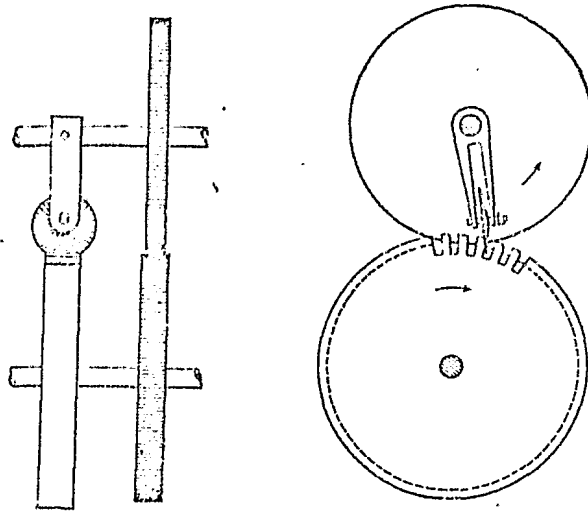


Fig. 1.1.2 Máquina cortadora de engranes.

Con estas aportaciones, al iniciarse el siglo XX se pudieron desarrollar diferentes métodos para la fabricación de engranes, los más conocidos actualmente. Al aparecer la industria automotriz y al difundirse el uso industrial de las turbinas, aumentó la demanda de engranes, por lo que fue necesario estandarizar los parámetros de su fabricación, avance que se logró por la intervención de la ASME (American Society of Mechanical Engineers) y del British Institute of Mechanical Engineering.

Los métodos modernos para la fabricación de engranes básicamente son [3] :

1. Fundición
 - a) Fundición en arena
 - b) Fundición a presión
 - c) Fundición por revestimiento
2. Estampados
3. Maquinados
 - a) Tallados de forma
 - i) Con fresa módulo en fresadora
 - ii) Con brocha de brochadora
 - iii) Con buril de forma en cepillo

GEOMETRIA DE LOS ENGRANES

- b) Tallados con herramienta guiada por plantilla
- c) Tallados por generación
 - i) Por generación con fresa madre
 - ii) Por generación con herramienta piñón
 - iii) Cortadores alternos que simulan una cremallera
- 4. Metalurgia de polvos
- 5. Extrusión
- 6. Laminado
- 7. Rectificado
- 8. Moldeo de plástico

A partir de los últimos veinte años, el diseño y la fabricación se apoyan en sistemas computacionales conocidos como CAD (Computer-Aided Design) y CAM (Computer-Aided Manufacture).

La importancia que tienen estos sistemas estriba en disminuir el tiempo real, que va de la especificación de la máquina hasta la construcción del prototipo.

El nombre CAD se debe a D. T. Ross que en 1959 publicó por primera vez un artículo referente a esta técnica [10], en el cual se sientan las bases para el desarrollo posterior del CAD.

El CAD consiste en una serie de programas, ordenados jerárquicamente, con los cuales se desarrollan todos los pasos del diseño mecánico.

La tónica del CAD consiste en interconectar todas aquellas partes del proceso del diseño susceptibles de ser automatizadas que determinan la geometría, los requisitos de carga y las características del material, de una pieza en particular.

La estructura del CAD varía de laboratorio a laboratorio y según el objeto de su aplicación; en términos generales, los siguientes:

1. Un programa maestro o supervisor, que une todos los subprogramas requeridos para el diseño de la pieza. Este programa puede estar desarrollado en forma de "menú", al cual se tiene acceso mediante un digitalizador de posición (los diferentes componentes del menú aparecen escritos en la pantalla de la computadora).
2. Un programa que ensambla componentes mediante elementos previamente determinados, uniendo las partes con un procedimiento de "menú".
3. Un programa que genera figuras planas, que se pueden formar ensamblan-

GEOMETRIA DE LOS ENGRANES

do cuerpos geométricos almacenados en la memoria de la computadora, como por ejemplo, la construcción geométrica de un árbol de transmisión de potencia.

4. Un programa que, una vez determinada la geometría de una pieza, puede formar planos, gráficas, textos, manuales, etc.

5. Un programa que realiza el análisis cinemático, estático y dinámico de la parte o partes de la máquina que se está diseñando.

6. El sistema cuenta, a su vez, con programas específicos para desarrollar el diseño de elementos, tales como levas y engranes, y para determinar los detalles y los planos de fabricación.

7. Mediante la conexión de programas de elementos finitos se determina el análisis de esfuerzos en las piezas ya diseñadas. De esta forma se puede determinar el material, seleccionándolo de un banco de datos. Los resultados se obtienen también gráficamente.

8. Se utilizan también paquetes de optimación para geometría, trayectorias, etc.

9. Cuando, finalmente, se ha desarrollado la pieza o partes de la máquina, se producen los planos de fabricación con las especificaciones necesarias [10].

En la figura 1.1.3 se muestra el diagrama de bloques de la estructura general del CAD.

Con un sistema CAM, formado por una serie de programas, se procede, después de tener el diseño final de la pieza, al desarrollo de la ruta de trabajo para fabricar la pieza diseñada. En esta ruta, de acuerdo con los requisitos de la pieza, el sistema determina los pasos a seguir en la fabricación, desde el material bruto, o desde la pieza preformada en un proceso anterior.

Mediante el CAM se obtienen las cintas perforadas para controlar las máquinas-herramienta de control numérico.

En los grandes centros de diseño se cuenta con especialistas en CAD/CAM y con un equipo de programadores.

En un centro pequeño o en un laboratorio de CAD, se puede utilizar una minicomputadora, ajustando los programas a cada caso en particular [4].

En la figura 1.1.4 se ve el proceso de automatización de la producción industrial.

GEOMETRIA DE LOS ENGRANES

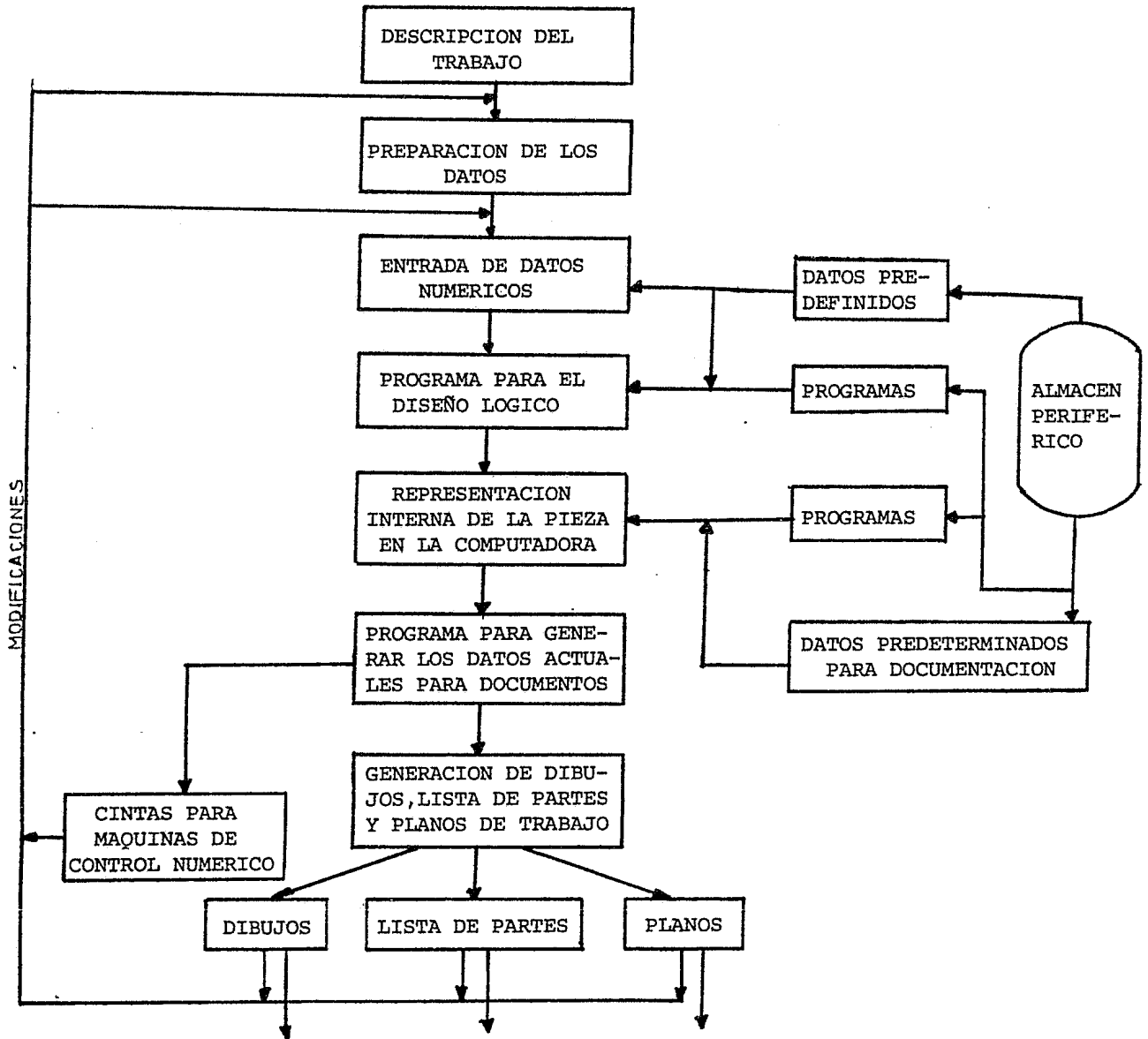


Fig. 1.1.3 Estructura general del CAD

GEOMETRIA DE LOS ENGRANES

AUTOMATIZACION
DE LA PRODUCCION
INDUSTRIAL

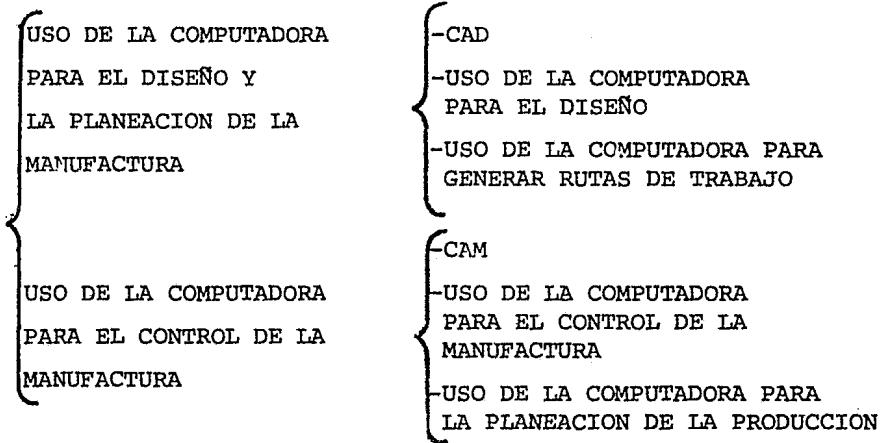


Fig. 1.1.4 Automatización de la producción industrial.

GEOMETRÍA DE LOS ENGRANES

1.2 Terminología de los dientes de engrane de involuta o envolvente. En este inciso se presentan las bases geométricas y la notación utilizada para el análisis de engranes.

El diente de perfil cicloidal se utiliza actualmente en relojería, mientras que en las demás aplicaciones se emplean los dientes de involuta, por las ventajas que presentan, tales como: 1) su facilidad de fabricación, 2) la distancia entre sus centros puede variar sin que se modifique la relación de transmisión, 3) son intercambiables, y 4) permiten una transmisión eficiente de potencia y movimiento [12].

Para demostrar que la curva ideal del perfil de un diente de engrane es la involuta, imagínense dos poleas unidas por medio de una banda, como se muestra en la figura 1.2.1.

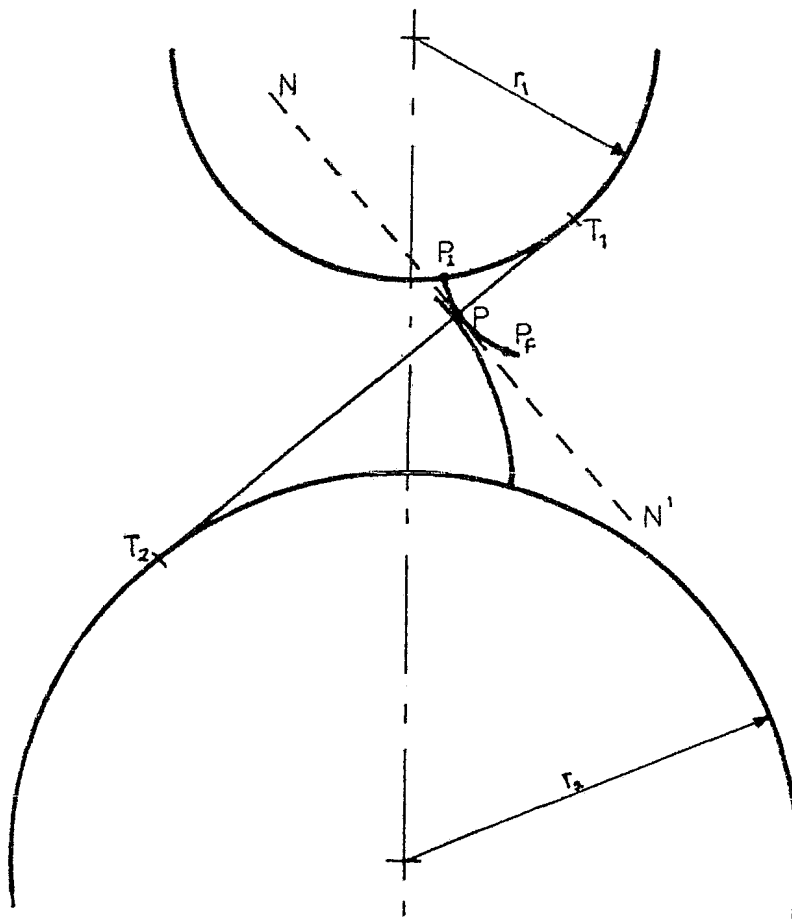


Fig. 1.2.1 Trazo de la involuta

GEOMETRIA DE LOS ENGRANES

Cuando se hace girar una de las dos poleas, la otra gira por efecto de la banda. En estas condiciones, T_1T_2 es un segmento de esa banda, uno de cuyos puntos, por ejemplo P , describe la trayectoria T_1T_2 al desplazarse la banda de una polea a la otra. La trayectoria que genera el punto P en un plano fijo a una de las poleas es una involuta, y como P es un punto común a ambas, las trayectorias resultan ser tangentes. La recta NN' es la tangente común a ambas involutas y T_1T_2 es la normal a esa tangente. El punto de intersección de esas dos rectas no cambia su posición, garantizándose así que la relación de velocidades sea constante [2].

Una curva de involuta se genera al desenrollar un cordón de un cilindro fijo. En la figura 1.2.2, el círculo representa el cilindro. Fíjese un lápiz en el extremo del cordón; a medida que se desenrolla, se va trazando una curva de involuta o envolvente.

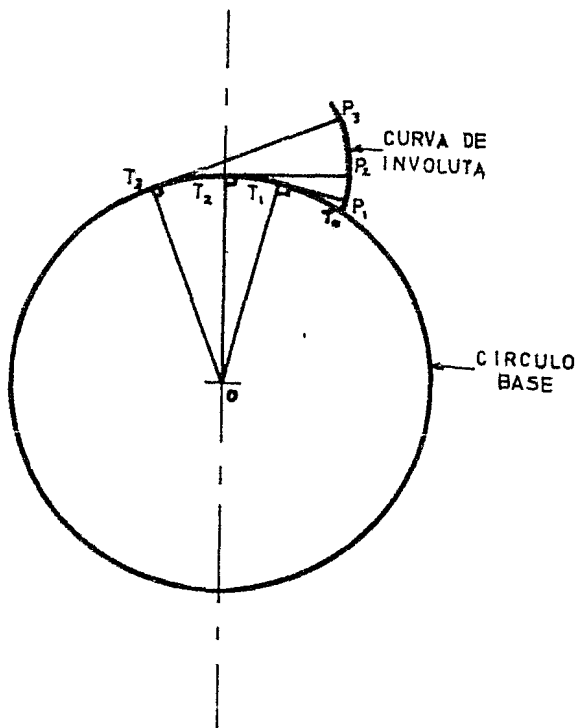


Fig. 1.2.2 Generación de la curva de involuta.

Algunas propiedades importantes de la involuta son [13] :

1. El círculo de centro en O es el círculo base del cual se desenrolla el cordón.

2. El radio de curvatura de una involuta en cualquier punto es igual a la longitud de la tangente de ese punto al círculo base.

3. La longitud de la tangente es igual a la longitud del arco correspondiente; por ejemplo, $\overline{T_0T_1} = \overline{P_1T_1}$, $\overline{T_0T_2} = \overline{P_2T_2}$, etc.

4. El cordón es tangente al círculo base; por ejemplo, $\overline{T_1P_1}$, $\overline{T_2P_2}$ y $\overline{T_3P_3}$ son tangentes al círculo en T_1 , T_2 y T_3 respectivamente. Esto quiere decir que la normal de una involuta es tangente al círculo base.

El ángulo formado entre los segmentos $\overline{T_3O}$ y $\overline{P_3O}$ se define como el ángulo de presión.

La figura 1.2.3 muestra una involuta que se generó a partir de un círculo base de radio r_B .

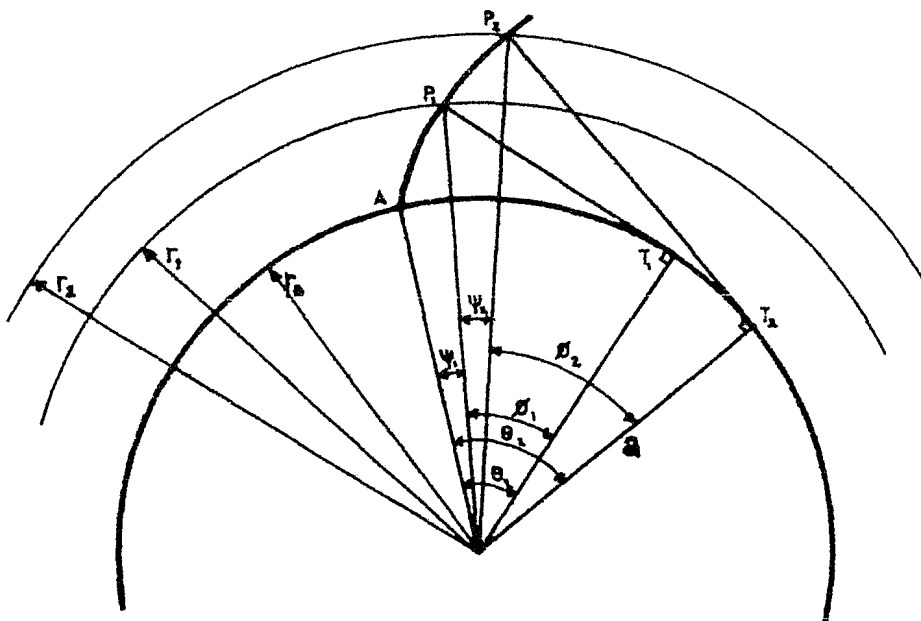


Fig. 1.2.3 Involuta generada a partir del radio base.

GEOMETRIA DE LOS ENGRANES

Seleccionando P_1 y P_2 con radios r_1 y r_2 y con ángulos de presión ϕ_1 y ϕ_2 respectivamente, se establecen las relaciones siguientes:

$$r_B = r_1 \cos \phi_1 \quad (1.2.1)$$

$$r_B = r_2 \cos \phi_2 \quad (1.2.2)$$

$$\cos \phi_2 = \frac{r_1}{r_2} \cos \phi_1 \quad (1.2.3)$$

$$r_B \theta = r_1 \operatorname{sen} \phi_1 \quad (1.2.4)$$

Dividiendo (1.2.4) entre (1.2.1):

$$\theta = \tan \phi_1 \quad (1.2.5)$$

Además:

$$\phi_1 + \psi_1 = \theta \quad (1.2.6)$$

y así:

$$\psi = \tan \phi - \phi = \operatorname{inv} \phi \quad (1.2.7)$$

que define la involuta de ϕ [2]. O bien,

$$\phi = \operatorname{inv}^{-1} \psi \quad (1.2.8)$$

Para calcular los puntos de la involuta en coordenadas polares se utilizan las ecuaciones que se deducen de la figura 1.2.3

$$\begin{aligned} \overline{OP} \cos \phi &= a \\ \overline{OP} \operatorname{sen} \phi &= a \theta \end{aligned} \quad (1.2.9)$$

por lo tanto:

$$\overline{OP} = \frac{a}{\cos (\operatorname{inv}^{-1} \psi)} \quad (1.2.10)$$

GEOMETRIA DE LOS ENGRANES

La figura 1.2.4 muestra un diente completo y a partir de él se puede encontrar el espesor para cualquier (P_2) conociendo el espesor de otro punto (P_1) [8].

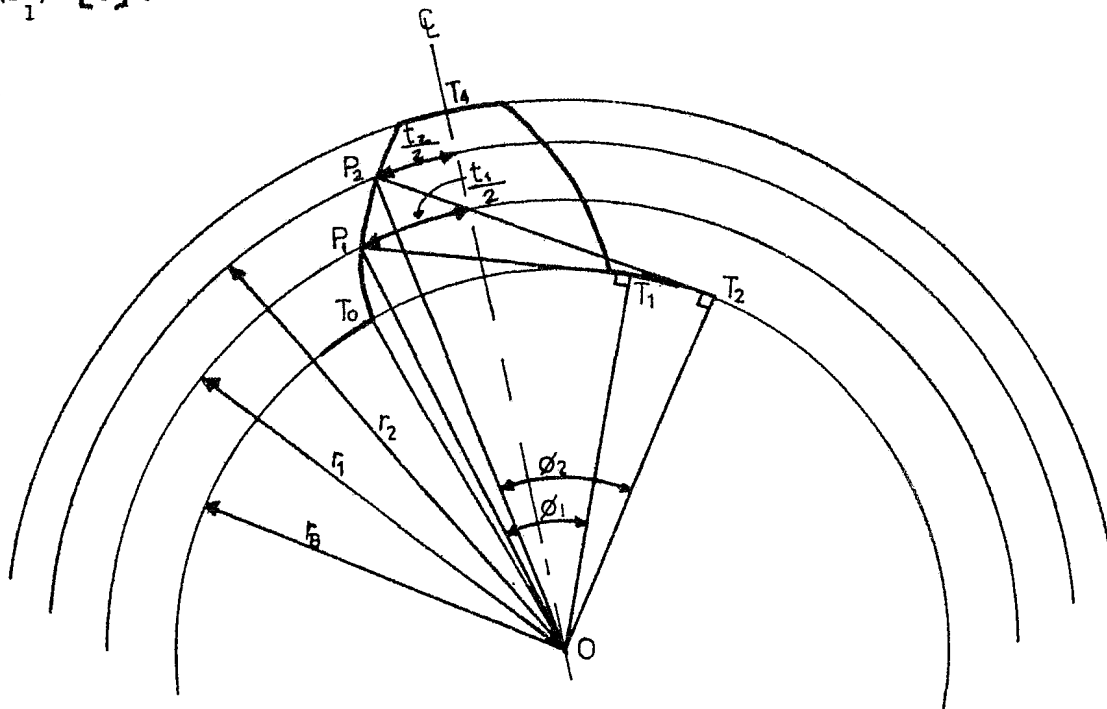


Fig. 1.2.4 Diente de involuta.

De la figura:

$$\begin{aligned} \angle T_0 O T_4 &= \angle T_0 O T_2 + \frac{1/2 t_2}{r_2} \\ &= \text{inv } \phi_2 + \frac{t_2}{2 r_2} \end{aligned} \quad (1.2.11)$$

también :

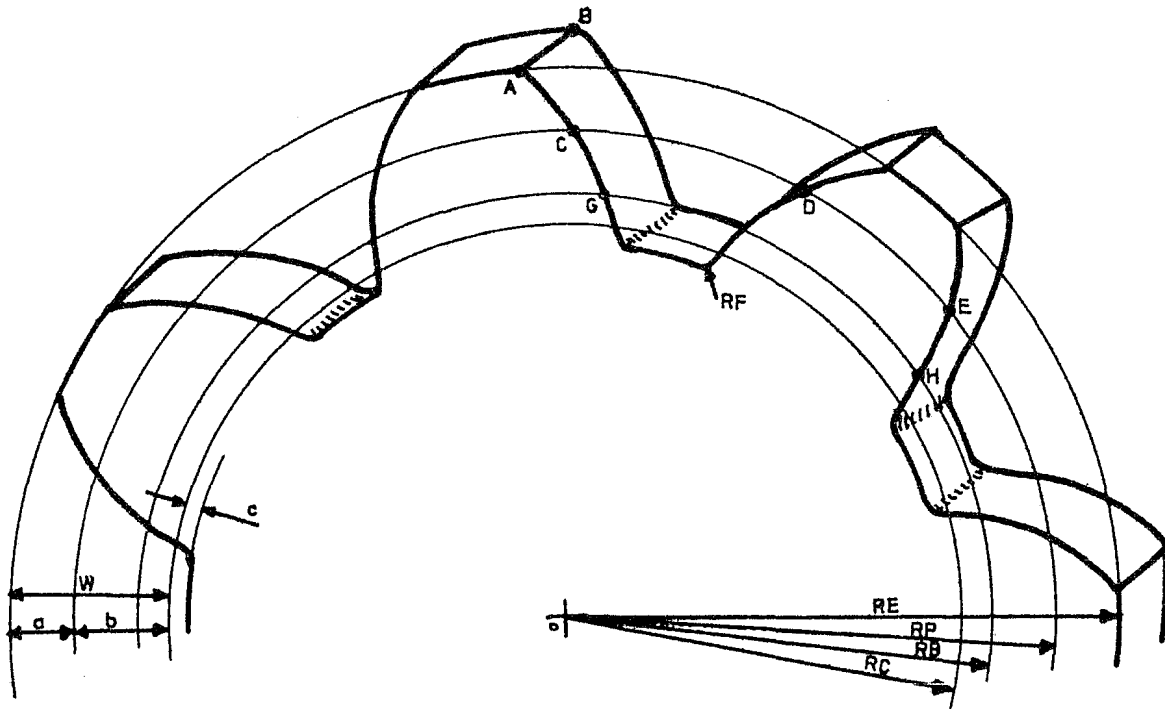
$$\begin{aligned} \angle T_0 O T_4 &= \angle T_0 O T_1 + \frac{1/2 t_1}{r_2} \\ &= \text{inv } \phi_1 + \frac{t_1}{2 r_2} \end{aligned} \quad (1.2.12)$$

GEOMETRIA DE LOS ENGRANES

de donde:

$$t_2 = 2r_2 \left[\frac{t_1}{2r_1} + \text{inv } \phi_1 - \text{inv } \phi_2 \right] \quad (1.2.13)$$

En base a la figura 1.2.5 se dan los datos técnicos del engrane recto.



- | | |
|----------------------------|-------------------------|
| a = adendo | b = dedendo |
| c = claro | AB = ancho de cara |
| CD = espacio entre dientes | DE = espesor del diente |
| CE = paso circular | GH = paso base |
| W = profundidad de trabajo | RF = radio del filete |
| RE = radio exterior | RB = radio base |
| RP = radio de paso | RC = radio de claro |

Fig. 1.2.5 Nomenclatura del engrane.

GEOMETRIA DE LOS ENGRANES

En las tablas I y II, se muestran las proporciones de engranes cilíndricos rectos, en el sistema internacional y en el sistema inglés, respectivamente.

Tabla I: Sistema Internacional

	DIENTE NORMAL	DIENTE CORTO
Módulo	$m = \frac{2r_p}{N}$	$m = \frac{2r_p}{N}$
Diámetro de paso	$d_p = mN = 2r_p$	$d_p = mN = 2r_p$
Diámetro exterior	$d_e = m(N + 2) = 2r_e$	$d_e = 0.75m(N + 2) = 2r_e$
Diámetro base	$d_b = d_p - 2.314m = 2r_b$	$d_b = d_p - 2.314m = 2r_b$
Adendo	$a = m$	$a = 0.75m$
Dedendo	$b = 1.157m$	$b = m$
Claro	$c = b - a = 0.157m$	$c = b - a = 0.25m$
Profundidad de trabajo	$w = a + b = 2.157m$	$w = a + b = 1.75m$
Espesor del diente	$T = \frac{\pi}{2} m$	$T = \frac{\pi}{2} m$
Paso circular	$p_c = \pi m$	$p_c = \pi m$
Radio del filete	$r_f = 0.227m$	$r_f = 0.3m$

donde: N = número de dientes.

GEOMETRIA DE LOS ENGRANES

Tabla II: Sistema Inglés

	DIENTE NORMAL	DIENTE CORTO
Paso diametral	$P_d = \frac{N}{d_f}$	$P_d = \frac{N}{d_p}$
Diámetro de paso	$d_p = \frac{N}{P_d} = 2r_p$	$d_p = \frac{N}{P_d} = 2r_p$
Diámetro exterior	$d_e = \frac{N + 2}{P_d} = 2r_e$	$d_e = \frac{0.75(N+2)}{P_d} = 2r_e$
Diámetro base	$d_b = d_p - \frac{2.134}{P_d} = 2r_b$	$d_b = d_p - \frac{2.134}{P_d} = 2r_b$
Adendo	$a = \frac{1}{P_d}$	$a = \frac{0.75}{P_d}$
Dedendo	$b = \frac{1.157}{P_d}$	$b = \frac{1}{P_d}$
Claro	$c = b - a = \frac{0.157}{P_d}$	$c = b - a = \frac{0.25}{P_d}$
Profundidad de trabajo	$w = a + b = \frac{2.157}{P_d}$	$w = a + b = \frac{1.75}{P_d}$
Espesor del diente	$T = \frac{\pi}{2P_d}$	$T = \frac{\pi}{2P_d}$
Paso circular	$p_c = \frac{\pi}{P_d}$	$p_c = \frac{\pi}{P_d}$
Radio del filete	$r_f = \frac{0.227}{P_d}$	$r_f = \frac{0.3}{P_d}$

donde: N = número de dientes

1.3 Trazo automático de un diente de involuta. Para poder graficar los dientes de un engrane, es necesario conocer la función involuta y de este modo determinar las coordenadas de cada punto del perfil. La función involuta se definió en la ec (1.2.7). De ésta, para un valor dado de ψ , defínase

$$f(\phi) = \tan \phi - \phi - \psi = 0 \quad (1.3.1)$$

Debido a que la ec (1.3.1) es no lineal, se necesita el auxilio de los métodos numéricos para resolverla. Esta ecuación fue resuelta mediante el método de Newton-Raphson. El algoritmo de Newton-Raphson para una sola ecuación algebraica no lineal es:

$$\phi_{k+1} = \phi_k - \frac{f(\phi_k)}{f'(\phi_k)} \quad (1.3.2)$$

Con θ_0 dado se calcula para cada ϕ un valor del radio \overline{OP} (figura 1.2.3) donde:

$$\overline{OP} = \frac{a}{\cos(\text{inv}^{-1} \psi)} \quad (1.3.3)$$

Con este valor y con ψ tenemos las dos coordenadas polares de cada punto del perfil del diente.

El algoritmo de Newton-Raphson (1.3.2), aplicado a la solución particular de la ecuación (1.3.1) se realizó mediante la subrutina INV, cuyo listado aparece en el Apéndice.

Además, hay que utilizar otras ecuaciones para calcular las coordenadas de todos los puntos del diente, a partir de los siguientes datos:

En el caso del sistema internacional, módulo [mm], número de dientes, y un parámetro de decisión para determinar si se trata de diente normal (1.0) o de diente corto (0.75).

En el caso del sistema inglés, paso diametral [pulg⁻¹], número de dientes, y el parámetro de decisión para el tipo de diente.

Para poder hacer uso de la graficación en pantalla, se requieren las subrutinas:

INIT [(IBUF,n)] Inicia el proceso de la pantalla para utilizar las primeras n palabras de un arreglo entero IBUF como "Buffer".

GEOMETRIA DE LOS ENGRANES

~ SCAL (x_0, y_0, x_1, y_1) Escala el eje x para que varíe desde x_0 hasta x_1 y el eje y desde y_0 hasta y_1 .

SCROL ($n, iy, [isw]$) Altera los parámetros del RT-11 (sistema operativo de la computadora), si el usuario esta en la sección de "Scroll".

APNT ($x, y, [l, i, f, t]$) Posiciona un punto absoluto en las coordenadas (x, y) . Se puede cambiar opcionalmente con los parámetros l, i, f y t, donde: l lo hace sensible a la pluma; i varía la intensidad; f produce centelleo y; t define el tipo de línea.

TEXT (list) Escribe textos en la pantalla.

Estas subrutinas son propias de la minicomputadora PDP 11/40, que se encuentra en el Laboratorio de Cálculo Automatizado para el Diseño (CAD) de la DEPMI (figura 1.3.1).

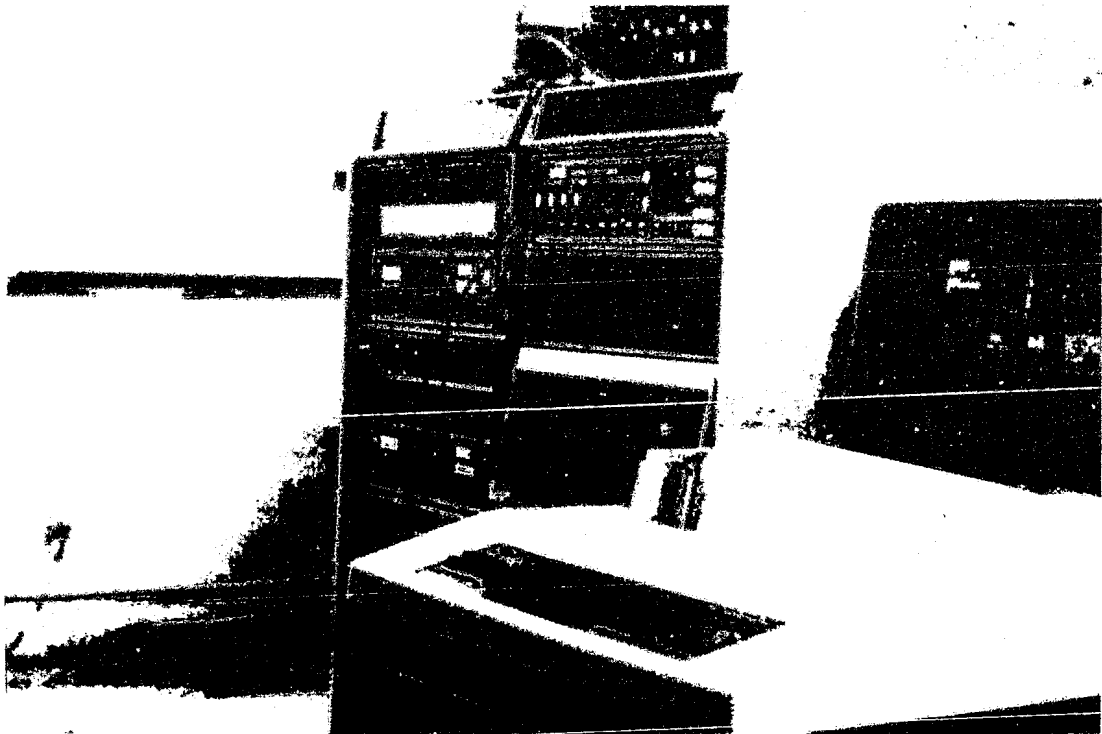


Fig. 1.3.1 Laboratorio de CAD de la DEPMI

GEOMETRIA DE LOS ENGRANES

Con el programa GENG1 se obtiene el trazo automático de un diente de engrane de tipo recto. El listado se incluye en el Apéndice.

En la figura 1.3.2, se muestra la fotografía del perfil de dos dientes de engrane, dibujados automáticamente en pantalla.



Fig. 1.3.2 Graficación en pantalla del perfil de dientes de engrane.

ANALISIS ELASTICO DE ESFUERZO Y DEFORMACION

2.1 Introducción. En el análisis de esfuerzo plano, los componentes σ_z , τ_{xz} , τ_{yz} del tensor de esfuerzo se anulan, cuando se puede suponer que el espesor es una dimensión poco significativa, y que el resto de los componentes permanecen constantes en todo el espesor. También se pueden anular estos componentes si el espesor del cuerpo es muy grande y las cargas a lo largo de éste son constantes. El tensor de esfuerzo es:

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{bmatrix} \quad (2.1.1)$$

Eliminando los valores que se anulan, se tiene, para esfuerzo plano:

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} \\ \tau_{xy} & \sigma_y \end{bmatrix} . \quad (2.1.2)$$

Las deformaciones de todos los puntos del cuerpo deformado están en planos perpendiculares al espesor del cuerpo.

Los desplazamientos en x se denotan por u; en y, por v y en z, por w: por lo tanto, los desplazamientos w tienen un valor cero.

El caso en estudio cumple con una de estas condiciones, ya que la carga se aplica uniformemente a lo largo de todo el espesor del diente del engrane. No se desprecia el espesor por tratarse de una dimensión significativa respecto a las demás dimensiones del diente.

ANÁLISIS ELÁSTICO DE ESFUERZO Y DEFORMACIÓN

2.2 Ecuaciones de la elasticidad lineal. En este inciso se desarrollan las ecuaciones de la elasticidad lineal para problemas de esfuerzo y deformación planos.

Los problemas elásticos se resuelven en forma única aplicando las condiciones de:

1. Equilibrio
2. Ecuación constitutiva
3. Compatibilidad

Si se considera un elemento diferencial, en el que existen los desplazamientos u y v en el plano, las deformaciones se expresan de la siguiente manera:

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}$$

$$\epsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}$$

Ecuaciones de equilibrio. Para obtener las ecuaciones de equilibrio de un elemento diferencial plano de hace referencia a la figura 2.2.1

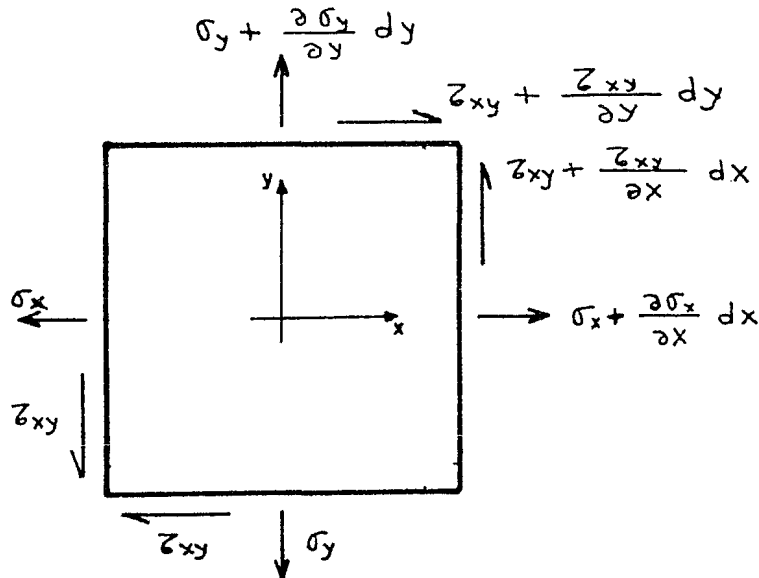


Fig. 2.2.1 Elemento diferencial plano.

ANÁLISIS ELÁSTICO DE ESFUERZO Y DEFORMACIÓN

Aplicando las ecuaciones de equilibrio estático, $\sum F_x = 0$ y $\sum F_y = 0$, se llega a las expresiones [14]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma}{\partial x} + \frac{\partial \tau}{\partial y} + F_x &= 0 \\ \frac{\partial \sigma}{\partial x} + \frac{\partial \tau}{\partial y} + F_y &= 0 \end{aligned} \quad (2.2.2)$$

que son las ecuaciones de equilibrio para un elemento plano.

Ecuación constitutiva. Para obtener la relación entre el esfuerzo y la deformación, se utiliza la ley de Hooke, expresada como:

$$\underline{\sigma} = E \underline{\epsilon} \quad (2.2.3)$$

donde E es un tensor de 4o. rango que transforma linealmente $\underline{\epsilon}$ en $\underline{\sigma}$, y contiene las propiedades elásticas del material.

Desarrollando la expresión (2.2.3), e introduciendo el módulo de Poisson (ν) dado por:

$$\nu = - \frac{\epsilon_y}{\epsilon_x} \quad (2.2.4)$$

se obtienen las expresiones siguientes [14]:

$$\begin{aligned} \epsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu \sigma_y] \\ \epsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu \sigma_x] \\ \gamma_{xy} &= \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{xy} \end{aligned} \quad (2.2.5a)$$

o, en términos de las deformaciones,

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-\nu) \epsilon_x + \nu \epsilon_y] \\ \sigma_y &= \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [\nu \epsilon_x + (1-\nu) \epsilon_y] \\ \tau_{xy} &= \frac{E}{2(1+\nu)} \gamma_{xy} \end{aligned} \quad (2.2.5b)$$

Ecuaciones de compatibilidad. Resolviendo (2.2.2) y (2.2.5) se llega a un problema estáticamente indeterminado debido a que se tienen seis incógnitas ($\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}, \epsilon_x, \epsilon_y, \gamma_{xy}$) y únicamente cinco ecuaciones. Debido a esto es necesario introducir una ecuación de compatibilidad [14]

$$\frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y} = \frac{\partial^2 \epsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \epsilon_y}{\partial x^2} \quad (2.2.6)$$

De esta forma se tiene un sistema compatible.

Como se observa, salvo en casos especiales donde la geometría del problema es simple, no se pueden resolver estas ecuaciones en forma analítica, por lo que se recurre a otros métodos de solución que se explican en el inciso siguiente.

ANÁLISIS ELÁSTICO DE ESFUERZO Y DEFORMACION

2.3 Métodos para la solución del problema de esfuerzo plano. En vista de que las ecuaciones de esfuerzo plano no tienen solución analítica, salvo en casos muy especiales, es necesario recurrir a métodos indirectos para su solución. Por un lado, tenemos métodos experimentales y, por otro, métodos numéricos de solución.

Los métodos experimentales se basan en mediciones directas sobre modelos de las piezas o sobre las mismas piezas en proceso de análisis, obteniéndose resultados gráficos, visuales o medidas directas de los desplazamientos en la pieza o en el modelo. Estos resultados se traducen en los valores reales de esfuerzo o de deformación.

Dentro de los métodos más conocidos tenemos el de las lacas frágiles, las galgas extensométricas y la fotoelasticidad. [6,9]

El método de las lacas frágiles consiste en recubrir la pieza con una pintura especial que ayuda a visualizar las deformaciones ocurridas al aplicarle una carga. La pieza se deforma por efecto de la carga y la laca, como no tiene propiedades elásticas, se fractura, describiendo líneas de deformación; mediante la calibración adecuada de un patrón, se pueden determinar los valores del esfuerzo. Este método es muy útil en análisis que no requieren mucha precisión; su costo es bajo, es fácil de aplicar y no es destructivo, por lo que se puede aplicar directamente a la pieza [6] .

Los resultados que se obtienen corresponden únicamente a esfuerzos superficiales.

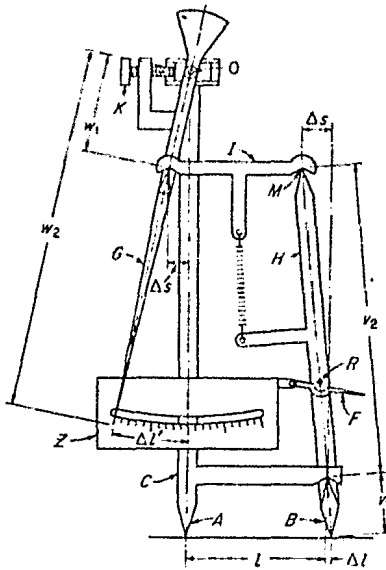
El método de las galgas extensométricas se utiliza para medir deformaciones entre dos puntos de una superficie, separados una distancia pequeña.

Las galgas extensométricas se clasifican en cuatro grupos principales: mecánicas, ópticas, eléctricas y acústicas.

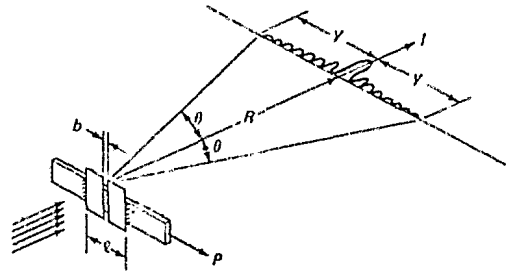
El tipo de transductor que se utiliza para interpretar los desplazamientos establece la diferencia básica que existe entre estos grupos: las mecánicas actúan un mecanismo de carátula; las ópticas varían el espectro de un haz de luz; las eléctricas varían una resistencia con el cambio de desplazamiento, y las acústicas varían las amplitudes de vibración de un elemento conforme se deforma (Fig 2.3.1) [6] .

Se utilizan las galgas extensométricas para hacer mediciones punto a punto, en la superficie de una pieza y su exactitud depende del tamaño y tipo del aparato que se utiliza.

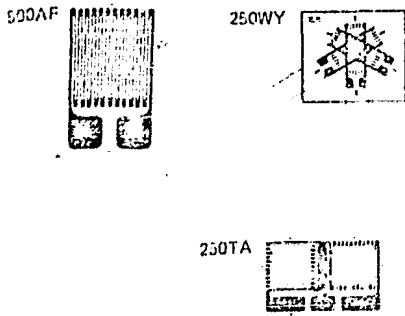
ANALISIS ELASTICO DE ESFUERZO Y DEFORMACION



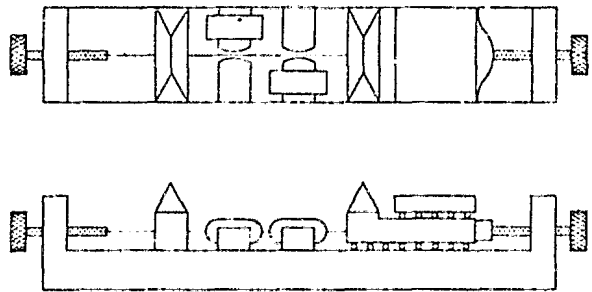
MECANICA



OPTICA



ELECTRICA



ACUSTICA

Fig. 2.3,1 Tipos de galgas extensométricas.

ANÁLISIS ELÁSTICO DE ESFUERZO Y DEFORMACION

El método fotoelástico o de las placas birrefringentes determina la distribución del esfuerzo en el modelo de la pieza. El modelo se construye con un material birrefringente accidental, o sea un material que polarice la luz, dependiendo de su deformación. La experiencia ha demostrado que el retardo en el haz de luz (polarización) producido por la birrefringencia accidental es directamente proporcional a la carga aplicada. Al someter el modelo de una pieza a carga, se producen líneas isocromáticas que pueden ser impresas en papel fotográfico. Las líneas isocromáticas representan isóclinas, es decir, el lugar geométrico de puntos donde los esfuerzos principales tienen direcciones paralelas y magnitud constante [9].

Los materiales más comúnmente usados son: vidrio, con baja sensibilidad óptica y difícil de maquinar; celuloide, que es fácilmente maquinable y con buena sensibilidad óptica; baquelita, es el material que más se aproxima al ideal; gelatina, es muy útil en estudios de distribución de esfuerzos internos debido a su gran sensibilidad óptica.

En la figura 2.3.2 se muestra un diente de engrane analizado por fotoelasticidad.

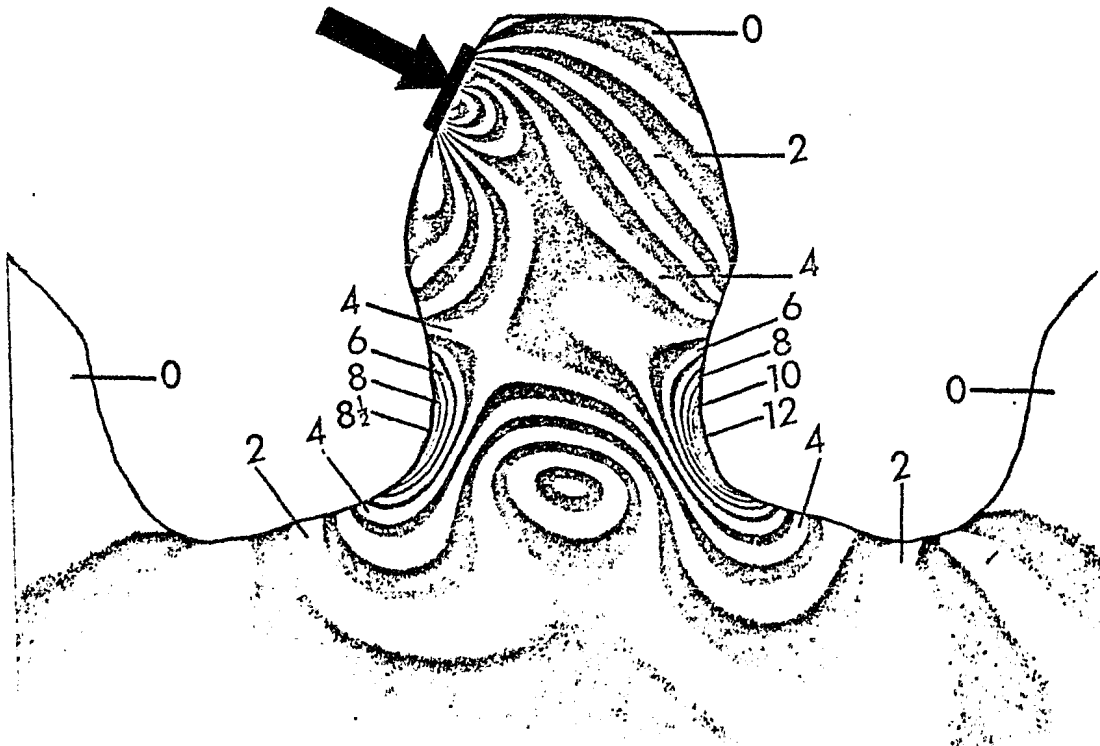
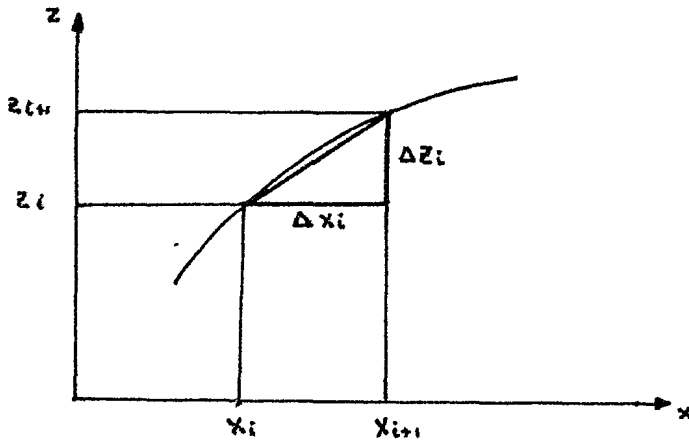


Fig. 2.3.2 Isóclinas en un diente de engrane (fotoelasticidad).

ANÁLISIS ELÁSTICO DE ESFUERZO Y DEFORMACION

A diferencia de los métodos experimentales, los métodos numéricos resuelven en forma aproximada las ecuaciones diferenciales. Estos son: Diferencias Finitas y Elemento Finito.

El método de las Diferencias Finitas reemplaza una ecuación diferencial por una expresión aproximada en términos de sus valores en un conjunto finito de ordenadas, como se muestra en la figura 2.3.3.



$$\left. \frac{dz}{dx} \right|_i = \frac{\Delta z_i}{\Delta x_i}$$

Fig. 2.3.3 Aproximación de la derivada por diferencias finitas.

Se puede construir una ecuación para cada punto de una malla solamente con los valores en las ordenadas $\{z_i\}_1^n$. Relacionando todos estos puntos se obtiene un conjunto de ecuaciones simultáneas

$$[K] \{z\} = \{\phi\}$$

La solución de este sistema de ecuaciones se obtiene a partir de las condiciones de frontera en puntos i, j conocidos, utilizando métodos iterativos [1].

El método del Elemento Finito se presenta en el siguiente capítulo, por ser el que se utilizó para determinar el estado de esfuerzo y deformación en un diente de engrane, parte temática del presente trabajo.

3. DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE ENGRANE MEDIANTE EL METODO DEL ELEMENTO FINITO

3.1 Descripción breve del método. El método del Elemento Finito (MEF) es un proceso de discretización utilizado para resolver sistemas de ecuaciones diferenciales, ordinarias y parciales.

Este método surge en los años cincuenta por la necesidad de resolver problemas estructurales en ingeniería aeronáutica. Lo presentaron por primera vez Turner, Clough y Topp en 1956 [1]. Esta y otras publicaciones contribuyeron al desarrollo del método en las áreas de mecánica de sólidos e ingeniería estructural.

Una aportación teórica clave para su desarrollo fue hecha por Melosh en 1963 [1], ya que mostró que el MEF era realmente una variación del método de Rayleigh-Ritz.

El campo de aplicación fue ampliado cuando otros investigadores (Szabo y Lee en 1969) y (Zienkiewicz en 1971) mostraron que las ecuaciones relacionadas con estructuras mecánicas, transferencia de calor y mecánica de fluidos pueden resolverse tanto por el método de residuos pesados, como por el método de Galerkin [1].

Este conocimiento es una contribución teórica, ya que permite aplicar el MEF a cualquier ecuación diferencial de cualquier problema físico. [1]

El avance del método se ha completado en los últimos veinte años por el desarrollo de computadoras digitales de mayor rapidez y capacidad.

La relación del MEF con los problemas de minimización permite su empleo en otras áreas de la ingeniería, como son: mecánica de fluidos, transmisión de calor, etc.

El método ha sido aplicado a problemas cuya solución está dada por las ecuaciones de Laplace o de Poisson, ya que éstas están muy relacionadas con minimización de funciones.

Cualquier función continua, como la temperatura, la presión o los desplazamientos, puede ser aproximada a un modelo discreto compuesto de una serie de segmentos continuos de funciones, definidas sobre un número finito de subdominios.

DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE ENGRANE MEDIANTE EL METODO DEL ELEMENTO FINITO

Los segmentos de funciones continuas se definen usando los valores de cantidades continuas en un número finito de puntos en su dominio.

La situación más común se presenta cuando se quiere determinar la función continua y su valor en ciertos puntos dentro de una región.

La construcción del modelo discreto es como sigue:

1. Se identifica un número finito de puntos en el dominio, denominados puntos nodales o nodos.
2. El valor de la función continua en cada punto se denota como una variable que debe determinarse.
3. El dominio se divide en un número finito de elementos o subdominios. Estos elementos se unen en nodos comunes y, colectivamente, aproximan la forma del dominio.
4. La función continua se aproxima sobre cada elemento por un polinomio que se define usando los valores nodales de la función continua. Se define un polinomio diferente para cada elemento; pero el polinomio de cada elemento se selecciona de tal forma que se mantenga la continuidad a lo largo de los elementos frontera.

El concepto básico del MEF es aplicable a problemas unidimensionales, bidimensionales y tridimensionales. Los elementos en el dominio bidimensional generalmente son triangulares o cuadriláteros. La función del elemento es una función lineal polinomial (generalmente de segundo grado en las dos variables independientes sobre el dominio).

La forma de los elementos varía en cada aplicación particular, pero el elemento plano más simple es el triangular. En éste sólo existe la interconexión en las tres esquinas i, j, k (Fig. 3.1.1).

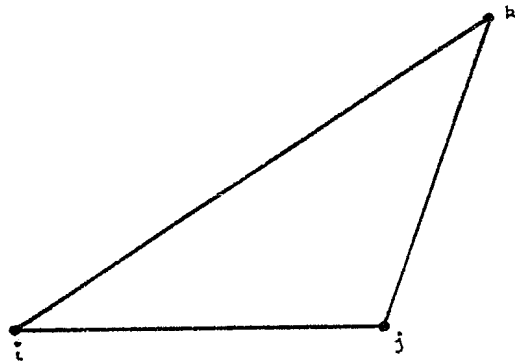


Fig. 3.1.1 Elemento triangular

DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE ENGRANE MEDIANTE EL METODO DEL ELEMENTO FINITO

En cada elemento se relacionan cantidades por nodo en forma simple

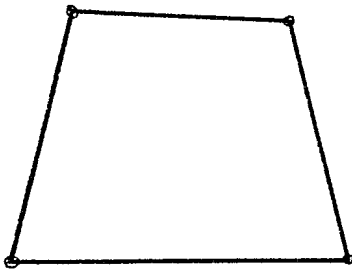
$$\{\xi\} = [K]\{\phi\} \quad (3.1.1)$$

Este concepto fue desarrollado para resolver problemas de esfuerzo plano en dos dimensiones, en los que la ecuación (3.1.1) representa la relación entre fuerzas nodales F y desplazamientos δ ,

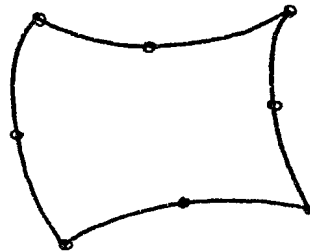
$$\{F_x, F_y\}_{ijk} = [K]\{\delta_x, \delta_y\}_{ijk} \quad (3.1.2)$$

donde $[K]$ es la matriz de los coeficientes de rigidez de cada elemento, que se obtiene relacionando el trabajo interno y externo del elemento durante un desplazamiento nodal arbitrario $[1]$.

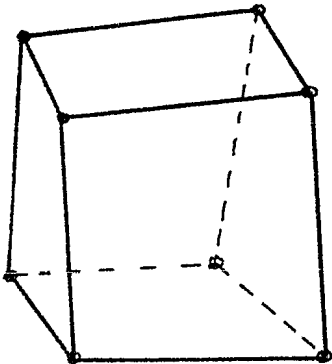
Se han utilizado otros elementos con objeto de aplicar el método a diferentes casos, de los que ofrecemos algunos ejemplos (Fig. 3.1.2).



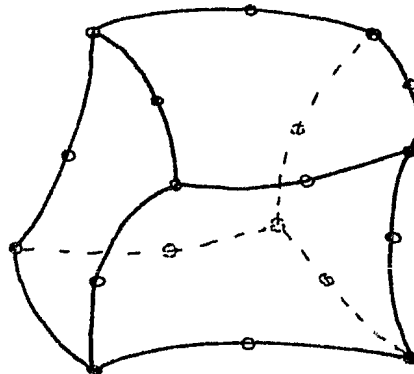
(a) Cuadrilátero uniforme



(b) Cuadrilátero isoparamétrico



(c) Cúbico uniforme



(d) Cúbico isoparamétrico

Fig. 3.1.2 Ejemplo de elementos más comunes.

DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE
ENGRANE MEDIANTE EL METODO DEL ELEMENTO FINITO

La matriz de rigidez $[K]$ es singular; por lo tanto, es necesario incluir las condiciones de frontera para obtener una solución, es decir:

$$\{f_c \ f_d\} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \{\delta_d \ \delta_c\} \quad (3.1.3)$$

donde los subíndices c y d se refieren a los valores conocido y desconocido, respectivamente.

$$\{f_c\} = [K_{11} \ K_{12}] \{\delta_d \ \delta_c\} \quad (3.1.4)$$

$$\{\delta_d\} = [K_{11}]^{-1} \{f_c - K_{12} \delta_c\}$$

Con la ec. (3.1.4) se determinan los desplazamientos desconocidos y con

$$\begin{aligned} \{f_d\} &= [K_{21} \ K_{22}] \{\delta_d \ \delta_c\} \\ &= [K_{21}] \{\delta_d\} + [K_{22}] \{\delta_c\} \end{aligned} \quad (3.1.5)$$

se determinan las fuerzas desconocidas $[F]$.

Algunas ventajas del método son:

1. Las propiedades del material en elementos adyacentes no tienen que ser las mismas. Esto permite aplicar el método a cuerpos compuestos de muchos materiales.
2. Se pueden aproximar formas irregulares en los contornos utilizando elementos con lados rectos o, si se desea mayor precisión, elementos con lados curvos. El método, entonces, puede ser aplicado a formas geométricas arbitrarias.
3. El tamaño de los elementos puede ser variable. Esta propiedad permite que la malla de elementos se expanda o se refine de acuerdo con las necesidades.
4. Si existen discontinuidades en la superficie de carga, esto no presenta dificultades para el método, ya que se puede manejar condiciones de frontera diversas.

La desventaja principal del método es que el problema, por pequeño que sea, no se puede resolver manualmente, lo que implica el uso de computadoras que dispongan de gran capacidad de memoria para resolver problemas complejos,

DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE ENGRANE MEDIANTE EL METODO DEL ELEMENTO FINITO

3.2 Preprocesadores. Generación de la malla. En el análisis de esfuerzo y de deformación se utiliza una sección representativa, esto es, un diente con una fracción del cuerpo del engrane. Se hizo esta selección porque se esperaba que en esa sección se diera la máxima concentración de esfuerzos, debido a que ahí se aplican las cargas.

Esta sección se discretizó en pequeños elementos triangulares utilizando la subrutina EFREG que es una adaptación del programa GRID [11].

La discretización se realizó dividiendo en regiones, definidas cada una por ocho puntos, orientadas de acuerdo a los ejes η, ξ correspondientes a cada región como se muestra en la figura 3.2.1.

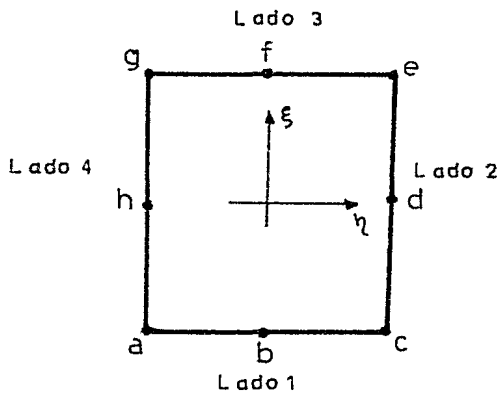


Fig. 3.2.1 Región

Es necesario alimentar a la subrutina con los datos de las coordenadas de los nodos (a,b,...,h) de cada región respecto a unos ejes coordenados x,y . El nodo a corresponde a las coordenadas $\eta = \xi = -1$, el nodo b, a $\eta = -1, \xi = 0$ y así sucesivamente los otros nodos, en sentido antihorario.

Debe fijarse cuáles son los nodos comunes a dos o más regiones, o sea, la conectividad.

Con la unión de estas regiones se logró subdividir la sección elegida en forma más adecuada, ahorrando espacio en la memoria de la computadora.

Los datos de conectividad para una región se componen de cuatro números, uno para cada lado. El valor de estos números corresponde a cada región conectada a un lado en particular. Los números de cada lado se determinan como se muestra en la figura 3.2.1

DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE ENGRANE MEDIANTE EL MÉTODO DEL ELEMENTO FINITO

Para definir las regiones se declaran los nodos que le corresponden a cada una y se determina la posición relativa de la región en la sección, ordenando los números de cada nodo de tal forma que se respete el sentido antihorario.

A la subrutina se le proporcionan los números de columnas y renglones en que se divide cada región. Con estos datos, la subrutina genera la malla del diente.

Entre cada cuatro nodos generados se forma un cuadrilátero, dividiéndolo en dos triángulos, por medio de la diagonal menor (Fig. 3.2.2).

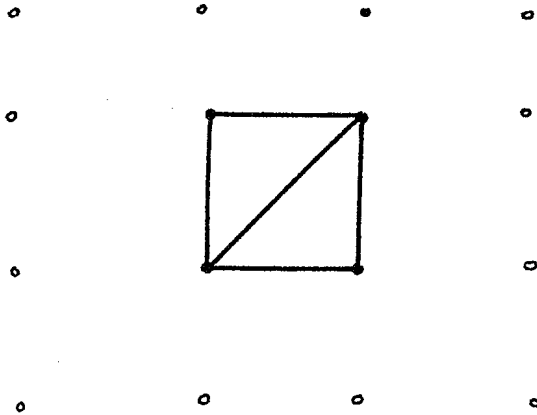


Fig. 3.2.2 División en triángulos.

No se recurrió a ningún programa comercial ni de propósito general para la solución del problema motivo de este trabajo. Se utilizaron los programas GRID y STRESS [11].

Los listados de los programas utilizados se incluyen en el Apéndice.

DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE ENGRANE MEDIANTE EL METODO DEL ELEMENTO FINITO

3.3 Posprocesadores. Representación gráfica de esfuerzo y de deformación. Para determinar la distribución del esfuerzo y de la deformación en el diente en estudio, se utilizó la subrutina EFESF, cuyo listado aparece en el Apéndice, que es una adaptación del programa STRESS [11].

Los datos de los elementos se obtuvieron de la subrutina EFREG.

Además, fue necesario proporcionar las propiedades físicas del material, las condiciones de frontera y el nodo o nodos donde se aplican las cargas y su valor.

Estos se introducen de la siguiente manera.

Propiedades del material:

Módulo de elasticidad

Coefficiente de expansión térmica

Relación de Poisson

Temperatura inicial

Espesor del elemento

Datos de carga:

Se debe indicar el nodo en el que se aplica la carga y su sentido, dirección y magnitud. La dirección se indica por medio de los grados de libertad del nodo afectado y el sentido por medio del signo.

Condiciones de frontera:

Se debe explicar el desplazamiento de los nodos frontera en forma similar a los nodos en los que se aplica la carga.

La subrutina EFREG calcula, a partir de los desplazamientos nodales, la deformación y los esfuerzos en el centroide de cada elemento.

Los esfuerzos que se calculan son:

$$\sigma_{x'}, \sigma_{y'}, \tau_{xy}$$

y aplicando la teoría del círculo de Mohr,

$$\sigma_1, \sigma_2 \text{ y } \tau_{\text{máx}}$$

Se determinó un esfuerzo representativo del estado del elemento, introduciéndose una norma o medida del esfuerzo, de naturaleza cuadrática e invariante, conocida popularmente como "esfuerzo de von Mises".

Esta cantidad está asociada a la energía elástica de distorsión; es decir, cualquier estado de esfuerzo arbitrario puede descomponerse en dos sistemas de esfuerzos: Un sistema, consistente en esfuerzos normales de igual magnitud (esféricos), que produce únicamente cambio volumétrico, y el otro, que causa distorsión.

DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE
ENGRANE MEDIANTE EL METODO DEL ELEMENTO FINITO

Experimentalmente se ha demostrado que un estado de esfuerzo esférico tiene poca tendencia a causar cedencia en un material dúctil.

Basada en los resultados experimentales, la teoría de la distorsión establece que la cedencia en un material dúctil es independiente de la energía de deformación, dependiendo, únicamente, de la energía de distorsión; la ecuación que resulta de aplicar esta teoría al caso plano es [5] :

$$\sigma_{\epsilon} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} \quad (3,3,1)$$

Ya que σ_{ϵ} es un número real (a diferencia de σ , que es un tensor) y, además, positivo definido, su graficación mediante líneas de σ_{ϵ} constantes (isolíneas) permite visualizar el estado plano de esfuerzo motivo de este trabajo.

DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE
ENGRANE MEDIANTE EL METODO DEL ELEMENTO FINITO

3.4 Ejemplos. Una vez probados los programas, se hizo una primera corrida considerando una malla simétrica de elementos finitos y los siguientes datos técnicos del engrane:

Número de dientes = 50

Paso diametral = 10 pulg⁻¹

Tipo de diente = normal

Angulo de presión = 20°

y para el programa que calcula el esfuerzo se usaron los siguientes datos:

Propiedades del material:

Módulo de elasticidad o de Young: 30×10^6 lb/pulg²

Coefficiente de Poisson: 0.30

Coefficiente de expansión térmica: 0.7×10^{-5} 1/°F

Temperatura inicial: 0°F

Espesor: 1.0 pulg.

Dichas propiedades corresponden a un acero AISI 3150, con un límite elástico de 130,000 lb/pulg², apropiado para engranes, pernos, etc. [7].

Se considera una condición de carga concentrada aplicada en el paso diametral con un valor de 2,000 lb.

Se consideran restringidos al movimiento los puntos correspondientes al cuerpo del engrane, siendo éstas las condiciones de frontera del problema.

El listado I muestra los resultados obtenidos para el problema y en las figuras 3.4.1, 3.4.2 y 3.4.3 se ve la discretización del diente, el estado de esfuerzo y la deformación del diente.

Cabe aclarar que las isóclinas (isolíneas de esfuerzo) se graficaron interpolando manualmente y la deformación se amplió 10 veces para poder apreciarla.

Como el problema no es simétrico, se hizo una nueva discretización del diente refinando la malla en la zona donde se espera la concentración de esfuerzos por compresión, es decir, en el filete opuesto al lado donde fue aplicada la carga.

Se obtuvieron los resultados que se presentan en el listado II. En la figura 3.4.4 se presenta la nueva discretización del diente y en las figuras 3.4.5 y 3.4.6, las gráficas del estado de esfuerzo y la deformación en el diente, respectivamente.

DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE
ENGRANE MEDIANTE EL METODO DEL ELEMENTO FINITO

DAME LOS VALORES DE: NUMERO DE DIENTES (13),
PASO DIAMETRAL, TIPO DE DIENTE (1. O 0.75) Y EL
ANGULO DE PRESION (3F10.5)

50 10. 1. 20.

COORDENADAS GLOBALES

NO. DE COORD. X	COORD. Y
1	-0.04
2	0.00
3	0.04
4	-0.06
5	0.06
6	-0.08
7	0.00
8	0.08
9	-0.09
10	0.09
11	-0.10
12	0.00
13	0.10
14	-0.11
15	0.11
16	-0.16
17	0.00
18	0.16
19	-0.16
20	0.16
21	-0.16
22	0.00
23	0.16

DATOS DE CONECTIVIDAD

REGION	LADO	1	2	3	4
1		0	0	0	0
2		3	0	1	0
3		4	0	2	0
4		0	0	3	0

REGION 1

3 RENGLONES

6 COLUMNAS

NUMERO DE NODOS DE FRONTERA

6 7 8 5 3 2 1 4

NUMERO DE NODOS DE LA REGION

1	2	3	4	5	6
7	8	9	10	11	12
13	14	15	16	17	18

NEL	NUMEROS DE NODO				X(1)	Y(1)	X(2)	Y(2)	X(3)	Y(3)
1	7	8	1		-0.0610	0.5631	-0.0366	0.5636	-0.0427	0.6127
2	8	2	1		-0.0366	0.5636	-0.0256	0.6130	-0.0427	0.6127
3	8	9	2		-0.0366	0.5636	-0.0122	0.5638	-0.0256	0.6130
4	9	3	2		-0.0122	0.5638	-0.0085	0.6131	-0.0256	0.6130
5	9	10	4		-0.0122	0.5638	0.0122	0.5638	0.0085	0.6131
6	9	4	3		-0.0122	0.5638	0.0085	0.6131	-0.0085	0.6131
7	10	11	5		0.0122	0.5638	0.0366	0.5636	0.0256	0.6130
8	10	5	4		0.0122	0.5638	0.0256	0.6130	0.0085	0.6131
9	11	12	6		0.0366	0.5636	0.0610	0.5631	0.0427	0.6127
10	11	6	5		0.0366	0.5636	0.0427	0.6127	0.0256	0.6130
11	13	14	7		-0.0785	0.5118	-0.0471	0.5126	-0.0610	0.5631
12	14	8	7		-0.0471	0.5126	-0.0366	0.5636	-0.0610	0.5631
13	14	15	8		-0.0471	0.5126	-0.0157	0.5130	-0.0366	0.5636
14	15	9	8		-0.0157	0.5130	-0.0122	0.5638	-0.0366	0.5636
15	15	16	10		-0.0157	0.5130	0.0157	0.5130	0.0122	0.5638
16	15	10	9		-0.0157	0.5130	0.0122	0.5638	-0.0122	0.5638
17	16	17	11		0.0157	0.5130	0.0471	0.5126	0.0366	0.5636
18	16	11	10		0.0157	0.5130	0.0366	0.5636	0.0122	0.5638
19	17	18	12		0.0471	0.5126	0.0785	0.5118	0.0610	0.5631
20	17	12	11		0.0471	0.5126	0.0610	0.5631	0.0366	0.5636

REGION 2

3 RENGLONES

6 COLUMNAS

NUMERO DE NODOS DE FRONTERA

11 12 13 10 8 7 6 9

NUMERO DE NODOS DE LA REGION

13 14 15 16 17 18
19 20 21 22 23 24
25 26 27 28 29 30

NEL	NUMEROS DE NODO				X(1)	Y(1)	X(2)	Y(2)	X(3)	Y(3)
21	19	20	13		-0.0889	0.4552	-0.0534	0.4556	-0.0785	0.5118
22	20	14	13		-0.0534	0.4556	-0.0471	0.5126	-0.0785	0.5118
23	20	21	14		-0.0534	0.4556	-0.0178	0.4558	-0.0471	0.5126
24	21	15	14		-0.0178	0.4558	-0.0157	0.5130	-0.0471	0.5126
25	21	22	16		-0.0178	0.4558	0.0178	0.4558	0.0157	0.5130
26	21	16	15		-0.0178	0.4558	0.0157	0.5130	-0.0157	0.5130
27	22	23	17		0.0178	0.4558	0.0534	0.4556	0.0471	0.5126
28	22	17	16		0.0178	0.4558	0.0471	0.5126	0.0157	0.5130
29	23	24	18		0.0534	0.4556	0.0889	0.4552	0.0785	0.5118
30	23	18	17		0.0534	0.4556	0.0785	0.5118	0.0471	0.5126
31	25	26	19		-0.0987	0.3953	-0.0592	0.3953	-0.0889	0.4552
32	26	20	19		-0.0592	0.3953	-0.0534	0.4556	-0.0889	0.4552
33	26	27	20		-0.0592	0.3953	-0.0197	0.3953	-0.0534	0.4556
34	27	21	20		-0.0197	0.3953	-0.0178	0.4558	-0.0534	0.4556
35	27	28	22		-0.0197	0.3953	0.0197	0.3953	0.0178	0.4558
36	27	22	21		-0.0197	0.3953	0.0178	0.4558	-0.0178	0.4558
37	28	29	23		0.0197	0.3953	0.0592	0.3953	0.0534	0.4556
38	28	23	22		0.0197	0.3953	0.0534	0.4556	0.0178	0.4558
39	29	30	24		0.0592	0.3953	0.0889	0.3953	0.0889	0.4552
40	29	24	23		0.0592	0.3953	0.0889	0.4552	0.0534	0.4556

REGION 3

3 REGLIONES

6 COLUMNAS

NUMERO DE NODOS DE FRONTERA

16 17 18 15 13 12 11 14

NUMERO DE NODOS DE LA REGION

25	26	27	28	29	30
31	32	33	34	35	36
37	38	39	40	41	42

NEI.	NUMEROS DE NODO				X(1)	Y(1)	X(2)	Y(2)	X(3)	Y(3)
41	31	32	26		-0.1148	0.3793	-0.0689	0.3236	-0.0592	0.3953
42	31	26	25		-0.1148	0.3793	-0.0592	0.3953	-0.0987	0.3953
43	32	33	27		-0.0689	0.3236	0.0230	0.2958	-0.0197	0.3953
44	32	27	26		-0.0689	0.3236	-0.0197	0.3953	-0.0592	0.3953
45	33	34	28		-0.0230	0.2958	0.0230	0.2958	0.0197	0.3953
46	33	28	27		-0.0230	0.2958	0.0197	0.3953	-0.0197	0.3953
47	34	35	28		0.0230	0.2958	0.0689	0.3236	0.0197	0.3953
48	35	29	28		0.0689	0.3236	0.0592	0.3953	0.0197	0.3953
49	35	36	29		0.0689	0.3236	0.1148	0.3793	0.0592	0.3953
50	36	36	29		0.1148	0.3793	0.0987	0.3953	0.0592	0.3953
51	37	38	32		-0.1571	0.3726	-0.0942	0.2613	-0.0689	0.3236
52	37	32	31		-0.1571	0.3726	-0.0689	0.3236	-0.1148	0.3793
53	38	39	33		-0.0942	0.2613	-0.0314	0.2056	-0.0230	0.2958
54	38	33	32		-0.0942	0.2613	-0.0230	0.2958	-0.0689	0.3236
55	39	40	34		-0.0314	0.2056	0.0314	0.2056	0.0230	0.2958
56	39	34	33		-0.0314	0.2056	0.0230	0.2958	-0.0230	0.2958
57	40	41	34		0.0314	0.2056	0.0942	0.2613	0.0230	0.2958
58	41	35	34		0.0942	0.2613	0.0689	0.3236	0.0230	0.2958
59	41	42	35		0.0942	0.2613	0.1571	0.3726	0.0689	0.3236
60	42	36	35		0.1571	0.3726	0.1148	0.3793	0.0689	0.3236

REGION 4

3 RENGLONES

6 COLUMNAS

NUMERO DE NODOS DE FRONTERA

21 22 23 20 18 17 16 19

NUMERO DE NODOS DE LA REGION

37 38 39 40 41 42
43 44 45 46 47 48
49 50 51 52 53 54

NEL	NUMEROS DE NODO				X(1)	Y(1)	X(2)	Y(2)	X(3)	Y(3)
61	43	44	38		-0.1571	0.2484	-0.0942	0.1928	-0.0742	0.2613
62	43	38	37		-0.1571	0.2484	-0.0942	0.2613	-0.1571	0.3726
63	44	45	39		-0.0942	0.1928	-0.0314	0.1649	-0.0314	0.2056
64	44	39	38		-0.0942	0.1928	-0.0314	0.2056	-0.0942	0.2613
65	45	46	40		-0.0314	0.1649	0.0314	0.1649	0.0314	0.2056
66	45	40	39		-0.0314	0.1649	0.0314	0.2056	-0.0314	0.2056
67	46	47	40		0.0314	0.1649	0.0942	0.1928	0.0314	0.2056
68	47	41	40		0.0942	0.1928	0.0942	0.2613	0.0314	0.2056
69	47	48	41		0.0942	0.1928	0.1571	0.2484	0.0942	0.2613
70	48	42	41		0.1571	0.2484	0.1571	0.3726	0.0942	0.2613
71	49	50	44		-0.1571	0.0000	-0.0942	0.0000	-0.0942	0.1928
72	49	44	43		-0.1571	0.0000	-0.0942	0.1928	-0.1571	0.2484
73	50	51	45		-0.0942	0.0000	-0.0314	0.0000	-0.0314	0.1649
74	50	45	44		-0.0942	0.0000	-0.0314	0.1649	0.0942	0.1928
75	51	52	46		-0.0314	0.0000	0.0314	0.0000	0.0314	0.1649
76	51	46	45		-0.0314	0.0000	0.0314	0.1649	-0.0314	0.1649
77	52	53	46		0.0314	0.0000	0.0942	0.0000	0.0314	0.1649
78	53	47	46		0.0942	0.0000	0.0942	0.1928	0.0314	0.1649
79	53	54	47		0.0942	0.0000	0.1571	0.0000	0.0942	0.1928
80	54	48	47		0.1571	0.0000	0.1571	0.2484	0.0942	0.1928

EL ANCHO DE BANDA ES 0.000000 EN EL ELEMENTO 3

MODULO DE ELASTICIDAD=30000000.0
MODULO DE POISSON= 0.300
COEF.DE EXP. TERM.= 0.000007
ESPESOR= 1.000
TEMPERATURA INICIAL= 0.0

VALORES DE FRONTERA

FUERZAS NODALES

CASO DE CARGA 1
35 -1800.00000
36 -700.00000

VALORES NODALES PRESCRITOS

73	0.00000
74	0.00000
83	0.00000
84	0.00000
85	0.00000
86	0.00000
95	0.00000
96	0.00000
97	0.00000
98	0.00000
99	0.00000
100	0.00000
101	0.00000
102	0.00000
103	0.00000
104	0.00000
105	0.00000
106	0.00000
107	0.00000
108	0.00000

VALORES NODALES, CASO DE CARGA 1

1	-0.00026	2	-0.00005	3	-0.00026	4	-0.00004	5	-0.00026
6	-0.00002	7	-0.00026	8	-0.00001	9	-0.00026	10	-0.00000
11	-0.00026	12	0.00000	13	-0.00023	14	-0.00006	15	-0.00023
16	-0.00004	17	-0.00023	18	-0.00003	19	-0.00023	20	-0.00001
21	-0.00023	22	0.00000	23	-0.00023	24	0.00001	25	-0.00019
26	-0.00008	27	-0.00019	28	-0.00005	29	-0.00019	30	-0.00003
31	-0.00021	32	-0.00001	33	-0.00022	34	-0.00000	35	-0.00025
36	0.00000	37	-0.00011	38	-0.00007	39	-0.00011	40	-0.00005
41	-0.00012	42	-0.00003	43	-0.00012	44	-0.00002	45	-0.00013
46	-0.00000	47	-0.00012	48	0.00004	49	-0.00004	50	-0.00004
51	-0.00004	52	-0.00004	53	-0.00005	54	-0.00003	55	-0.00005
56	-0.00001	57	-0.00004	58	0.00000	59	-0.00004	60	0.00002
61	-0.00002	62	-0.00002	63	-0.00001	64	-0.00003	65	-0.00000
66	-0.00002	67	-0.00000	68	-0.00001	69	-0.00001	70	0.00001
71	-0.00002	72	0.00001	73	0.00000	74	0.00000	75	-0.00000
76	-0.00001	77	0.00000	78	-0.00001	79	0.00000	80	-0.00000
81	-0.00000	82	0.00000	83	0.00000	84	0.00000	85	0.00000
86	0.00000	87	-0.00000	88	-0.00001	89	-0.00000	90	-0.00001
91	0.00000	92	-0.00000	93	0.00000	94	0.00000	95	0.00000
96	0.00000	97	0.00000	98	0.00000	99	0.00000	100	0.00000
101	0.00000	102	0.00000	103	0.00000	104	0.00000	105	0.00000
106	0.00000	107	0.00000	108	0.00000				

ESFUERZOS Y DE

ESFUERZOS Y DEFORMACIONES DEL ELEMENTO

ELEMENTO	1				
EXX=	-0.00001	SXX=	-122.01300	S1=	1296.43591
EYY=	0.00001	SYY=	282.63312	S2=	-1135.81580
GXY=	0.00010	TXY=	1199.17773	TMAX=	1216.12585
				SE=	7107.92236
				ANGULO	49.79 GRADOS
ELEMENTO	2				
EXX=	0.00002	SXX=	630.10400	S1=	681.56421
EYY=	-0.00000	SYY=	162.35756	S2=	110.89734
GXY=	0.00001	TXY=	163.45737	TMAX=	285.33344
				SE=	633.43854
				ANGULO	17.48 GRADOS
ELEMENTO	3				
EXX=	-0.00003	SXX=	-932.94775	S1=	-196.38220
EYY=	0.00000	SYY=	-233.61972	S2=	-968.18530
GXY=	0.00001	TXY=	160.88586	TMAX=	384.90155
				SE=	885.81464
				ANGULO	77.65 GRADOS
ELEMENTO	4				
EXX=	0.00002	SXX=	739.11981	S1=	747.26355
EYY=	-0.00000	SYY=	88.30130	S2=	80.15759
GXY=	0.00001	TXY=	73.25568	TMAX=	333.55298
				SE=	710.58374
				ANGULO	6.34 GRADOS
ELEMENTO	5				
EXX=	-0.00004	SXX=	-1476.69714	S1=	-339.38800
EYY=	-0.00000	SYY=	-451.69580	S2=	-1589.00500
GXY=	0.00003	TXY=	357.39148	TMAX=	624.80847
				SE=	1449.42480
				ANGULO	72.56 GRADOS
ELEMENTO	6				
EXX=	0.00003	SXX=	815.90765	S1=	841.74219
EYY=	-0.00000	SYY=	98.29855	S2=	72.46405
GXY=	0.00001	TXY=	138.58752	TMAX=	384.63707
				SE=	807.95111
				ANGULO	10.56 GRADOS
ELEMENTO	7				
EXX=	-0.00004	SXX=	-2035.75940	S1=	-341.72980
EYY=	0.00001	SYY=	-369.90924	S2=	-2063.93594
GXY=	-0.00002	TXY=	-218.48747	TMAX=	861.10455
				SE=	1916.06738
				ANGULO	-82.65 GRADOS
ELEMENTO	8				
EXX=	0.00003	SXX=	974.03534	S1=	976.05164
EYY=	0.00000	SYY=	194.28163	S2=	192.26541
GXY=	0.00000	TXY=	39.26183	TMAX=	391.69310
				SE=	895.53442
				ANGULO	-2.91 GRADOS

ELEMENTO	9				
EXX=	-0.00005	SXX=	-1515.23840	S1=	1129.81458
EYY=	0.00002	SYY=	182.12178	S2=	-2462.93188
GXY=	-0.00014	TXY=	-1583.25574	TMAX=	1796.37317
				SE=	3182.00757
				ANGULO	-59.10 GRADOS
ELEMENTO	10				
EXX=	0.00002	SXX=	833.69159	S1=	886.43646
EYY=	0.00000	SYY=	393.38910	S2=	340.64426
GXY=	-0.00001	TXY=	-161.26282	TMAX=	272.89609
				SE=	774.49896
				ANGULO	-18.11 GRADOS
ELEMENTO	11				
EXX=	-0.00007	SXX=	-1831.93823	S1=	467.36377
EYY=	0.00003	SYY=	453.43195	S2=	-1845.87012
GXY=	0.00002	TXY=	178.97919	TMAX=	1156.61694
				SE=	2118.57471
				ANGULO	85.55 GRADOS
ELEMENTO	12				
EXX=	-0.00000	SXX=	-72.62301	S1=	900.37347
EYY=	0.00000	SYY=	69.07817	S2=	-903.91833
GXY=	-0.00008	TXY=	-899.35944	TMAX=	902.14587
				SE=	1562.56360
				ANGULO	-47.25 GRADOS
ELEMENTO	13				
EXX=	-0.00020	SXX=	-6451.36133	S1=	-1077.64673
EYY=	0.00002	SYY=	-1384.30713	S2=	-6758.02197
GXY=	-0.00011	TXY=	-1283.70728	TMAX=	2840.18750
				SE=	6288.83350
				ANGULO	-76.56 GRADOS
ELEMENTO	14				
EXX=	-0.00003	SXX=	-860.12701	S1=	474.24951
EYY=	0.00001	SYY=	-77.59256	S2=	-1361.98912
GXY=	-0.00007	TXY=	-802.84131	TMAX=	893.10931
				SE=	1616.40417
				ANGULO	-57.99 GRADOS
ELEMENTO	15				
EXX=	-0.00034	SXX=	-10445.80273	S1=	-499.69387
EYY=	0.00008	SYY=	-753.86011	S2=	-10499.97070
GXY=	-0.00006	TXY=	-726.58185	TMAX=	4900.13867
				SE=	10168.19531
				ANGULO	85.74 GRADOS
ELEMENTO	16				
EXX=	-0.00004	SXX=	-1395.93640	S1=	467.35858
EYY=	0.00001	SYY=	-187.49335	S2=	-2045.78845
GXY=	-0.00010	TXY=	-1100.39343	TMAX=	1256.57349
				SE=	2315.12231
				ANGULO	-59.44 GRADOS

ELEMENTO	17				
EXX=	-0.00056	SXX=-17136.80664	S1= -916.17139		
EYY=	0.00014	SYY= -961.49609	S2=-17182.13086	SE= 16742.85547	
GXY=	0.00007	TXY= 857.43243	TMAX= 8132.97998	ANGULO 86.97 GRADOS	
ELEMENTO	18				
EXX=	-0.00006	SXX= -1288.60510	S1= 2097.21313		
EYY=	0.00008	SYY= 2095.94409	S2= -1289.87427	SE= 1960.74922	
GXY=	0.00001	TXY= 65.54675	TMAX= 1693.54370	ANGULO 88.89 GRADOS	
ELEMENTO	19				
EXX=	-0.00085	SXX=-24191.14258	S1= -1915.77832		
EYY=	0.00019	SYY= -2134.99756	S2=-26410.36328	SE= 25506.49023	
GXY=	0.00020	TXY= 2306.86401	TMAX= 12347.29199	ANGULO 84.57 GRADOS	
ELEMENTO	20				
EXX=	-0.00005	SXX= -154.84265	S1= 4865.10840		
EYY=	0.00014	SYY= 4079.09644	S2= -940.85425	SE= 5397.39258	
GXY=	0.00017	TXY= 1986.38867	TMAX= 2902.98120	ANGULO 68.41 GRADOS	
ELEMENTO	21				
EXX=	-0.00004	SXX= -3050.45752	S1= 1924.63232		
EYY=	-0.00019	SYY= -6614.72656	S2=-11589.31738	SE= 12662.31543	
GXY=	-0.00056	TXY= -6517.98096	TMAX= 6757.22461	ANGULO -37.35 GRADOS	
ELEMENTO	22				
EXX=	-0.00005	SXX= -2998.66357	S1= 1138.87769		
EYY=	-0.00012	SYY= -4540.13672	S2= -8677.67773	SE= 9299.56738	
GXY=	-0.00042	TXY= -4847.38623	TMAX= 4908.27783	ANGULO -40.48 GRADOS	
ELEMENTO	23				
EXX=	-0.00011	SXX= -4424.60156	S1= 5144.78174		
EYY=	-0.00008	SYY= -3708.14331	S2=-13277.52731	SE= 16464.05000	
GXY=	-0.00009	TXY= -9204.18555	TMAX= 9211.15430	ANGULO -44.11 GRADOS	
ELEMENTO	24				
EXX=	-0.00019	SXX= -6201.27783	S1= 4148.84326		
EYY=	0.00002	SYY= -1222.48938	S2=-11572.61037	SE= 14112.09077	
GXY=	-0.00065	TXY= -7456.13438	TMAX= 7860.72656	ANGULO -54.03 GRADOS	

ELEMENTO	25				
EXX=	-0.00014	SXX=	-3790.59106	S1=	10909.46973
EYY=	0.00008	SYY=	1238.28442	S2=	-13461.77637
GXY=	-0.00103	TXY=	-11923.38086	TMAX=	12189.62305
				SF=	21144.66406
				ANGULO	-50.95 GRADOS
ELEMENTO	26				
EXX=	-0.00034	SXX=	-10952.82910	S1=	3758.01123
EYY=	0.00003	SYY=	-2444.07202	S2=	-17154.91211
GXY=	-0.00083	TXY=	-9551.85059	TMAX=	10456.46171
				SE=	19310.15430
				ANGULO	-57.00 GRADOS
ELEMENTO	27				
EXX=	-0.00011	SXX=	-3117.42603	S1=	12675.54883
EYY=	0.00004	SYY=	235.95935	S2=	-15557.01562
GXY=	-0.00121	TXY=	-14016.35156	TMAX=	14116.28223
				SE=	24492.52930
				ANGULO	-48.41 GRADOS
ELEMENTO	28				
EXX=	-0.00058	SXX=	-18197.32617	S1=	3638.54687
EYY=	0.00008	SYY=	-3084.64966	S2=	-24920.52344
GXY=	-0.00105	TXY=	-12116.38770	TMAX=	14279.53516
				SE=	36924.82227
				ANGULO	-60.97 GRADOS
ELEMENTO	29				
EXX=	0.00009	SXX=	-960.12500	S1=	7226.68213
EYY=	-0.00041	SYY=	-12497.31152	S2=	-20684.11914
GXY=	-0.00110	TXY=	-12707.34082	TMAX=	13955.40039
				SE=	25090.54897
				ANGULO	-32.75 GRADOS
ELEMENTO	30				
EXX=	-0.00090	SXX=	-29473.83594	S1=	2019.16797
EYY=	0.00001	SYY=	-8603.10059	S2=	-40096.10547
GXY=	-0.00159	TXY=	-16290.08203	TMAX=	21057.63672
				SE=	41142.86719
				ANGULO	-59.65 GRADOS
ELEMENTO	31				
EXX=	-0.00002	SXX=	-6733.65723	S1=	1619.92187
EYY=	-0.00063	SYY=	-20808.70312	S2=	-29162.28309
GXY=	-0.00119	TXY=	-13687.92480	TMAX=	15391.10259
				SE=	30005.05859
				ANGULO	-31.99 GRADOS
ELEMENTO	32				
EXX=	-0.00004	SXX=	-2506.94127	S1=	-389.18700
EYY=	0.00029	SYY=	-2574.27192	S2=	-13146.55262
GXY=	-0.00050	TXY=	-9777.02746	TMAX=	6370.48804
				SE=	10004.35000
				ANGULO	-31.50 GRADOS

ELEMENTO	33				
EXX=	-0.00010	SXX= -5463.60693	S1= 3929.60254		
EYY=	-0.00024	SYY= -8697.19727	S2=-18090.40820	SE= 20341.89844	
GXY=	-0.00094	TXY=-10890.64648	TMAX= 11010.00488	ANGULO -40.78 GRADOS	
ELEMENTO	34				
EXX=	-0.00011	SXX= -4755.09766	S1= 3666.03906		
EYY=	-0.00011	SYY= -4772.68555	S2=-13193.82227	SE= 15358.57617	
GXY=	-0.00073	TXY= -8429.92578	TMAX= 8429.93066	ANGULO -44.97 GRADOS	
ELEMENTO	35				
EXX=	-0.00001	SXX= -1013.58783	S1= 9488.11328		
EYY=	-0.00006	SYY= -2217.67432	S2=-12719.37500	SE= 19299.99219	
GXY=	-0.00096	TXY=-11087.41016	TMAX= 11103.74414	ANGULO -43.45 GRADOS	
ELEMENTO	36				
EXX=	-0.00014	SXX= -5651.30713	S1= 4035.91309		
EYY=	-0.00011	SYY= -4964.07959	S2=-14651.29980	SE= 17031.75195	
GXY=	-0.00081	TXY= -9337.28516	TMAX= 9343.60645	ANGULO -46.05 GRADOS	
ELEMENTO	37				
EXX=	0.00008	SXX= 2485.70166	S1= 12394.72266		
EYY=	-0.00003	SYY= -211.94824	S2=-10120.96875	SE= 19532.27539	
GXY=	-0.00097	TXY=-11176.75098	TMAX= 11257.84570	ANGULO -41.56 GRADOS	
ELEMENTO	38				
EXX=	-0.00010	SXX= -4013.27856	S1= 5923.15771		
EYY=	-0.00006	SYY= -2972.37012	S2=-12908.80664	SE= 16678.78906	
GXY=	-0.00081	TXY= -9401.58789	TMAX= 9415.98242	ANGULO -46.58 GRADOS	
ELEMENTO	39				
EXX=	0.00001	SXX= 4783.83496	S1= 22580.50195		
EYY=	0.00044	SYY= 14553.04395	S2= -3243.62305	SE= 24364.78711	
GXY=	-0.00104	TXY=-11952.48828	TMAX= 12912.06250	ANGULO -56.11 GRADOS	
ELEMENTO	40				
EXX=	0.00010	SXX= 3724.30200	S1= 6170.20557		
EYY=	0.00004	SYY= 2202.33130	S2= -245.07227	SE= 6298.31885	
GXY=	-0.00027	TXY= -3117.03149	TMAX= 3208.63892	ANGULO -38.14 GRADOS	

ELEMENTO	41				
EXX=	-0.00035	SYX=-12493.78613	S1= -2157.94775		SE= 16116.11035
EYY=	-0.00010	SYI= -6750.52246	S2=-17086.36133		ANGULO -56.31 GRADOS
GXY=	-0.00060	TXY= -6889.71045	TMAX= 7464.20654		
ELEMENTO	42				
EXX=	-0.00002	SXX= -9760.07422	S1= 22.10352		SE= 40693.70312
EYY=	-0.00093	SYI=-30903.46875	S2=-40687.64844		ANGULO -29.36 GRADOS
GXY=	-0.00151	TXY=-17394.86328	TMAX= 20354.87500		
ELEMENTO	43				
EXX=	-0.00009	SXX= -4101.48877	S1= -1685.01123		SE= 6281.37207
EYY=	-0.00011	SYI= -4535.54395	S2= -6952.02197		ANGULO -42.64 GRADOS
GXY=	-0.00023	TXY= -2624.54736	TMAX= 2633.50537		
ELEMENTO	44				
EXX=	-0.00010	SXX= -4773.46289	S1= -3734.75977		SE= 6432.32812
EYY=	-0.00017	SYI= -6396.76611	S2= -7435.46973		ANGULO -31.99 GRADOS
GXY=	-0.00014	TXY= -1662.83936	TMAX= 1850.35428		
ELEMENTO	45				
EXX=	0.00002	SXX= 77.29572	S1= 1393.71411		SE= 4402.32861
EYY=	-0.00007	SYI= -2220.35962	S2= -3536.77808		ANGULO -31.11 GRADOS
GXY=	0.00019	TXY= -2181.19997	TMAX= 2465.24607		
ELEMENTO	46				
EXX=	-0.00001	SXX= -1500.29333	S1= -1207.42871		SE= 3747.59365
EYY=	-0.00012	SYI= -3906.63066	S2= -4219.54541		ANGULO -13.30 GRADOS
GXY=	-0.00008	TXY= -918.96892	TMAX= 1006.05835		
ELEMENTO	47				
EXX=	0.00012	SXX= 3347.12032	S1= 3684.32793		SE= 4624.44875
EYY=	0.00007	SYI= -1155.97502	S2= -1502.57452		ANGULO -14.76 GRADOS
GXY=	-0.00011	TXY= -1227.99890	TMAX= 2594.45028		
ELEMENTO	48				
EXX=	0.00008	SXX= 2894.00834	S1= 2912.70677		SE= 1548.49408
EYY=	0.00001	SYI= 1146.00720	S2= 1170.63987		ANGULO -6.59 GRADOS
GXY=	0.00003	TXY= 1000.00000	TMAX= 826.03347		

ELEMENTO	49				
FXX=	0.00033	SXX=	10571.86328	S1=	11973.14648
FYY=	-0.00004	SYX=	2091.33325	S2=	690.04980
GXY=	-0.00032	TXY=	-3721.18530	TMAX=	5641.54834
				SE=	11643.46875
				ANGULO	-20.63 GRADOS
ELEMENTO	50				
FXX=	0.00001	SXX=	7813.42822	S1=	32399.84180
FYY=	0.00074	SYX=	24651.68750	S2=	65.27441
GXY=	-0.00120	TXY=	-13802.14744	TMAX=	16167.28320
				SE=	32367.25586
				ANGULO	-60.69 GRADOS
ELEMENTO	51				
FXX=	-0.00015	SXX=	-5791.28271	S1=	-183.93652
FYY=	-0.00007	SYX=	-3844.38281	S2=	-9451.72949
GXY=	-0.00039	TXY=	-4530.49561	TMAX=	4633.89648
				SE=	9361.11719
				ANGULO	-51.06 GRADOS
ELEMENTO	52				
FXX=	-0.00032	SXX=	-13722.72266	S1=	-3932.93652
FYY=	-0.00031	SYX=	-13385.44043	S2=	-23125.22852
GXY=	-0.00083	TXY=	-9569.65918	TMAX=	9571.14551
				SE=	21413.40039
				ANGULO	-45.50 GRADOS
ELEMENTO	53				
FXX=	0.00003	SXX=	96.93146	S1=	149.68176
FYY=	-0.00009	SYX=	-2729.34863	S2=	-2782.09917
GXY=	-0.00003	TXY=	-389.70462	TMAX=	1465.89038
				SE=	2859.87939
				ANGULO	-7.71 GRADOS
ELEMENTO	54				
FXX=	0.00007	SXX=	-102.40698	S1=	-69.60962
FYY=	-0.00025	SYX=	-7536.71045	S2=	-7569.50830
GXY=	-0.00004	TXY=	-494.87451	TMAX=	3749.94922
				SE=	7534.94482
				ANGULO	-3.79 GRADOS
ELEMENTO	55				
FXX=	0.00001	SXX=	22.42305	S1=	261.80521
FYY=	-0.00002	SYX=	462.70523	S2=	-702.08759
GXY=	0.00004	TXY=	416.45526	TMAX=	481.94638
				SE=	863.29553
				ANGULO	29.89 GRADOS
ELEMENTO	56				
FXX=	0.00002	SXX=	-294.74976	S1=	777.86121
FYY=	-0.00011	SYX=	-3460.48730	S2=	-4533.09814
GXY=	0.00018	TXY=	2132.15820	TMAX=	2655.47974
				SE=	4967.91406
				ANGULO	26.71 GRADOS

ELEMENTO	57				
EXX=	-0.00001	SXX=	-491.96579	S1=	381.99857
EYY=	-0.00001	SYY=	-500.01474	S2=	-1373.97913
GXY=	0.00008	TXY=	877.97955	TMAX=	877.98883
				SE=	1599.56226
				ANGULO	44.87 GRADOS
ELEMENTO	58				
EXX=	-0.00005	SXX=	-471.21094	S1=	3933.92603
EYY=	0.00013	SYY=	3833.33472	S2=	-571.80212
GXY=	0.00006	TXY=	665.67004	TMAX=	2252.86401
				SE=	4248.78369
				ANGULO	81.41 GRADOS
ELEMENTO	59				
EXX=	0.00013	SXX=	4603.28027	S1=	5409.95020
EYY=	0.00002	SYY=	1946.35156	S2=	1139.68164
GXY=	-0.00014	TXY=	-1671.52051	TMAX=	2135.13428
				SE=	4939.71826
				ANGULO	-25.76 GRADOS
ELEMENTO	60				
EXX=	0.00034	SXX=	13128.85937	S1=	18772.49414
EYY=	0.00020	SYY=	9905.14941	S2=	4261.51560
GXY=	-0.00061	TXY=	-7074.18066	TMAX=	7255.48828
				SE=	17046.04883
				ANGULO	-38.58 GRADOS
ELEMENTO	61				
EXX=	-0.00006	SXX=	-3150.75171	S1=	-668.77393
EYY=	-0.00011	SYY=	-4108.03662	S2=	-6590.01445
GXY=	-0.00025	TXY=	-2921.87310	TMAX=	2960.62036
				SE=	6282.38232
				ANGULO	-40.35 GRADOS
ELEMENTO	62				
EXX=	-0.00007	SXX=	-2458.31982	S1=	1115.59790
EYY=	0.00000	SYY=	-737.49603	S2=	-4311.41406
GXY=	0.00022	TXY=	-2573.48120	TMAX=	2713.50586
				SE=	4964.13672
				ANGULO	-54.24 GRADOS
ELEMENTO	63				
EXX=	0.00002	SXX=	11.14130	S1=	41.14610
EYY=	-0.00006	SYY=	-1787.08191	S2=	-1787.08679
GXY=	-0.00000	TXY=	-2.96439	TMAX=	914.11446
				SE=	1808.01111
				ANGULO	-0.09 GRADOS
ELEMENTO	64				
EXX=	0.00003	SXX=	-37.63347	S1=	48.86960
EYY=	-0.00011	SYY=	-3174.09839	S2=	-3360.59077
GXY=	-0.00005	TXY=	-527.93419	TMAX=	1554.72655
				SE=	3285.29565
				ANGULO	-9.30 GRADOS

ELEMENTO	65				
EXX=	0.00001	SXX=	168.25801	S1=	450.84595
EYY=	-0.00002	SYY=	-424.61807	S2=	-707.20605
GXY=	0.00004	TXY=	497.38876	TMAX=	579.02400
				SE=	1011.06061
				ANGULO	25.60 GRADOS
ELEMENTO	66				
EXX=	0.00001	SXX=	-416.03589	S1=	9.59692
EYY=	-0.00006	SYY=	-1924.23437	S2=	-2349.86719
GXY=	0.00008	TXY=	907.24769	TMAX=	1179.73206
				SE=	2354.68042
				ANGULO	25.13 GRADOS
ELEMENTO	67				
EXX=	-0.00001	SXX=	-398.02463	S1=	115.80609
EYY=	-0.00002	SYY=	-594.50256	S2=	-1108.33337
GXY=	0.00005	TXY=	604.13440	TMAX=	612.06970
				SE=	1170.54077
				ANGULO	40.38 GRADOS
ELEMENTO	68				
EXX=	-0.00001	SXX=	-42.34204	S1=	1374.90942
EYY=	0.00004	SYY=	1237.21021	S2=	-130.04120
GXY=	0.00003	TXY=	352.55035	TMAX=	752.47528
				SE=	1444.32739
				ANGULO	76.03 GRADOS
ELEMENTO	69				
EXX=	0.00003	SXX=	1511.72107	S1=	2651.95361
EYY=	0.00004	SYY=	1753.43091	S2=	613.19843
GXY=	-0.00009	TXY=	-1012.18811	TMAX=	1019.37762
				SE=	2404.72388
				ANGULO	-48.40 GRADOS
ELEMENTO	70				
EXX=	0.00004	SXX=	1338.96899	S1=	1694.72241
EYY=	0.00000	SYY=	401.69073	S2=	45.93744
GXY=	-0.00006	TXY=	-678.53315	TMAX=	824.39246
				SE=	1672.22693
				ANGULO	-27.68 GRADOS
ELEMENTO	71				
EXX=	0.00006	SXX=	-349.20828	S1=	-342.57199
EYY=	0.00004	SYY=	-1160.69421	S2=	1166.73044
GXY=	0.00001	TXY=	-67.90565	TMAX=	411.92924
				SE=	1038.13017
				ANGULO	-4.71 GRADOS
ELEMENTO	72				
EXX=	-0.00002	SXX=	-595.22222	S1=	376.71094
EYY=	0.00000	SYY=	-178.56503	S2=	-1650.50049
GXY=	-0.00011	TXY=	-124.71009	TMAX=	126.66871
				SE=	2022.96119
				ANGULO	42.73 GRADOS

ELEMENTO	73					
EXX=	0.00000	SXX=	-319.22154	S1=	-319.22095	
EYY=	-0.00003	SYY=	-1064.07178	S2=	-1064.07239	SE= 945.76837
GXY=	-0.00000	TXY=	-0.66761	TMAX=	372.42572	ANGULO -0.05 GRADOS
ELEMENTO	74					
EXX=	0.00002	SXX=	156.06815	S1=	156.44153	
EYY=	-0.00004	SYY=	-1009.41113	S2=	-1009.78455	SE= 1094.40820
GXY=	0.00000	TXY=	20.86451	TMAX=	583.11304	ANGULO 1.03 GRADOS
ELEMENTO	75					
EXX=	0.00000	SXX=	-142.14720	S1=	-136.75046	
EYY=	-0.00001	SYY=	-473.82397	S2=	-479.22073	SE= 427.57404
GXY=	0.00000	TXY=	42.65089	TMAX=	171.23514	ANGULO 7.21 GRADOS
ELEMENTO	76					
EXX=	0.00001	SXX=	5.66135	S1=	247.31219	
EYY=	-0.00003	SYY=	-966.60687	S2=	-1208.25781	SE= 1349.02454
GXY=	0.00005	TXY=	541.61292	TMAX=	727.78497	ANGULO 24.04 GRADOS
ELEMENTO	77					
EXX=	0.00000	SXX=	-142.14719	S1=	-136.75046	
EYY=	-0.00001	SYY=	-473.82391	S2=	-479.22067	SE= 427.57397
GXY=	0.00000	TXY=	42.65088	TMAX=	171.23511	ANGULO 7.21 GRADOS
ELEMENTO	78					
EXX=	-0.00001	SXX=	-264.24704	S1=	455.59897	
EYY=	0.00000	SYY=	33.24515	S2=	-686.60089	SE= 995.89403
GXY=	0.00005	TXY=	551.38885	TMAX=	571.09991	ANGULO 52.55 GRADOS
ELEMENTO	79					
EXX=	0.00000	SXX=	37.09426	S1=	123.21804	
EYY=	0.00000	SYY=	123.64753	S2=	37.02375	SE= 109.98366
GXY=	0.00000	TXY=	2.47135	TMAX=	43.34714	ANGULO 89.37 GRADOS
ELEMENTO	80					
EXX=	-0.00000	SXX=	-21.64246	S1=	118.90424	
EYY=	0.00000	SYY=	-6.49871	S2=	-147.06544	SE= 230.78877
GXY=	-0.00001	TXY=	-132.76854	TMAX=	132.98482	ANGULO -17.64 GRADOS

DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE
ENGRANE MEDIANTE EL METODO DEL ELEMENTO FINITO

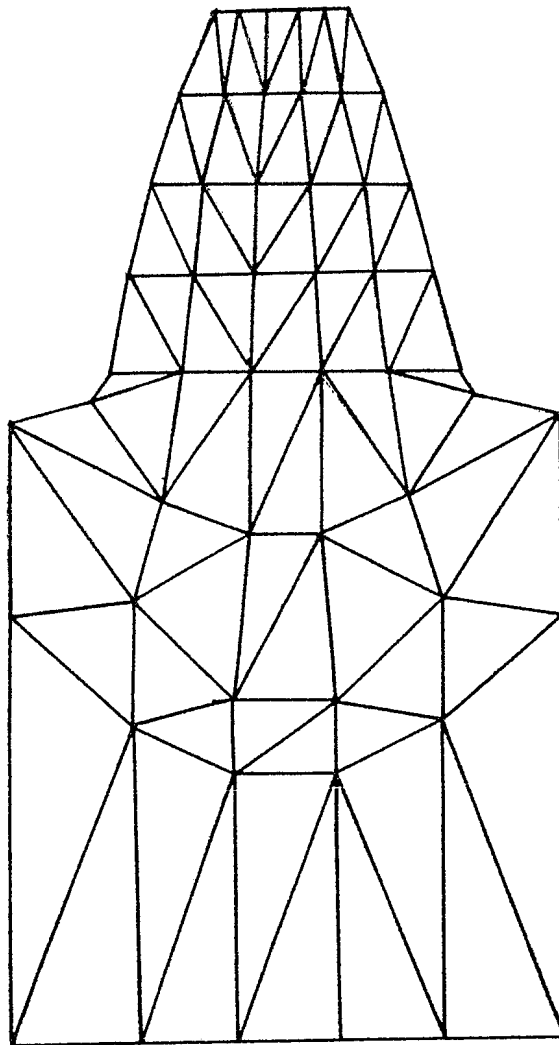


Fig. 3.4.1 Malla simétrica.

DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE ENGRANE MEDIANTE EL METODO DEL ELEMENTO FINITO

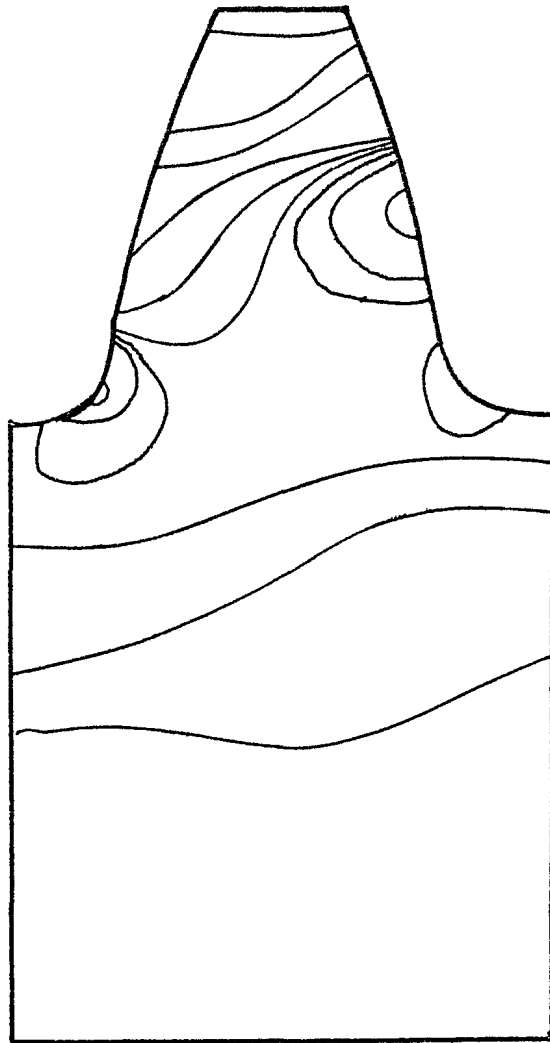


Fig. 3.4.2 Isolíneas de esfuerzo (malla simétrica).

DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE
ENGRANE MEDIANTE EL METODO DEL ELEMENTO FINITO

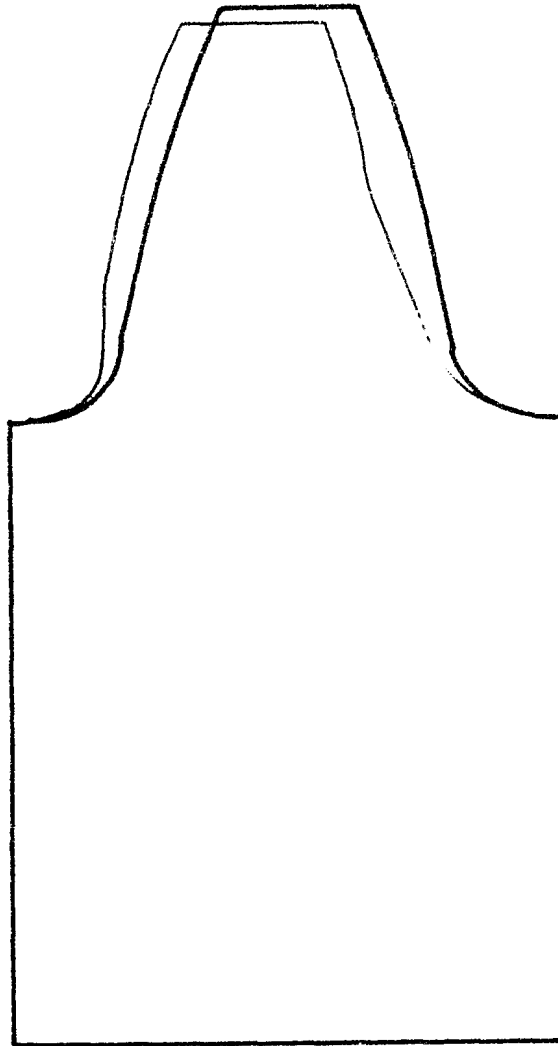


Fig. 3.4.3 Deformación (malla simétrica).

DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE
ENGRANE MEDIANTE EL METODO DEL ELEMENTO FINITO

DAME LOS VALORES DE: NUMERO DE DIENTES (13),
PASO DIAMETRAL, TIPO DE DIENTE (1. O 0.75) Y EL
ANGULO DE PRESION (3F10.5)

50 10. 1. 20.

COORDENADAS GLOBALES

NO. DE COORD. X	COORD. X	COORD. Y
1	-0.04	0.61
2	0.00	0.61
3	0.04	0.61
4	-0.06	0.56
5	0.06	0.56
6	-0.08	0.51
7	0.00	0.51
8	0.08	0.51
9	-0.09	0.46
10	0.09	0.46
11	-0.10	0.40
12	0.00	0.40
13	0.10	0.40
14	-0.11	0.38
15	0.11	0.38
16	-0.16	0.37
17	0.00	0.20
18	0.16	0.37
19	-0.16	0.25
20	0.16	0.25
21	-0.16	0.00
22	0.00	0.00
23	0.16	0.00

DATOS DE CONECTIVIDAD

REGION	LADO	1	2	3	4
1		2	0	0	0
2		3	0	1	0
3		4	0	2	0
4		0	0	3	0

REGION 1

3 RENGLONES

6 COLUMNAS

NUMERO DE NODOS DE FRONTERA

6 7 8 5 3 2 1 4

NUMERO DE NODOS DE LA REGION

1 2 3 4 5 6
7 8 9 10 11 12
13 14 15 16 17 18

NEL	NUMEROS DE NODO				X(1)	Y(1)	X(2)	Y(2)	X(3)	Y(3)
1	7	8	1		-0.0610	0.5631	-0.0366	0.5636	-0.0427	0.6127
2	8	2	1		-0.0366	0.5636	-0.0256	0.6130	-0.0427	0.6127
3	8	9	2		-0.0366	0.5636	-0.0122	0.5638	-0.0256	0.6130
4	9	3	2		-0.0122	0.5638	-0.0085	0.6131	-0.0256	0.6130
5	9	10	4		-0.0122	0.5638	0.0122	0.5638	0.0085	0.6131
6	9	4	3		-0.0122	0.5638	0.0085	0.6131	-0.0085	0.6131
7	10	11	5		0.0122	0.5638	0.0366	0.5636	0.0256	0.6130
8	10	5	4		0.0122	0.5638	0.0256	0.6130	0.0085	0.6131
9	11	12	6		0.0366	0.5636	0.0610	0.5631	0.0427	0.6127
10	11	6	5		0.0366	0.5636	0.0427	0.6127	0.0256	0.6130
11	13	14	7		-0.0785	0.5118	-0.0471	0.5126	-0.0610	0.5631
12	14	8	7		-0.0471	0.5126	-0.0366	0.5636	-0.0610	0.5631
13	14	15	8		-0.0471	0.5126	-0.0157	0.5130	-0.0366	0.5636
14	15	9	8		-0.0157	0.5130	-0.0122	0.5638	-0.0366	0.5636
15	15	16	10		-0.0157	0.5130	0.0157	0.5130	0.0127	0.5638
16	15	10	9		-0.0157	0.5130	0.0122	0.5638	-0.0122	0.5638
17	16	17	11		0.0157	0.5130	0.0471	0.5126	0.0366	0.5636
18	16	11	10		0.0157	0.5130	0.0366	0.5636	0.0127	0.5638
19	17	18	12		0.0471	0.5126	0.0785	0.5118	0.0610	0.5631
20	17	12	11		0.0471	0.5126	0.0610	0.5631	0.0366	0.5636

REGION 2

3 RENGLONES

6 COLUMNAS

NUMERO DE NODOS DE FRONTERA

11 12 13 10 8 7 6 9

NUMERO DE NODOS DE LA REGION

13 14 15 16 17 18
19 20 21 22 23 24
25 26 27 28 29 30

NEL	NUMEROS DE NODO				X(1)	Y(1)	X(2)	Y(2)	X(3)	Y(3)
21	19	20	13		-0.0889	0.4552	-0.0692	0.4556	-0.0785	0.5118
22	20	14	13		-0.0692	0.4556	-0.0471	0.5126	-0.0785	0.5118
23	20	21	14		-0.0692	0.4556	-0.0415	0.4558	-0.0471	0.5126
24	21	15	14		-0.0415	0.4558	-0.0157	0.5130	-0.0471	0.5126
25	21	22	15		-0.0415	0.4558	-0.0059	0.4558	-0.0157	0.5130
26	22	16	15		-0.0059	0.4558	0.0157	0.5130	-0.0157	0.5130
27	22	23	16		-0.0059	0.4558	0.0376	0.4556	0.0157	0.5130
28	23	17	16		0.0376	0.4556	0.0471	0.5126	0.0157	0.5130
29	23	24	18		0.0376	0.4556	0.0889	0.4552	0.0785	0.5118
30	23	18	17		0.0376	0.4556	0.0785	0.5118	0.0471	0.5126
31	25	26	19		-0.0987	0.3953	-0.0908	0.3953	-0.0889	0.4552
32	26	20	19		-0.0908	0.3953	-0.0692	0.4556	-0.0889	0.4552
33	26	27	20		-0.0908	0.3953	-0.0671	0.3953	-0.0692	0.4556
34	27	21	20		-0.0671	0.3953	-0.0415	0.4558	-0.0692	0.4556
35	27	28	21		-0.0415	0.3953	-0.0276	0.3953	-0.0415	0.4558
36	28	22	21		-0.0276	0.3953	-0.0059	0.4558	-0.0415	0.4558
37	28	29	22		-0.0276	0.3953	0.0276	0.3953	-0.0059	0.4558
38	29	23	22		0.0276	0.3953	0.0376	0.4556	-0.0059	0.4558
39	29	30	24		0.0276	0.3953	0.0987	0.3953	0.0889	0.4552
40	29	24	23		0.0276	0.3953	0.0889	0.4552	0.0376	0.4556

REGION 3

3 REGIONES

6 COLUMNAS

NUMERO DE NODOS DE FRONTERA

16 17 18 15 13 12 11 14

NUMERO DE NODOS DE LA REGION

25 26 27 28 29 30
31 32 33 34 35 36
37 38 39 40 41 42

NFL	NUMEROS DE NODO				X(1)	Y(1)	X(2)	Y(2)	X(3)	Y(3)
41	31	32	26		-0.1148	0.3793	-0.1005	0.3236	-0.0908	0.3953
42	31	26	25		-0.1148	0.3793	-0.0908	0.3953	-0.0987	0.3953
43	32	33	27		-0.1005	0.3236	-0.0704	0.2958	-0.0671	0.3953
44	32	27	26		-0.1005	0.3236	-0.0671	0.3953	-0.0908	0.3953
45	33	34	28		-0.0704	0.2958	-0.0244	0.2958	-0.0276	0.3953
46	33	28	27		-0.0704	0.2958	-0.0276	0.3953	-0.0671	0.3953
47	34	35	28		-0.0244	0.2958	0.0373	0.3236	-0.0276	0.3953
48	35	29	28		0.0373	0.3236	0.0276	0.3953	-0.0276	0.3953
49	35	36	29		0.0373	0.3236	0.1148	0.3793	0.0276	0.3953
50	36	30	29		0.1148	0.3793	0.0987	0.3953	0.0276	0.3953
51	37	38	32		-0.1571	0.3726	-0.1258	0.2613	-0.1005	0.3236
52	37	32	31		-0.1571	0.3726	-0.1005	0.3236	-0.1148	0.3793
53	38	39	33		-0.1258	0.2613	-0.0783	0.2056	-0.0704	0.2958
54	38	33	32		-0.1258	0.2613	-0.0704	0.2958	-0.1005	0.3236
55	39	40	34		-0.0783	0.2056	-0.0160	0.2056	-0.0244	0.2958
56	39	34	33		-0.0783	0.2056	-0.0244	0.2958	-0.0704	0.2958
57	40	41	34		-0.0160	0.2056	0.0627	0.2613	-0.0244	0.2958
58	41	35	34		0.0627	0.2613	0.0373	0.3236	-0.0244	0.2958
59	41	42	36		0.0627	0.2613	0.1571	0.3726	0.1148	0.3793
60	41	36	35		0.0627	0.2613	0.1148	0.3793	0.0373	0.3236

REGION 1

3 RENGLONES

6 COLUMNAS

NUMERO DE NODOS DE FRONTERA

21 22 23 20 18 17 16 19

NUMERO DE NODOS DE LA REGION

37 38 39 40 41 42
43 44 45 46 47 48
49 50 51 52 53 54

NEL	NUMEROS DE NORO	X(1)	Y(1)	X(2)	Y(2)	X(3)	Y(3)
61	43 44 38	-0.1571	0.2484	-0.1258	0.1928	-0.1258	0.2613
62	43 38 37	-0.1571	0.2484	-0.1258	0.2613	-0.1571	0.3726
63	44 45 39	-0.1258	0.1928	0.0788	0.1649	-0.0788	0.2056
64	44 39 38	-0.1258	0.1928	-0.0788	0.2056	-0.1258	0.2613
65	45 46 40	-0.0788	0.1649	-0.0160	0.1649	-0.0160	0.2056
66	45 40 39	-0.0788	0.1649	-0.0160	0.2056	-0.0788	0.2613
67	46 47 40	-0.0160	0.1649	0.0627	0.1928	-0.0160	0.2056
68	47 41 40	0.0627	0.1928	0.0627	0.2613	-0.0160	0.2056
69	47 40 39	0.0627	0.1928	0.1571	0.2484	0.0627	0.2613
70	48 42 41	0.1571	0.2484	0.1571	0.3726	0.0627	0.2613
71	49 50 44	-0.1571	0.0000	-0.1258	0.0000	-0.1258	0.1928
72	49 44 43	-0.1571	0.0000	-0.1258	0.1928	-0.1571	0.2484
73	50 51 45	-0.1258	0.0000	-0.0788	0.0000	-0.0788	0.1649
74	50 45 44	-0.1258	0.0000	-0.0788	0.1649	-0.1258	0.1928
75	51 52 46	-0.0788	0.0000	-0.0160	0.0000	-0.0160	0.1649
76	51 46 45	-0.0788	0.0000	-0.0160	0.1649	-0.0788	0.1649
77	52 53 46	-0.0160	0.0000	0.0627	0.0000	-0.0160	0.1649
78	53 47 46	0.0627	0.0000	0.0627	0.1928	-0.0160	0.1649
79	53 47 47	0.0627	0.0000	0.1571	0.0000	0.0627	0.1571
80	54 48 47	0.1571	0.0000	0.1571	0.2484	0.0627	0.1571

NUMERO DE FRONTERAS 6 CALIBRACION DE ELEMENTOS 1

MODULO DE ELASTICIDAD=30000000.0
MODULO DE POISSON= 0.300
COEF.DE EXP. TERM.= 0.000007
ESPESOR= 1.000
TEMPERATURA INICIAL= 0.0

VALORES DE FRONTERA

FUERZAS NODALES

CASO DE CARGA 1
35 -1800.00000
36 -700.00000

VALORES NODALES PRESCRITOS

73	0.00000
74	0.00000
83	0.00000
84	0.00000
85	0.00000
86	0.00000
95	0.00000
96	0.00000
97	0.00000
98	0.00000
99	0.00000
100	0.00000
101	0.00000
102	0.00000
103	0.00000
104	0.00000
105	0.00000
106	0.00000
107	0.00000
108	0.00000

VALORES NODALES,CASO DE CARGA 1

1	-0.00026	2	-0.00005	3	-0.00026	4	-0.00004	5	-0.00026
6	-0.00003	7	-0.00026	8	-0.00002	9	-0.00026	10	-0.00001
11	-0.00026	12	0.00000	13	-0.00023	14	-0.00007	15	-0.00023
16	-0.00005	17	-0.00023	18	-0.00003	19	-0.00023	20	-0.00002
21	-0.00023	22	-0.00000	23	-0.00023	24	0.00001	25	-0.00019
26	-0.00008	27	-0.00019	28	-0.00006	29	-0.00019	30	-0.00004
31	-0.00020	32	-0.00002	33	-0.00022	34	-0.00000	35	-0.00025
36	-0.00000	37	-0.00011	38	-0.00008	39	-0.00011	40	-0.00006
41	-0.00011	42	-0.00005	43	-0.00012	44	-0.00003	45	-0.00013
46	-0.00001	47	-0.00012	48	0.00003	49	-0.00004	50	-0.00005
51	-0.00004	52	-0.00005	53	-0.00004	54	-0.00004	55	-0.00004
56	-0.00003	57	-0.00004	58	-0.00001	59	-0.00004	60	0.00001
61	-0.00002	62	-0.00003	63	-0.00001	64	-0.00003	65	-0.00000
66	-0.00002	67	-0.00000	68	-0.00002	69	-0.00001	70	-0.00000
71	-0.00001	72	0.00001	73	0.00000	74	0.00000	75	-0.00000
76	-0.00001	77	-0.00000	78	-0.00001	79	0.00000	80	-0.00001
81	-0.00000	82	0.00000	83	0.00000	84	0.00000	85	0.00000
86	0.00000	87	-0.00000	88	-0.00000	89	-0.00000	90	-0.00001
91	0.00000	92	-0.00001	93	0.00000	94	-0.00000	95	0.00000
96	0.00000	97	0.00000	98	0.00000	99	0.00000	100	0.00000
101	0.00000	102	0.00000	103	0.00000	104	0.00000	105	0.00000
106	0.00000	107	0.00000	108	0.00000				

ESFUERZOS Y DEFORMACIONES DEL ELEMENTO

ELEMENTO	1				
EXX=	-0.00000	SXX=	19.89647	S1=	1179.21204
EYY=	0.00001	SYY=	275.13278	S2=	-884.18280
GXY=	0.00009	TXY=	1023.77393	TMAX=	1031.69739
				SE=	1793.03076
				ANGULO	48.55 GRADOS
ELEMENTO	2				
EXX=	0.00002	SXX=	540.66193	S1=	595.45667
EYY=	-0.00000	SYY=	143.52090	S2=	88.72620
GXY=	0.00001	TXY=	157.36485	TMAX=	253.36523
				SE=	556.42462
				ANGULO	19.20 GRADOS
ELEMENTO	3				
EXX=	-0.00003	SXX=	-852.35065	S1=	-171.21915
EYY=	0.00000	SYY=	-198.78162	S2=	-879.91321
GXY=	0.00001	TXY=	137.01711	TMAX=	354.34702
				SE=	808.02551
				ANGULO	78.63 GRADOS
ELEMENTO	4				
EXX=	0.00002	SXX=	637.77887	S1=	650.59253
EYY=	-0.00000	SYY=	105.98407	S2=	93.17041
GXY=	0.00001	TXY=	83.53694	TMAX=	278.71106
				SE=	609.37297
				ANGULO	8.72 GRADOS
ELEMENTO	5				
EXX=	-0.00004	SXX=	-1362.20886	S1=	-274.12585
EYY=	0.00000	SYY=	-408.13882	S2=	-1496.22180
GXY=	0.00003	TXY=	381.86014	TMAX=	611.04797
				SE=	1379.73608
				ANGULO	70.66 GRADOS
ELEMENTO	6				
EXX=	0.00002	SXX=	726.96698	S1=	767.14331
EYY=	-0.00000	SYY=	117.17548	S2=	76.99918
GXY=	0.00001	TXY=	161.59610	TMAX=	345.07205
				SE=	731.68872
				ANGULO	13.96 GRADOS
ELEMENTO	7				
EXX=	-0.00006	SXX=	-1900.05933	S1=	-389.96155
EYY=	0.00001	SYY=	-395.01285	S2=	-1905.11072
GXY=	-0.00001	TXY=	-87.33836	TMAX=	757.57458
				SE=	1743.15710
				ANGULO	-86.69 GRADOS
ELEMENTO	8				
EXX=	0.00003	SXX=	906.73602	S1=	906.74017
EYY=	-0.00000	SYY=	187.50768	S2=	187.50348
GXY=	0.00000	TXY=	1.73414	TMAX=	359.61835
				SE=	829.04669
				ANGULO	0.14 GRADOS

ELEMENTO	9				
EXX=	-0.00004	SXX=	-997.57263	S1=	1324.88123
EYY=	0.00002	SYY=	213.23047	S2=	-2109.22339
GXY=	-0.00014	TXY=	-1606.78491	TMAX=	1717.05237
				SE=	2999.76758
				ANGULO	-55.32 GRADOS
ELEMENTO	10				
EXX=	0.00003	SXX=	836.94202	S1=	872.95636
EYY=	0.00000	SYY=	265.45691	S2=	229.44260
GXY=	-0.00001	TXY=	-147.91440	TMAX=	321.75687
				SE=	783.83887
				ANGULO	-13.68 GRADOS
ELEMENTO	11				
EXX=	-0.00004	SXX=	-930.92615	S1=	585.82037
EYY=	0.00002	SYY=	467.09915	S2=	-1049.64734
GXY=	0.00004	TXY=	424.34659	TMAX=	817.73389
				SE=	1435.21765
				ANGULO	74.37 GRADOS
ELEMENTO	12				
EXX=	0.00000	SXX=	-27.03299	S1=	669.82013
EYY=	-0.00001	SYY=	-207.08405	S2=	-903.93719
GXY=	-0.00007	TXY=	-781.71185	TMAX=	786.87866
				SE=	1367.93164
				ANGULO	-41.72 GRADOS
ELEMENTO	13				
EXX=	-0.00014	SXX=	-5161.65967	S1=	-754.94067
EYY=	0.00001	SYY=	-1204.66370	S2=	-5611.38281
GXY=	-0.00012	TXY=	-1407.76514	TMAX=	2428.22095
				SE=	5274.58936
				ANGULO	-72.28 GRADOS
ELEMENTO	14				
FXX=	-0.00003	SXX=	-736.87823	S1=	573.79889
EYY=	0.00001	SYY=	103.10660	S2=	-1207.57056
GXY=	-0.00007	TXY=	-785.44611	TMAX=	890.68469
				SE=	1574.92053
				ANGULO	-59.07 GRADOS
ELEMENTO	15				
EXX=	-0.00033	SXX=	-10177.15820	S1=	-485.59277
EYY=	0.00008	SYY=	-528.49658	S2=	-10220.06250
GXY=	-0.00006	TXY=	-644.83160	TMAX=	4867.23486
				SE=	9986.12500
				ANGULO	-86.19 GRADOS
ELEMENTO	16				
EXX=	-0.00004	SXX=	-1243.02490	S1=	534.37537
EYY=	0.00001	SYY=	-10.76559	S2=	-1788.16589
GXY=	-0.00009	TXY=	-984.34436	TMAX=	1161.27063
				SE=	2106.80933
				ANGULO	-61.02 GRADOS

ELEMENTO 17				
EXX=	-0.00055	SXX=-16760.13672	S1= -1115.52588	
EYY=	0.00013	SYY= -1277.64990	S2=-16922.26172	SE= 16392.99023
GXY=	0.00014	TXY= 1592.59778	TMAX= 7903.36768	ANGULO 84.19 GRADOS
ELEMENTO 18				
FXX=	-0.00006	SXX= -1071.87512	S1= 2357.32617	
EYY=	0.00009	SYY= 2332.22656	S2= -1096.97473	SE= 3057.16650
GXY=	0.00003	TXY= 293.38004	TMAX= 1727.15051	ANGULO 85.11 GRADOS
ELEMENTO 19				
EXX=	-0.00085	SXX=-26136.41406	S1= -1860.76074	
EYY=	0.00020	SYY= -1901.03320	S2=-26176.68750	SE= 25297.68359
GXY=	0.00009	TXY= 988.75751	TMAX= 12157.96289	ANGULO 87.67 GRADOS
ELEMENTO 20				
EXX=	-0.00003	SXX= 144.88446	S1= 4354.04980	
EYY=	0.00011	SYY= 3369.58203	S2= -839.58313	SE= 4828.89600
GXY=	0.00018	TXY= 2035.62952	TMAX= 2596.81641	ANGULO 64.19 GRADOS
ELEMENTO 21				
EXX=	0.00008	SXX= 779.36890	S1= 3074.43970	
EYY=	-0.00018	SYY= -5294.62354	S2= -7589.69434	SE= 9507.34961
GXY=	-0.00038	TXY= -4382.64648	TMAX= 5332.06689	ANGULO -27.64 GRADOS
ELEMENTO 22				
EXX=	-0.00002	SXX= -2649.15112	S1= 600.03223	
EYY=	-0.00019	SYY= -6405.47900	S2= -9654.66211	SE= 9968.23242
GXY=	-0.00041	TXY= -4770.97363	TMAX= 5127.34717	ANGULO -34.26 GRADOS
ELEMENTO 23				
EXX=	-0.00004	SXX= -2116.51172	S1= 4976.80957	
EYY=	-0.00009	SYY= -3286.07446	S2=-10379.39648	SE= 13570.43750
GXY=	-0.00066	TXY= -7655.80176	TMAX= 7678.10303	ANGULO -42.82 GRADOS
ELEMENTO 24				
EXX=	-0.00015	SXX= -5891.73535	S1= 2187.34961	
EYY=	-0.00008	SYY= -4273.32031	S2=-12352.40527	SE= 13578.86035
GXY=	-0.00063	TXY= -7724.70068	TMAX= 7269.87744	ANGULO -48.20 GRADOS

ELEMENTO	25				
EXX=	-0.00012	SXX= -3965.11182	S1= 7552.71533		
EYY=	0.00001	SYY= -829.47504	S2=-12347.30273	SE= 17399.85742	
GXY=	-0.00085	TXY= -9825.71191	TMAX= 9950.00879	ANGULO -49.53 GRADOS	
ELEMENTO	26				
EXX=	-0.00033	SXX=-10789.81641	S1= 3718.79199		
EYY=	0.00002	SYY= -2570.68921	S2=-17079.29883	SE= 19210.57617	
GXY=	-0.00083	TXY= -9552.57129	TMAX= 10399.04492	ANGULO -56.64 GRADOS	
ELEMENTO	27				
EXX=	-0.00014	SXX= -4097.12744	S1= 10077.75879		
EYY=	0.00006	SYY= 612.70459	S2=-13562.18262	SE= 20546.78711	
GXY=	-0.00100	TXY=-11583.00781	TMAX= 11819.97070	ANGULO -50.75 GRADOS	
ELEMENTO	28				
EXX=	-0.00056	SXX=-17606.09766	S1= 4533.78223		
EYY=	0.00009	SYY= -2559.62378	S2=-24699.50391	SE= 27250.74023	
GXY=	-0.00109	TXY=-12531.84473	TMAX= 14616.64258	ANGULO -60.49 GRADOS	
ELEMENTO	29				
EXX=	0.00009	SXX= -772.49512	S1= 11173.99219		
EYY=	-0.00036	SYY=-11149.69629	S2=-23096.18359	SE= 30271.57812	
GXY=	-0.00142	TXY=-16330.63672	TMAX= 17135.08789	ANGULO -36.19 GRADOS	
ELEMENTO	30				
EXX=	-0.00089	SXX=-27801.15039	S1= 4580.19531		
EYY=	0.00016	SYY= -3675.97363	S2=-36057.32031	SE= 38552.01562	
GXY=	-0.00142	TXY=-16350.71582	TMAX= 20318.75781	ANGULO -63.21 GRADOS	
ELEMENTO	31				
EXX=	0.00010	SXX= -2886.11719	S1= 5348.25977		
EYY=	-0.00061	SYY=-19176.55078	S2=-27410.92773	SE= 30439.50781	
GXY=	-0.00123	TXY=-14210.78906	TMAX= 16379.59375	ANGULO -30.09 GRADOS	
ELEMENTO	32				
EXX=	0.00008	SXX= -3657.50879	S1= -2332.11914		
EYY=	-0.00064	SYY=-20185.65625	S2=-21511.04687	SE= 20444.99023	
GXY=	-0.00042	TXY= -4864.45361	TMAX= 9589.46387	ANGULO -15.24 GRADOS	

ELEMENTO	33				
EXX=	-0.00016	SXX= -8912.20312	S1= 1440.06152		
EYY=	-0.00037	SYY=-13677.70312	S2=-24029.96875	SE= 24781.40039	
GXY=	-0.00108	TXY=-12510.12012	TMAX= 12735.01465	ANGULO -39.61 GRADOS	
ELEMENTO	34				
EXX=	-0.00004	SXX= -4727.44043	S1= -429.51904		
EYY=	-0.00035	SYY=-11952.28418	S2=-16250.20605	SE= 16039.75977	
GXY=	-0.00061	TXY= -7037.32471	TMAX= 7910.34326	ANGULO -31.41 GRADOS	
ELEMENTO	35				
EXX=	-0.00010	SXX= -5263.33350	S1= 4890.58252		
EYY=	-0.00019	SYY= -7269.37256	S2=-17423.28906	SE= 20314.99023	
GXY=	-0.00096	TXY=-11111.75781	TMAX= 11156.93555	ANGULO -42.42 GRADOS	
ELEMENTO	36				
EXX=	-0.00012	SXX= -5472.16846	S1= 3019.98242		
EYY=	-0.00014	SYY= -5852.97021	S2=-14345.12109	SE= 16069.37500	
GXY=	-0.00075	TXY= -8680.46387	TMAX= 8682.55176	ANGULO -44.37 GRADOS	
ELEMENTO	37				
EXX=	-0.00001	SXX= -1269.51074	S1= 8200.52346		
EYY=	-0.00010	SYY= -3369.18604	S2=-12839.21973	SE= 18367.97461	
GXY=	-0.00091	TXY=-10467.35547	TMAX= 10519.87109	ANGULO -42.14 GRADOS	
ELEMENTO	38				
EXX=	-0.00014	SXX= -5298.04297	S1= 6205.06201		
EYY=	-0.00006	SYY= -3432.09644	S2=-14935.20215	SE= 18821.18359	
GXY=	-0.00091	TXY=-10528.87695	TMAX= 10570.13184	ANGULO -47.53 GRADOS	
ELEMENTO	39				
EXX=	0.00008	SXX= 5747.72119	S1= 20085.33984		
EYY=	0.00032	SYY= 11359.47656	S2= -2978.14160	SE= 21728.07334	
GXY=	-0.00097	TXY=-11185.17285	TMAX= 11531.74023	ANGULO -52.04 GRADOS	
ELEMENTO	40				
EXX=	0.00009	SXX= 1779.26306	S1= 5012.33008		
EYY=	-0.00013	SYY= -3311.28784	S2= -7549.35449	SE= 11284.03809	
GXY=	-0.00054	TXY= -6289.71045	TMAX= 6283.34229	ANGULO -35.94 GRADOS	

ELEMENTO	41				
EXX=	-0.00050	SXX=-18327.04883	S1= -2864.74121		
EYY=	-0.00018	SYY=-10997.03223	S2=-26459.34180	SE= 25149.63867	
GXY=	-0.00097	TXY=-11213.56250	TMAX= 11797.29980	ANGULO -54.05 GRADOS	
ELEMENTO	42				
EXX=	0.00010	SXX= -9888.44922	S1= -5524.14258		
EYY=	-0.00132	SYY=-42517.70312	S2=-46882.01172	SE= 44378.55859	
GXY=	-0.00110	TXY=-12706.34668	TMAX= 20678.93359	ANGULO -18.96 GRADOS	
ELEMENTO	43				
EXX=	-0.00015	SXX= -6923.44678	S1= -3060.93555		
EYY=	-0.00021	SYY= -8278.33398	S2=-12140.84570	SE= 10936.50391	
GXY=	-0.00039	TXY= -4489.12695	TMAX= 4539.95508	ANGULO -40.71 GRADOS	
ELEMENTO	44				
EXX=	-0.00016	SXX= -8187.99951	S1= -6986.67676		
EYY=	-0.00029	SYY=-11263.50098	S2=-12464.82324	SE= 10821.17285	
GXY=	-0.00020	TXY= -2266.68140	TMAX= 2739.07324	ANGULO -27.92 GRADOS	
ELEMENTO	45				
EXX=	-0.00001	SXX= -1834.66064	S1= -52.53784		
EYY=	-0.00017	SYY= -5534.57715	S2= -7316.70020	SE= 7290.57321	
GXY=	-0.00027	TXY= -3125.64673	TMAX= 3632.08105	ANGULO -29.69 GRADOS	
ELEMENTO	46				
EXX=	-0.00010	SXX= -5519.98047	S1= -4971.76074		
EYY=	-0.00022	SYY= -8124.86084	S2= -8673.08105	SE= 7537.92139	
GXY=	-0.00011	TXY= -1314.75916	TMAX= 1850.65991	ANGULO -22.63 GRADOS	
ELEMENTO	47				
EXX=	0.00007	SXX= 808.66370	S1= 1187.67236		
EYY=	-0.00016	SYY= -4606.71143	S2= -4985.22021	SE= 5673.07617	
GXY=	-0.00013	TXY= -1481.86804	TMAX= 3086.44629	ANGULO -14.35 GRADOS	
ELEMENTO	48				
EXX=	-0.00001	SXX= -1188.64661	S1= -415.82263		
EYY=	-0.00009	SYY= -3099.68042	S2= -3372.50464	SE= 3682.74463	
GXY=	0.00012	TXY= 1440.19092	TMAX= 1728.34094	ANGULO -28.22 GRADOS	

ELEMENTO	49				
EXX=	0.00028	SXX=	8226.86035	S1=	8624.62891
EYY=	-0.00010	SYY=	-597.16382	S2=	-994.93237
GXY=	-0.00017	TXY=	-1915.23865	TMAX=	4809.78076
				SE=	9162.69824
				ANGULO	-11.73 GRADOS
ELEMENTO	50				
EXX=	0.00008	SXX=	7774.35498	S1=	27165.08203
EYY=	0.00053	SYY=	18114.93945	S2=	-1275.78613
GXY=	-0.00115	TXY=	-13247.21875	TMAX=	14220.43359
				SE=	27824.91992
				ANGULO	-55.66 GRADOS
ELEMENTO	51				
EXX=	-0.00018	SXX=	-6584.18848	S1=	1258.88574
EYY=	-0.00005	SYY=	-3481.80566	S2=	-11324.87988
GXY=	-0.00053	TXY=	-6097.67090	TMAX=	6291.88281
				SE=	12003.93359
				ANGULO	-52.14 GRADOS
ELEMENTO	52				
EXX=	-0.00040	SXX=	-14921.33203	S1=	-1671.54102
EYY=	-0.00017	SYY=	-9468.27637	S2=	-22718.06836
GXY=	-0.00088	TXY=	-10163.91309	TMAX=	10523.26367
				SE=	21930.12695
				ANGULO	-52.51 GRADOS
ELEMENTO	53				
EXX=	0.00001	SXX=	-856.74451	S1=	75.22974
EYY=	-0.00012	SYY=	-3965.87646	S2=	-4897.85107
GXY=	-0.00017	TXY=	-1940.67187	TMAX=	2486.54028
				SE=	4935.89600
				ANGULO	-25.65 GRADOS
ELEMENTO	54				
EXX=	0.00006	SXX=	-226.13989	S1=	383.62964
EYY=	-0.00023	SYY=	-7011.16748	S2=	-7620.93750
GXY=	-0.00018	TXY=	-2123.46948	TMAX=	4002.28345
				SE=	7819.81299
				ANGULO	-16.02 GRADOS
ELEMENTO	55				
EXX=	0.00002	SXX=	-286.12170	S1=	-259.70349
EYY=	-0.00009	SYY=	-2832.48437	S2=	-2858.90283
GXY=	-0.00002	TXY=	-260.70761	TMAX=	1299.59961
				SE=	2738.30322
				ANGULO	-5.79 GRADOS
ELEMENTO	56				
EXX=	-0.00001	SXX=	-1647.18152	S1=	-1378.22644
EYY=	-0.00015	SYY=	-4909.64648	S2=	-5173.60156
GXY=	0.00008	TXY=	974.57349	TMAX=	1900.18762
				SE=	4645.44268
				ANGULO	15.43 GRADOS

ELEMENTO	57				
EXX=	0.00001	SXX=	-519.23444	S1=	60.96875
EYY=	-0.00008	SYY=	-2536.53784	S2=	-3116.74097
GXY=	0.00011	TXY=	1227.63245	TMAX=	1588.85486
				SE=	3147.66821
				ANGULO	25.30 GRADOS
ELEMENTO	58				
EXX=	-0.00003	SXX=	-1100.44922	S1=	-229.28772
EYY=	-0.00000	SYY=	-406.76590	S2=	-1277.92737
GXY=	0.00003	TXY=	393.20746	TMAX=	524.31982
				SE=	1180.10937
				ANGULO	65.71 GRADOS
ELEMENTO	59				
EXX=	0.00027	SXX=	10599.88965	S1=	14710.53516
EYY=	0.00018	SYY=	8566.72070	S2=	4456.07617
GXY=	-0.00044	TXY=	-5025.43896	TMAX=	5127.22949
				SE=	13065.41895
				ANGULO	-39.28 GRADOS
ELEMENTO	60				
EXX=	0.00006	SXX=	1937.96021	S1=	2297.29370
EYY=	-0.00000	SYY=	483.67078	S2=	124.33752
GXY=	0.00007	TXY=	807.27637	TMAX=	1086.47803
				SE=	2237.71729
				ANGULO	23.99 GRADOS
ELEMENTO	61				
EXX=	-0.00009	SXX=	-3698.35474	S1=	27.65454
EYY=	-0.00009	SYY=	-3783.39746	S2=	-7509.40723
GXY=	-0.00033	TXY=	-3768.29102	TMAX=	3768.53076
				SE=	7523.27246
				ANGULO	-44.68 GRADOS
ELEMENTO	62				
EXX=	-0.00010	SXX=	-3325.48169	S1=	1775.59399
EYY=	0.00000	SYY=	-997.64453	S2=	-6098.72070
GXY=	-0.00033	TXY=	-3761.18335	TMAX=	3937.15723
				SE=	7153.73926
				ANGULO	-53.60 GRADOS
ELEMENTO	63				
EXX=	0.00001	SXX=	-614.90393	S1=	-179.40979
EYY=	-0.00008	SYY=	-2670.63135	S2=	-3106.12573
GXY=	-0.00009	TXY=	-1041.59143	TMAX=	1463.35791
				SE=	3020.41992
				ANGULO	-22.69 GRADOS
ELEMENTO	64				
EXX=	0.00002	SXX=	-361.84412	S1=	296.79700
EYY=	-0.00009	SYY=	-2782.45507	S2=	-3441.09697
GXY=	-0.00017	TXY=	-1424.12170	TMAX=	1868.94690
				SE=	3598.68628
				ANGULO	-24.82 GRADOS

ELEMENTO	65					
EXX=	0.00002	SXX=	-30.81073	S1=	-9.16840	
EYY=	-0.00006	SYX=	-1664.26599	S2=	-1685.90845	SE= 1681.34302
GXY=	0.00002	TXY=	189.26234	TMAX=	838.37000	ANGULO 6.52 GRADOS
ELEMENTO	66					
EXX=	0.00002	SXX=	-200.24719	S1=	-151.97913	
EYY=	-0.00008	SYX=	-2546.23853	S2=	-2594.50684	SE= 2521.95410
GXY=	0.00003	TXY=	339.95114	TMAX=	1221.26379	ANGULO 8.08 GRADOS
ELEMENTO	67					
EXX=	-0.00001	SXX=	-721.42590	S1=	-236.02979	
EYY=	-0.00004	SYX=	-1871.44946	S2=	-2356.84570	SE= 2248.14258
GXY=	0.00008	TXY=	890.96948	TMAX=	1060.40796	ANGULO 28.58 GRADOS
ELEMENTO	68					
EXX=	-0.00001	SXX=	-98.47737	S1=	1105.38330	
EYY=	0.00003	SYX=	724.62543	S2=	-479.23517	SE= 1407.57849
GXY=	0.00006	TXY=	677.03717	TMAX=	792.30920	ANGULO 60.65 GRADOS
ELEMENTO	69					
EXX=	0.00001	SXX=	678.07990	S1=	1368.81519	
EYY=	0.00003	SYX=	957.59235	S2=	366.85703	SE= 1130.92993
GXY=	-0.00004	TXY=	-428.77774	TMAX=	450.97910	ANGULO -54.03 GRADOS
ELEMENTO	70					
EXX=	0.00002	SXX=	561.42664	S1=	600.48212	
EYY=	0.00000	SYX=	168.42801	S2=	129.37256	SE= 547.38483
GXY=	-0.00001	TXY=	-129.90022	TMAX=	235.55478	ANGULO -16.73 GRADOS
ELEMENTO	71					
EXX=	0.00000	SXX=	-208.89543	S1=	-206.37195	
EYY=	-0.00002	SYX=	-696.31805	S2=	-698.84155	SE= 621.89032
GXY=	-0.00000	TXY=	-35.16207	TMAX=	246.23480	ANGULO -4.10 GRADOS
ELEMENTO	72					
EXX=	-0.00002	SXX=	-620.01294	S1=	1116.64209	
EYY=	0.00000	SYX=	-186.00388	S2=	-1922.65894	SE= 2662.78589
GXY=	-0.00013	TXY=	-1504.07666	TMAX=	1519.65051	ANGULO -49.10 GRADOS

ELEMENTO	73				
EXX=	0.00000	SXX=	-353.31250	S1=	-353.01184
EYY=	-0.00004	SYY=	-1177.70837	S2=	-1178.00903
GXY=	-0.00000	TXY=	-15.74647	TMAX=	412.49860
				SE=	1047.12537
				ANGULO	-1.09 GRADOS
ELEMENTO	74				
EXX=	0.00001	SXX=	-14.36725	S1=	373.18430
EYY=	-0.00002	SYY=	-637.95947	S2=	-1025.51099
GXY=	-0.00005	TXY=	-625.99548	TMAX=	699.34766
				SE=	1254.44958
				ANGULO	-31.76 GRADOS
ELEMENTO	75				
EXX=	0.00000	SXX=	-300.43689	S1=	-296.46820
EYY=	-0.00003	SYY=	-1001.45630	S2=	-1005.42499
GXY=	0.00000	TXY=	52.89487	TMAX=	354.47839
				SE=	894.81635
				ANGULO	4.29 GRADOS
ELEMENTO	76				
EXX=	0.00002	SXX=	161.48840	S1=	179.25870
EYY=	-0.00004	SYY=	-1023.26825	S2=	-1041.03857
GXY=	0.00001	TXY=	146.18217	TMAX=	610.14862
				SE=	1141.27563
				ANGULO	6.93 GRADOS
ELEMENTO	77				
EXX=	0.00000	SXX=	-300.43692	S1=	-296.46826
EYY=	-0.00003	SYY=	-1001.45636	S2=	-1005.42505
GXY=	0.00000	TXY=	52.89487	TMAX=	354.47839
				SE=	894.81635
				ANGULO	4.29 GRADOS
ELEMENTO	78				
EXX=	-0.00001	SXX=	-206.41927	S1=	491.19775
EYY=	-0.00000	SYY=	-164.67035	S2=	-862.28735
GXY=	0.00006	TXY=	676.42053	TMAX=	676.74255
				SE=	1186.74695
				ANGULO	45.88 GRADOS
ELEMENTO	79				
EXX=	0.00000	SXX=	-33.87184	S1=	-27.10112
EYY=	-0.00000	SYY=	-112.90611	S2=	-119.67683
GXY=	0.00000	TXY=	24.10315	TMAX=	46.28786
				SE=	108.69057
				ANGULO	15.69 GRADOS
ELEMENTO	80				
EXX=	-0.00000	SXX=	-140.57835	S1=	3.11274
EYY=	0.00000	SYY=	-42.17351	S2=	-185.86462
GXY=	0.00001	TXY=	80.66743	TMAX=	94.48869
				SE=	187.44038
				ANGULO	60.69 GRADOS

DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE
ENGRANE MEDIANTE EL METODO DEL ELEMENTO FINITO

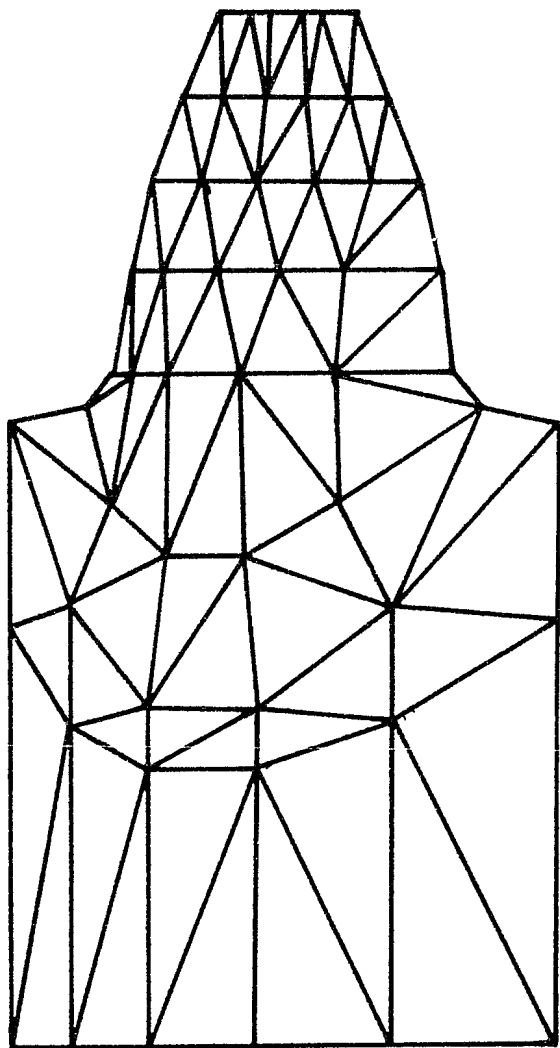


Fig. 3.4.4 Malla asimétrica.

DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE ENGRANE MEDIANTE EL METODO DEL ELEMENTO FINITO

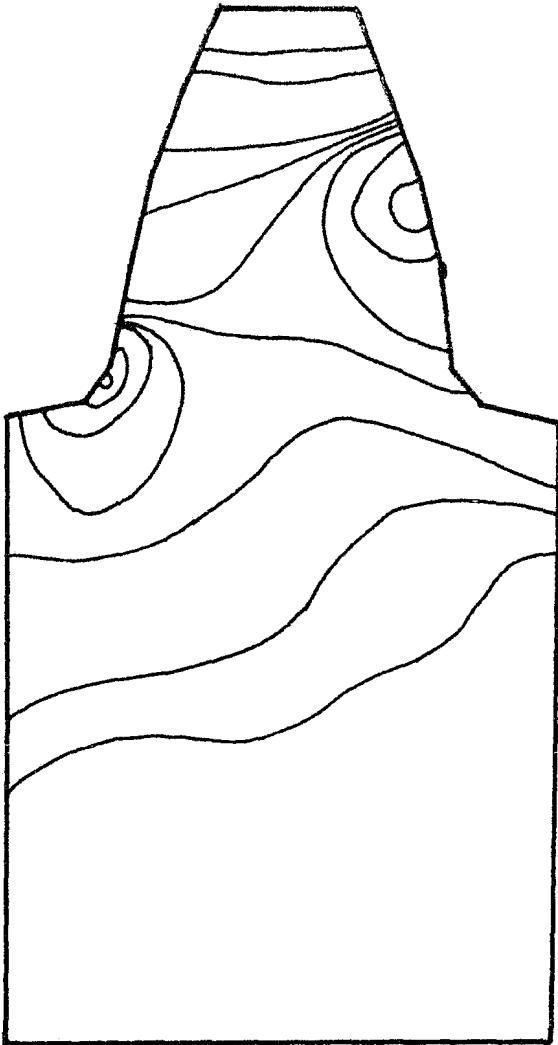


Fig. 3.4,5 Isolíneas de esfuerzo (malla asimétrica)

DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESPUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE
EGRANE MEDIANTE EL METODO DEL ELEMENTO FINITO

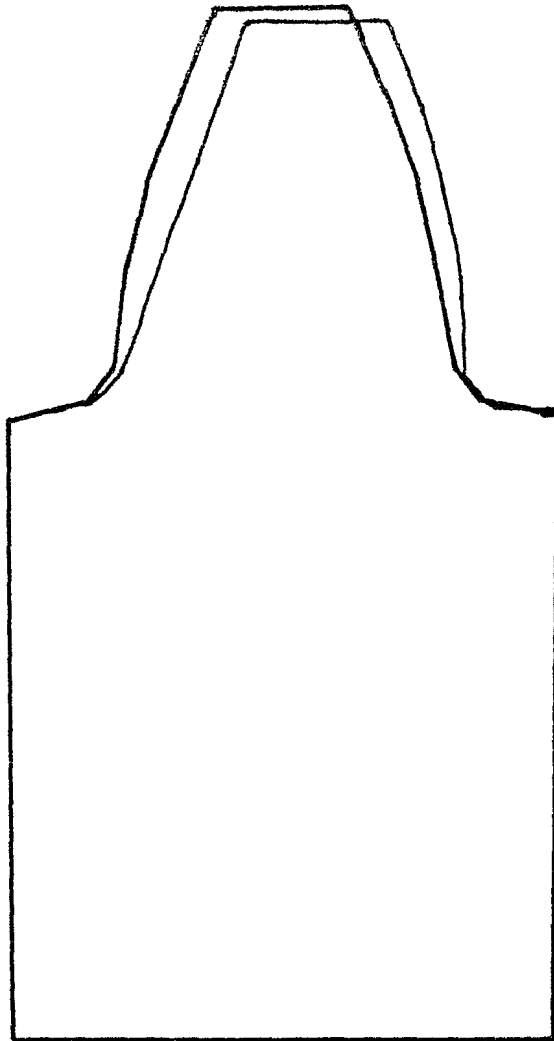


Fig. 3.4.6 Deformación (malla asimétrica)

DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE ENGRANE MEDIANTE EL METODO DEL ELEMENTO FINITO

Para observar el comportamiento del esfuerzo de tensión, se aplica la carga en el mismo lado donde la malla es más fina. En este caso, se vuelve a utilizar la malla asimétrica empleada en el estudio de la concentración de esfuerzos por compresión. En la subrutina EFESF, únicamente se cambian los datos de carga, ya que las condiciones de frontera son las mismas que en los problemas anteriores.

La figura 3.4.7 muestra la gráfica del estado de esfuerzo y la figura 3.4.8 la gráfica del estado de deformación, ampliada, como en los otros casos, diez veces.

Comparando los resultados en los tres casos, observamos una mayor concentración de esfuerzos de compresión en la zona donde la malla fue más cerrada y la concentración de esfuerzos a tensión aumentó en magnitud en menor proporción que en el análisis a compresión.

El material propuesto soporta las cargas estáticas tanto a tensión como a compresión y arroja un factor de seguridad de

$$K = \frac{130\ 000}{35\ 168} = 3.7$$

calculado sobre el límite elástico y con el valor máximo de esfuerzo a tensión.

DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE
ENGRANE MEDIANTE EL METODO DEL ELEMENTO FINITO

LISTADO III

MODULO DE ELASTICIDAD=30000000.0
MODULO DE POISSON= 0.300
COEF.DE EXP. TERM.= 0.000007
ESPESOR= 1.000
TEMPERATURA INICIAL= 0.0

VALORES DE FRONTERA

FUERZAS NODALES

CASO DE CARGA 1
25 1800.00000
26 -700.00000

VALORES NODALES PRESCRITOS

73	0.00000
74	0.00000
83	0.00000
84	0.00000
85	0.00000
86	0.00000
95	0.00000
96	0.00000
97	0.00000
98	0.00000
99	0.00000
100	0.00000
101	0.00000
102	0.00000
103	0.00000
104	0.00000
105	0.00000
106	0.00000
107	0.00000
108	0.00000

VALORES NODALES,CASO DE CARGA 1

1	0.00026	2	0.00001	3	0.00026	4	0.00000	5	0.00026
6	-0.00001	7	0.00026	8	-0.00002	9	0.00026	10	-0.00003
11	0.00026	12	-0.00004	13	0.00023	14	0.00002	15	0.00023
16	0.00001	17	0.00023	18	-0.00001	19	0.00023	20	-0.00002
21	0.00023	22	-0.00004	23	0.00023	24	-0.00006	25	0.00024
26	0.00001	27	0.00022	28	0.00000	29	0.00020	30	-0.00001
31	0.00019	32	-0.00003	33	0.00018	34	-0.00005	35	0.00018
36	-0.00007	37	0.00012	38	0.00004	39	0.00012	40	0.00002
41	0.00012	42	-0.00000	43	0.00012	44	-0.00002	45	0.00011
46	-0.00004	47	0.00011	48	-0.00006	49	0.00004	50	0.00002
51	0.00004	52	0.00002	53	0.00004	54	0.00001	55	0.00004
56	-0.00001	57	0.00004	58	-0.00002	59	0.00004	60	-0.00003
61	0.00002	62	0.00001	63	0.00001	64	0.00001	65	0.00000
66	0.00000	67	0.00000	68	-0.00001	69	0.00001	70	-0.00002
71	0.00001	72	-0.00002	73	0.00000	74	0.00000	75	0.00000
76	0.00000	77	-0.00000	78	0.00000	79	-0.00000	80	-0.00000
81	0.00000	82	-0.00001	83	0.00000	84	0.00000	85	0.00000
86	0.00000	87	-0.00000	88	0.00000	89	-0.00000	90	0.00000
91	-0.00000	92	-0.00000	93	0.00000	94	-0.00001	95	0.00000
96	0.00000	97	0.00000	98	0.00000	99	0.00000	100	0.00000
101	0.00000	102	0.00000	103	0.00000	104	0.00000	105	0.00000
106	0.00000	107	0.00000	108	0.00000				

ESFUERZOS Y DEFORMACIONES DEL ELEMENTO

ELEMENTO	1				
EXX=	-0.00006	SXX=	-1717.39648	S1=	539.41205
EYY=	0.00001	SYY=	-98.70612	S2=	-2355.51465
GXY=	0.00010	TXY=	1200.04614	TMAX=	1447.46338
				SE=	2666.45972
				ANGULO	62.00 GRADOS
ELEMENTO	2				
EXX=	0.00002	SXX=	605.25903	S1=	606.51599
EYY=	-0.00000	SYY=	169.32048	S2=	168.06355
GXY=	-0.00000	TXY=	-23.44179	TMAX=	219.22621
				SE=	542.37787
				ANGULO	-3.07 GRADOS
ELEMENTO	3				
EXX=	-0.00007	SXX=	-2161.08228	S1=	-279.41022
EYY=	0.00001	SYY=	-343.72562	S2=	-2225.39771
GXY=	-0.00003	TXY=	-347.87997	TMAX=	972.99371
				SE=	2099.68237
				ANGULO	-79.53 GRADOS
ELEMENTO	4				
EXX=	0.00001	SXX=	429.69785	S1=	558.35370
EYY=	0.00001	SYY=	403.95978	S2=	275.30399
GXY=	-0.00001	TXY=	-140.93852	TMAX=	141.52484
				SE=	483.56400
				ANGULO	-42.39 GRADOS
ELEMENTO	5				
EXX=	-0.00007	SXX=	-2286.42358	S1=	-370.88098
EYY=	0.00000	SYY=	-567.10919	S2=	-2482.65186
GXY=	0.00005	TXY=	613.09320	TMAX=	1055.88538
				SE=	2319.55688
				ANGULO	72.25 GRADOS
ELEMENTO	6				
EXX=	0.00001	SXX=	440.79688	S1=	525.62750
EYY=	0.00001	SYY=	356.76492	S2=	271.93430
GXY=	0.00001	TXY=	119.68591	TMAX=	126.84660
				SE=	455.29813
				ANGULO	35.33 GRADOS
ELEMENTO	7				
EXX=	-0.00005	SXX=	-1667.26587	S1=	-191.53967
EYY=	0.00001	SYY=	-256.80075	S2=	-1732.52698
GXY=	-0.00003	TXY=	-310.33453	TMAX=	770.49365
				SE=	1645.14124
				ANGULO	-78.12 GRADOS
ELEMENTO	8				
EXX=	0.00002	SXX=	698.39594	S1=	734.28735
EYY=	0.00000	SYY=	166.94571	S2=	131.05435
GXY=	-0.00001	TXY=	-142.69786	TMAX=	301.61649
				SE=	679.32269
				ANGULO	-14.12 GRADOS

ELEMENTO	9				
EXX=	-0.00002	SXX=	-454.90573	S1=	901.51532
EYY=	0.00001	SYY=	299.17416	S2=	-1057.24695
GXY=	-0.00008	TXY=	-903.89612	TMAX=	979.38110
				SE=	1698.12402
				ANGULO	-56.32 GRADOS
ELEMENTO	10				
EXX=	0.00001	SXX=	499.38776	S1=	653.28296
EYY=	0.00001	SYY=	349.41214	S2=	195.51700
GXY=	-0.00002	TXY=	-216.25041	TMAX=	228.88297
				SE=	580.75604
				ANGULO	-35.44 GRADOS
ELEMENTO	11				
EXX=	-0.00081	SXX=	-25196.13477	S1=	-2480.30371
EYY=	0.00016	SYY=	-2908.42236	S2=	-25624.25391
GXY=	-0.00027	TXY=	-3118.50269	TMAX=	11571.97461
				SE=	24478.52930
				ANGULO	-82.18 GRADOS
ELEMENTO	12				
EXX=	-0.00005	SXX=	-468.72058	S1=	4426.90674
EYY=	0.00012	SYY=	3460.31348	S2=	-1435.31372
GXY=	-0.00019	TXY=	-2175.33423	TMAX=	2931.11011
				SE=	5292.60156
				ANGULO	-66.04 GRADOS
ELEMENTO	13				
EXX=	-0.00056	SXX=	-17383.65430	S1=	-1400.20313
EYY=	0.00012	SYY=	-1487.91089	S2=	-17471.36133
GXY=	-0.00010	TXY=	-1184.00232	TMAX=	8035.57910
				SE=	16815.04102
				ANGULO	-85.76 GRADOS
ELEMENTO	14				
EXX=	-0.00007	SXX=	-1605.24341	S1=	1563.23462
EYY=	0.00007	SYY=	1500.92859	S2=	-1667.54954
GXY=	-0.00004	TXY=	-444.31473	TMAX=	1615.39209
				SE=	2798.42725
				ANGULO	-82.02 GRADOS
ELEMENTO	15				
EXX=	-0.00036	SXX=	-11084.04004	S1=	-1048.89258
EYY=	0.00007	SYY=	-1313.67946	S2=	-11348.84668
GXY=	0.00014	TXY=	1630.14575	TMAX=	5149.97705
				SE=	10862.44824
				ANGULO	80.77 GRADOS
ELEMENTO	16				
EXX=	-0.00007	SXX=	-1691.14282	S1=	1421.76453
EYY=	0.00006	SYY=	1117.15991	S2=	1695.74744
GXY=	-0.00001	TXY=	-119.72319	TMAX=	1558.75598
				SE=	2703.31787
				ANGULO	-87.80 GRADOS

ELEMENTO	17				
FXX=	-0.00019	SXX=	-5921.44043	S1=	38.06128
EYY=	0.00004	SYX=	-596.63916	S2=	-6556.14111
GXY=	0.00017	TXY=	1944.86450	TMAX=	3297.10107
				SE=	6575.25439
				ANGULO	71.93 GRADOS
ELEMENTO	18				
FXX=	-0.00005	SXX=	-1123.77234	S1=	1642.42639
EYY=	0.00006	SYX=	1464.18982	S2=	-1302.00891
GXY=	0.00006	TXY=	702.16638	TMAX=	1472.21765
				SE=	2555.63037
				ANGULO	75.76 GRADOS
ELEMENTO	19				
FXX=	-0.00010	SXX=	-3196.24902	S1=	-10.38269
EYY=	0.00007	SYX=	-237.20691	S2=	-3423.07349
GXY=	0.00007	TXY=	850.07751	TMAX=	1706.34534
				SE=	3417.89404
				ANGULO	75.06 GRADOS
ELEMENTO	20				
FXX=	-0.00001	SXX=	-344.90399	S1=	1020.88861
EYY=	0.00001	SYX=	327.86325	S2=	-1037.92932
GXY=	0.00008	TXY=	972.89716	TMAX=	1029.40894
				SE=	1783.00903
				ANGULO	54.54 GRADOS
ELEMENTO	21				
FXX=	-0.00003	SXX=	-3800.97656	S1=	2146.22559
EYY=	-0.00030	SYX=	-10067.88672	S2=	-16015.08887
GXY=	0.00074	TXY=	8522.89844	TMAX=	9080.65723
				SE=	17188.98828
				ANGULO	34.91 GRADOS
ELEMENTO	22				
FXX=	-0.00086	SXX=	-29475.14844	S1=	717.81445
EYY=	-0.00011	SYX=	-12206.48535	S2=	-42399.44922
GXY=	0.00171	TXY=	19754.06055	TMAX=	21558.63086
				SE=	42762.87500
				ANGULO	56.80 GRADOS
ELEMENTO	23				
FXX=	-0.00010	SXX=	-3870.83594	S1=	10678.82227
EYY=	0.00004	SYX=	287.73395	S2=	-13261.72383
GXY=	0.00103	TXY=	11865.73633	TMAX=	11970.32305
				SE=	20725.43242
				ANGULO	48.79 GRADOS
ELEMENTO	24				
FXX=	-0.00050	SXX=	-18548.71875	S1=	4739.53613
EYY=	0.00006	SYX=	-3714.99707	S2=	-27003.25391
GXY=	0.00122	TXY=	14031.79785	TMAX=	15871.39453
				SE=	29658.41992
				ANGULO	58.93 GRADOS

FLEMENTO	25				
EXX=	-0.00012	SXX=	-3482.49707	S1=	10518.18750
EYY=	0.00006	SYY=	775.48840	S2=	-13225.19531
GXY=	0.00101	TXY=	11679.23145	TMAX=	11871.69141
				SE=	20606.87109
				ANGULO	50.17 GRADOS
ELEMENTO	26				
EXX=	-0.00036	SXX=	-11351.98926	S1=	4056.01367
EYY=	0.00004	SYY=	-2206.91138	S2=	-17614.91406
GXY=	0.00085	TXY=	9823.39844	TMAX=	10835.46387
				SE=	19954.51758
				ANGULO	57.48 GRADOS
FLEMENTO	27				
EXX=	-0.00011	SXX=	-3519.93506	S1=	7790.83008
EYY=	-0.00000	SYY=	-1172.74133	S2=	-12483.50586
GXY=	0.00087	TXY=	10069.00391	TMAX=	10137.16797
				SE=	17714.16992
				ANGULO	48.32 GRADOS
FLEMENTO	28				
EXX=	-0.00019	SXX=	-6773.94824	S1=	2465.76855
EYY=	-0.00007	SYY=	-4074.96094	S2=	-13314.67773
GXY=	0.00067	TXY=	7773.96240	TMAX=	7890.22314
				SE=	14703.45410
				ANGULO	49.92 GRADOS
ELEMENTO	29				
EXX=	-0.00007	SXX=	-4428.03955	S1=	2401.47168
EYY=	-0.00022	SYY=	-7821.67285	S2=	-14651.18457
GXY=	0.00072	TXY=	8355.78125	TMAX=	8526.32812
				SE=	15987.76660
				ANGULO	39.26 GRADOS
ELEMENTO	30				
EXX=	-0.00009	SXX=	-3492.04395	S1=	2925.72925
EYY=	-0.00004	SYY=	-2304.33643	S2=	-8722.10937
GXY=	0.00050	TXY=	5793.56299	TMAX=	5823.91943
				SE=	10495.40918
				ANGULO	47.93 GRADOS
FLEMENTO	31				
EXX=	-0.00008	SXX=	1561.05176	S1=	20929.39453
EYY=	0.00042	SYY=	13141.44227	S2=	-6226.89600
GXY=	0.00106	TXY=	12281.67969	TMAX=	13578.14751
				SE=	24640.18945
				ANGULO	57.62 GRADOS
FLEMENTO	32				
EXX=	-0.00001	SXX=	4075.03198	S1=	14902.53716
EYY=	0.00045	SYY=	14859.21191	S2=	4031.29917
GXY=	0.00006	TXY=	684.89200	TMAX=	5435.41100
				SE=	13351.31250
				ANGULO	86.38 GRADOS

ELEMENTO	33				
EXX=	0.00016	SXX=	6352.44824	S1=	16830.96875
EYY=	0.00011	SYY=	5174.97803	S2=	-5303.54248
GXY=	0.00076	TXY=	11051.58594	TMAX=	11067.25586
				SE=	20016.81445
				ANGULO	43.48 GRADOS
ELEMENTO	34				
EXX=	-0.00010	SXX=	-2174.33472	S1=	8798.89941
EYY=	0.00010	SYY=	2394.33911	S2=	-8578.89551
GXY=	0.00073	TXY=	8383.24219	TMAX=	8688.89746
				SE=	15050.01465
				ANGULO	52.62 GRADOS
ELEMENTO	35				
EXX=	0.00009	SXX=	2673.39771	S1=	12302.78320
EYY=	-0.00002	SYY=	192.87744	S2=	-9436.50781
GXY=	0.00094	TXY=	10798.65527	TMAX=	10869.64551
				SE=	18881.24609
				ANGULO	41.72 GRADOS
ELEMENTO	36				
EXX=	-0.00012	SXX=	-4394.32422	S1=	6405.24756
EYY=	-0.00003	SYY=	-2263.92847	S2=	-13063.50098
GXY=	0.00084	TXY=	9675.91797	TMAX=	9734.37402
				SE=	17185.95898
				ANGULO	48.14 GRADOS
ELEMENTO	37				
EXX=	-0.00002	SXX=	-1488.07227	S1=	8506.15332
EYY=	-0.00007	SYY=	-2567.97021	S2=	-12562.19629
GXY=	0.00091	TXY=	10520.32812	TMAX=	10534.17480
				SE=	18358.08789
				ANGULO	43.53 GRADOS
ELEMENTO	38				
EXX=	-0.00011	SXX=	-4828.27832	S1=	3522.98730
EYY=	-0.00013	SYY=	-5479.06934	S2=	-13830.33496
GXY=	0.00075	TXY=	8670.55762	TMAX=	8676.66113
				SE=	15887.53320
				ANGULO	43.93 GRADOS
ELEMENTO	39				
EXX=	-0.00008	SXX=	-7816.06055	S1=	372.78516
EYY=	-0.00053	SYY=	-18237.12305	S2=	-26425.96875
GXY=	0.00107	TXY=	12344.78320	TMAX=	13399.37695
				SE=	26614.31836
				ANGULO	33.56 GRADOS
ELEMENTO	40				
EXX=	-0.00007	SXX=	-3495.61914	S1=	3573.93921
EYY=	-0.00011	SYY=	-4664.81689	S2=	11734.37500
GXY=	0.00066	TXY=	7631.79980	TMAX=	7654.15723
				SE=	13871.06836
				ANGULO	42.81 GRADOS

ELEMENTO	41				
EXX=	0.00045	SXX=	15657.15039	S1=	19676.37695
EYY=	0.00008	SYY=	6953.12744	S2=	2933.90137
GXY=	0.00062	TXY=	7151.05615	TMAX=	8371.23730
				SE=	18385.83789
				ANGULO	29.34 GRADOS
ELEMENTO	42				
EXX=	-0.00008	SXX=	8210.31934	S1=	37710.37500
EYY=	0.00109	SYY=	35305.71875	S2=	5805.66602
GXY=	0.00073	TXY=	8422.43457	TMAX=	15952.35352
				SE=	35168.79687
				ANGULO	74.07 GRADOS
ELEMENTO	43				
EXX=	0.00018	SXX=	6318.80078	S1=	7450.87207
EYY=	0.00005	SYY=	3483.70557	S2=	2351.63477
GXY=	0.00018	TXY=	2119.22485	TMAX=	2549.61865
				SE=	6597.26855
				ANGULO	28.11 GRADOS
ELEMENTO	44				
EXX=	0.00016	SXX=	4982.16797	S1=	7909.76611
EYY=	0.00017	SYY=	7273.85303	S2=	6346.25537
GXY=	-0.00007	TXY=	-768.03082	TMAX=	781.75537
				SE=	7255.47803
				ANGULO	-50.38 GRADOS
ELEMENTO	45				
EXX=	0.00003	SXX=	861.72760	S1=	2568.24268
EYY=	-0.00001	SYY=	-127.26523	S2=	-1833.78040
GXY=	0.00019	TXY=	2144.74365	TMAX=	2201.01147
				SE=	3829.91040
				ANGULO	38.51 GRADOS
ELEMENTO	46				
EXX=	0.00009	SXX=	3459.32739	S1=	3467.98145
EYY=	0.00006	SYY=	2812.63135	S2=	2803.97754
GXY=	-0.00001	TXY=	-75.36868	TMAX=	332.00201
				SE=	3188.26660
				ANGULO	-6.56 GRADOS
ELEMENTO	47				
EXX=	-0.00005	SXX=	-1673.36951	S1=	676.53667
EYY=	-0.00001	SYY=	-903.65771	S2=	-3253.56396
GXY=	0.00017	TXY=	1926.49475	TMAX=	1965.05029
				SE=	3639.30420
				ANGULO	50.65 GRADOS
ELEMENTO	48				
EXX=	-0.00002	SXX=	-1739.71741	S1=	-1184.74365
EYY=	-0.00010	SYY=	-3406.74048	S2=	-3961.71434
GXY=	0.00010	TXY=	1110.47190	TMAX=	1388.48535
				SE=	3522.09912
				ANGULO	26.55 GRADOS

ELEMENTO	49				
EXX=	-0.00028	SXX=	-9830.61816	S1=	-2020.55811
EYY=	-0.00005	SYX=	-4534.71777	S2=	-12344.77832
GXY=	0.00038	TXY=	4431.22314	TMAX=	5162.10986
				SE=	11468.77832
				ANGULO	60.43 GRADOS
ELEMENTO	50				
FXX=	-0.00008	SXX=	-9611.62012	S1=	510.63086
EYY=	-0.00071	SYX=	-24222.33984	S2=	-34344.59375
GXY=	0.00137	TXY=	15822.55957	TMAX=	17427.61133
				SE=	34602.73437
				ANGULO	32.61 GRADOS
ELEMENTO	51				
EXX=	0.00016	SXX=	5376.95752	S1=	7255.19531
EYY=	0.00003	SYX=	2393.81372	S2=	515.57617
GXY=	0.00026	TXY=	3021.72632	TMAX=	3369.80957
				SE=	7011.63867
				ANGULO	31.86 GRADOS
ELEMENTO	52				
EXX=	0.00042	SXX=	14683.57812	S1=	18813.18750
EYY=	0.00008	SYX=	6672.80518	S2=	2543.19629
GXY=	0.00061	TXY=	7080.60889	TMAX=	8134.99512
				SE=	17679.31641
				ANGULO	30.25 GRADOS
ELEMENTO	53				
EXX=	-0.00001	SXX=	-8.23438	S1=	1305.35498
EYY=	0.00004	SYX=	1285.34351	S2=	-28.24585
GXY=	0.00001	TXY=	162.13231	TMAX=	666.80042
				SE=	1317.70471
				ANGULO	82.96 GRADOS
ELEMENTO	54				
FXX=	-0.00006	SXX=	-522.92480	S1=	4644.68555
EYY=	0.00016	SYX=	4631.04639	S2=	-536.56396
GXY=	0.00002	TXY=	265.48453	TMAX=	2590.62476
				SE=	4934.89355
				ANGULO	87.06 GRADOS
ELEMENTO	55				
EXX=	0.00000	SXX=	-76.92256	S1=	91.99547
EYY=	-0.00002	SYX=	-700.31409	S2=	-869.23212
GXY=	-0.00003	TXY=	-365.83514	TMAX=	480.61377
				SE=	918.69098
				ANGULO	-24.78 GRADOS
ELEMENTO	56				
EXX=	0.00003	SXX=	1595.54602	S1=	4136.22656
EYY=	0.00006	SYX=	2318.77785	S2=	-721.88269
GXY=	-0.00019	TXY=	-2148.83813	TMAX=	2179.05469
				SE=	4251.51270
				ANGULO	-49.78 GRADOS

ELEMENTO	57				
EXX=	0.00002	SXX=	462.78226	S1=	931.73932
EYY=	-0.00003	SYY=	-664.89355	S2=	-1133.85059
GXY=	-0.00007	TXY=	-865.30463	TMAX=	1032.79492
				SE=	1791.70544
				ANGULO	-28.46 GRADOS
ELEMENTO	58				
EXX=	0.00006	SXX=	631.92847	S1=	640.04309
EYY=	-0.00015	SYY=	-4316.73096	S2=	-4324.84570
GXY=	-0.00002	TXY=	-200.55339	TMAX=	2482.44434
				SE=	4677.82373
				ANGULO	-2.32 GRADOS
ELEMENTO	59				
EXX=	-0.00025	SXX=	-10979.76855	S1=	-3704.80762
EYY=	-0.00029	SYY=	-11977.43164	S2=	-19252.39453
GXY=	0.00067	TXY=	7757.77197	TMAX=	7773.79297
				SE=	17693.32812
				ANGULO	43.16 GRADOS
ELEMENTO	60				
EXX=	-0.00008	SXX=	-3212.65259	S1=	-1928.85803
EYY=	-0.00007	SYY=	-3208.46167	S2=	-4492.25635
GXY=	0.00011	TXY=	1281.69739	TMAX=	1281.69910
				SE=	3903.32373
				ANGULO	45.05 GRADOS
ELEMENTO	61				
EXX=	0.00005	SXX=	2094.26660	S1=	3847.89282
EYY=	0.00005	SYY=	2166.40234	S2=	412.77612
GXY=	0.00015	TXY=	1717.17957	TMAX=	1717.55835
				SE=	3659.00879
				ANGULO	45.60 GRADOS
ELEMENTO	62				
EXX=	0.00006	SXX=	1964.05298	S1=	3056.34961
EYY=	0.00000	SYY=	589.21594	S2=	-503.08057
GXY=	0.00014	TXY=	1641.59729	TMAX=	1779.71509
				SE=	3336.45825
				ANGULO	33.64 GRADOS
ELEMENTO	63				
EXX=	-0.00001	SXX=	-157.27141	S1=	681.08813
EYY=	0.00002	SYY=	666.47668	S2=	-171.88283
GXY=	-0.00001	TXY=	-110.67805	TMAX=	426.48547
				SE=	781.33997
				ANGULO	-82.48 GRADOS
ELEMENTO	64				
EXX=	-0.00002	SXX=	-194.11807	S1=	1502.69421
EYY=	0.00005	SYY=	1479.89343	S2=	-216.91882
GXY=	0.00002	TXY=	196.69418	TMAX=	859.80652
				SE=	1622.06860
				ANGULO	83.39 GRADOS

ELEMENTO	65				
EXX=	-0.00000	SXX=	-270.75830	S1=	48.54535
EYY=	-0.00002	SYY=	-788.97662	S2=	-1108.28040
GXY=	-0.00004	TXY=	-517.13043	TMAX=	578.41284
				SE=	1133.33313
				ANGULO	-31.69 GRADOS
ELEMENTO	66				
EXX=	0.00000	SXX=	381.61496	S1=	1600.89758
EYY=	0.00002	SYY=	828.14355	S2=	-391.13898
GXY=	-0.00008	TXY=	-970.67267	TMAX=	996.01825
				SE=	1828.12366
				ANGULO	-51.48 GRADOS
ELEMENTO	67				
EXX=	0.00002	SXX=	498.51642	S1=	777.68665
EYY=	-0.00002	SYY=	-558.19373	S2=	-837.36401
GXY=	-0.00005	TXY=	-610.68646	TMAX=	807.52533
				SE=	1398.99316
				ANGULO	-24.57 GRADOS
ELEMENTO	68				
EXX=	0.00003	SXX=	-94.64465	S1=	-57.62366
EYY=	-0.00010	SYY=	-3138.20850	S2=	-3175.22974
GXY=	-0.00003	TXY=	-337.70807	TMAX=	1558.80298
				SE=	3146.81372
				ANGULO	-6.26 GRADOS
ELEMENTO	69				
EXX=	-0.00004	SXX=	-2240.67017	S1=	-765.70386
EYY=	-0.00010	SYY=	-3782.01465	S2=	-5256.98145
GXY=	0.00018	TXY=	2109.25537	TMAX=	2245.63867
				SE=	4019.03076
				ANGULO	34.96 GRADOS
ELEMENTO	70				
EXX=	-0.00004	SXX=	-1390.55774	S1=	983.39331
EYY=	0.00000	SYY=	-417.16736	S2=	-2791.11841
GXY=	0.00016	TXY=	1823.42053	TMAX=	1887.25586
				SE=	3391.48511
				ANGULO	52.47 GRADOS
ELEMENTO	71				
EXX=	0.00000	SXX=	47.66948	S1=	158.94574
EYY=	0.00000	SYY=	158.89827	S2=	47.62201
GXY=	-0.00000	TXY=	-2.29836	TMAX=	55.66187
				SE=	141.28796
				ANGULO	-88.82 GRADOS
ELEMENTO	72				
EXX=	-0.00000	SXX=	-40.52696	S1=	317.17749
EYY=	0.00000	SYY=	-12.15809	S2=	-369.86255
GXY=	0.00003	TXY=	343.22705	TMAX=	343.82002
				SE=	595.57703
				ANGULO	46.18 GRADOS

ELEMENTO	73					
EXX=	0.00000	SXX=	7.18916	S1=	46.03439	
EYY=	0.00000	SYY=	23.96385	S2=	-14.88137	SE= 55.00613
GXY=	-0.00000	TXY=	-29.28028	TMAX=	30.45788	ANGULO -52.99 GRADOS
ELEMENTO	74					
EXX=	-0.00001	SXX=	-222.66687	S1=	152.87254	
EYY=	0.00000	SYY=	77.79733	S2=	-297.74210	SE= 396.90924
GXY=	-0.00001	TXY=	-167.90981	TMAX=	225.30731	ANGULO -65.91 GRADOS
ELEMENTO	75					
EXX=	0.00000	SXX=	-169.72940	S1=	-166.78554	
EYY=	-0.00002	SYY=	-565.76465	S2=	-568.70856	SE= 506.35410
GXY=	-0.00000	TXY=	-34.27163	TMAX=	200.96150	ANGULO -4.91 GRADOS
ELEMENTO	76					
EXX=	-0.00000	SXX=	-30.24526	S1=	562.73206	
EYY=	0.00000	SYY=	12.73359	S2=	-580.24377	SE= 989.88489
GXY=	-0.00005	TXY=	-571.08374	TMAX=	571.48792	ANGULO -46.08 GRADOS
ELEMENTO	77					
EXX=	0.00000	SXX=	-169.72939	S1=	-166.78551	
EYY=	-0.00002	SYY=	-565.76459	S2=	-568.70844	SE= 506.35397
GXY=	-0.00000	TXY=	-34.27162	TMAX=	200.96147	ANGULO -4.91 GRADOS
ELEMENTO	78					
EXX=	0.00002	SXX=	276.11917	S1=	428.19580	
EYY=	-0.00004	SYY=	-1133.71350	S2=	-1285.79016	SE= 1545.04956
GXY=	-0.00004	TXY=	-487.37045	TMAX=	856.99298	ANGULO -17.33 GRADOS
ELEMENTO	79					
EXX=	0.00000	SXX=	-401.06021	S1=	-394.48376	
EYY=	-0.00004	SYY=	-1336.86731	S2=	-1343.44373	SE= 1196.03162
GXY=	0.00001	TXY=	78.72432	TMAX=	474.47998	ANGULO 4.78 GRADOS
ELEMENTO	80					
EXX=	-0.00001	SXX=	-459.14890	S1=	670.12225	
EYY=	0.00000	SYY=	-137.74467	S2=	-1267.01587	SE= 1703.95093
GXY=	0.00008	TXY=	955.14435	TMAX=	968.56903	ANGULO 49.78 GRADOS

DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE ENGRANE MEDIANTE EL METODO DEL ELEMENTO FINITO

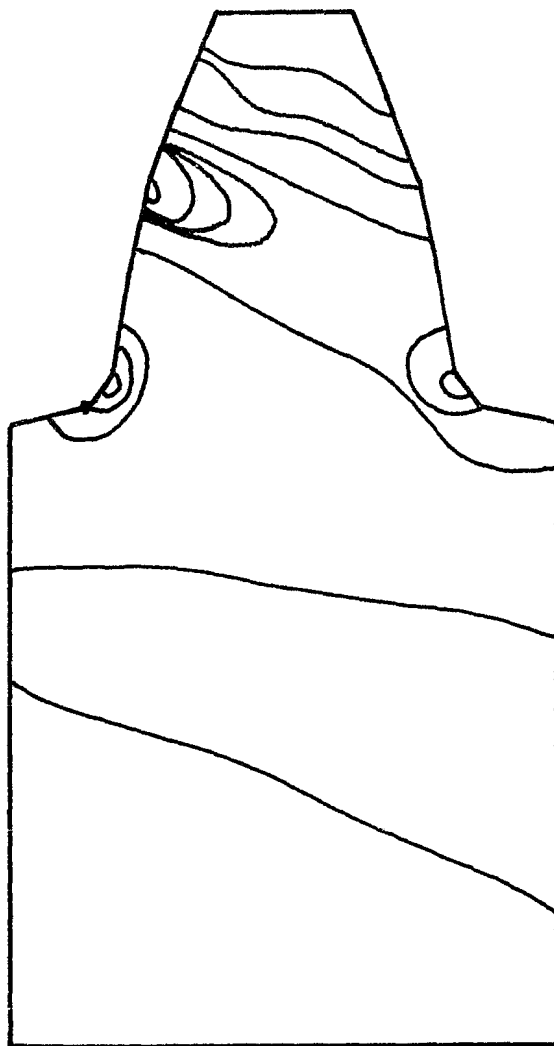


Fig. 3.4.7 Isolíneas de esfuerzo.

DETERMINACION DE LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DE DEFORMACION EN DIENTES DE
ENGRANE MENDIANTE EL METODO DEL ELEMENTO FINITO

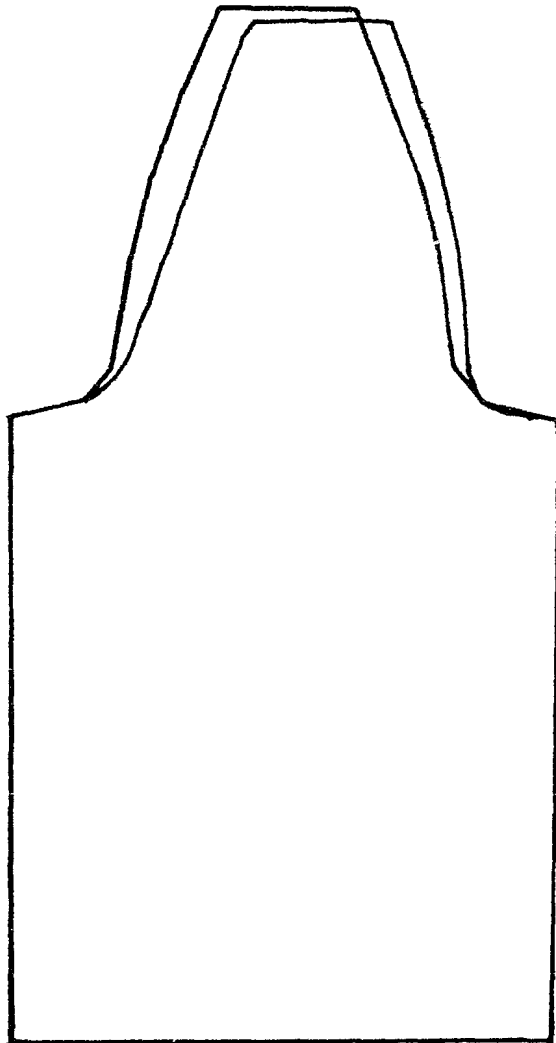


Fig. 3.4.8 Deformación

CONCLUSIONES

Comparando los resultados del análisis de esfuerzo y de deformación de dientes de engrane, obtenidos en este trabajo utilizando el Método del Elemento Finito, con los resultados del método de fotoelasticidad, se observa que hay similitud entre ellos. Por lo tanto, los resultados son confiables.

Aunque los resultados se aproximan a la realidad, no se pueden aplicar a un engrane físico, porque en su cálculo solamente se consideraron las cargas estáticas, excluyéndose las cargas dinámicas y de desgaste.

La utilización del Método del Elemento Finito en el análisis de esfuerzo y de deformación de dientes de engrane simplificó los procesos de cálculo y de computación, simplificación que lo convierte en un factor ventajoso como componente del CAD.

Se obtuvo, en unos cuantos segundos, la graficación automática de un diente de engrane en pantalla, utilizando un mínimo de datos, velocidad y confiabilidad que no se hubieran obtenido de otra manera.

Este trabajo es un ejemplo de un análisis desarrollado con un sistema CAD creado en los laboratorios de la División de Estudios de Posgrado de la Facultad de Ingeniería de la U.N.A.M., demostrándose que sí existe la capacidad nacional para generar tecnología propia.

El trabajo realizado comprende una parte mínima del estudio de los engranes, razón que lo coloca en el inicio de investigación futura en esta área del diseño mecánico.

APENDICE

SUBROUTINE INV(PHI,PSI)

```

C
C   ESTA SUBRUTINA RESUELVE LA FUNCION F(PHI)=TAN(PHI)-PHI-PSI=0
C   POR EL METODO DE NEWTON-RAPHSON.
C   PHI      =ANGULO DE LA INVOLUTA,DATO.
C   PSI      =FUNCION INVOLUTA DEL ANGULO PHI.
C   KONT     =CONTADOR DE LA ITERACIONES.
C   PHIV     =VALOR ANTERIOR DE PHI.
C
KONT=0
C
C   CALCULA LOS PARAMETROS DE LAS ECUACIONES
C
1   KONT=KONT+1
    PHIV=PHI
    TANPH=SIN(PHI)/COS(PHI)
    TGPH2=TANPH*TANPH
C
C   INICIA ITERACIONES
C
    PHI=PHI-(TANPH-(PHI+PSI))/TGPH2
    IF(ABS(PHI-PHIV),LT.1.E-05) GO TO 2
    IF(KONT,EQ.50) GO TO 3
    GO TO 1
2   RETURN
3   TYPE 4
4   FORMAT('NO CONVERGE EN 50 ITERACIONES')
    END

```

APENDICE

PROGRAMA GENG1

PROGRAMA PARA GENERAR EL PERFIL DEL DIENTE DE UN PROGRAM. DATOS QUE SUMINISTRA EL USUARIO:

RP =RADIO DE PASO
 ND =NUMERO DE DIENTES
 TD =TIPO DE DIENTE(1.0 DIENTE NORMAL,0.75 DIENTE BORTO)
 ESC =ESCALA DEL DIBUJO EN LA PANTALLA
 CCOI =POSICION DE LA COORDENADA IZQUIERDA

ESTE PROGRAMA LLAMA A LA SUBROUTINA INV. PARA CALCULAR LA CURVA DE INVOLUTA REQUERIDA PARA LA GENERACION DEL PERFIL DEL DIENTE.

LECTURA DE DATOS

DIMENSION IBUF(5000),PHI(150), X(600), Y(600)
 TYPE 10
 ACCEPT 5,PI
 TYPE 40
 ACCEPT 3,ND
 TYPE 50
 ACCEPT 5,TD
 TYPE 20
 ACCEPT 5,ESC
 TYPE 15
 ACCEPT 5,CCOI

CALCULA LOS PARAMETROS

L=0
 I=1
 PSI=0.00001
 PHI=1.5
 RP=ND/(2.*PD)
 RB=RP-1.157/PD
 RE=RP+TD/PD

INICIA EL PROCESO DEL CALCULO DE LA INVOLUTA

CALL INIT(IBUF,5000)
 CCOI=1023.+CCOI
 CALL SCAL(CCOI,-123.,CCOI,900.)
 CALL SCROL(1,10)
 M=2
 PSIK=0.)
 J=1
 DO 9 K=1,M
 PSII=0.00001
 CALL INV(PHII,PSII)
 PHI(I)=PHII
 OP=RB/COS(PHII)
 X(J)=OP*COS(PSI)
 Y(J)=OP*SIN(PSI)
 IF(RE.LT.OP)GO TO 2
 I=I+1
 IF(OP.LT.RE)GO TO 4
 IF(L.EQ.1) GO TO 1

APENDICE

```

PSI1=(PSI1+PSI2)/2
L=L+1
4 PSI=PSI+0.001
  J=J+1
  PSI2=PSI1
  PSI1=PSI1+0.001
  GO TO 1
C
C CALCULO DE LA TAPA DEL DIENTE
C
2 PSIV=PSI
  DELTA=2.*(1.57079633/ND+(PSI1-PSI2))
  DELTA=DELTA+PSIV
6 X(J)=RE*COS(PSI)
  Y(J)=RE*SIN(PSI)
  IF(PSI.GT.DELTA)GO TO 7
  J=J+1
  PSI=PSI+0.001
  GO TO 4
C
C CALCULO DEL SEGUNDO PERFIL DE INVOLUTA
C
7 OP=RE/COS(PI/2-I)
  X(J)=OP*COS(PSI)
  Y(J)=OP*SIN(PSI)
  IF(I.EQ.1)GO TO 8
  J=J+1
  PSI=PSI+0.001
  I=I-1
  GO TO 7
C
C CALCULO DEL RADIO DE LA PROFUNDIDAD DEL DIENTE
C
8 X(J)=RE*COS(PSI)
  Y(J)=RE*SIN(PSI)
  J=J+1
  IF(PSI.GT.(6.283185/ND+PSIK))GO TO 10
  PSI=PSI+0.001
  GO TO 8
11 PSIK=PSI
9 CONTINUE
C
C DIBUJO DEL PERFIL DE LOS DIENTES Y LOS RADIOS DE PASO Y BASE
C
  K=J-1
  XA=X(L)*ESC
  YA=Y(L)*1.13*ESC
  CALL APNT(XA,YA)
  DO 14 I=1,K
  A=X(J+1)*ESC
  B=Y(J+1)*ESC*1.13
  CALL APNT(A,B)
14 CONTINUE
  ALFA=0.
  RE=PI-1/PI
17 U=RE*KUS(ALFA)*ESC
  V=RE*KSTN(ALFA)*1.13*ESC

```

APENDICE

```

CALL APNT(U,V)
W=RF*LOS(ALFA)*ESC
Z=RF*SIN(ALFA)*1.13*ESC
CALL APNT(W,Z)
IF(ALFA.GT.(PSI+0.1)) GO TO 13
ALFA=ALFA+0.01
GO TO 12
13 CALL TEXT('RP')
CALL APNT(U,V)
CALL TEXT('RB')
6.
10 FORMAT(' DAME EL VALOR DEL PASO DIAMETRAL ')
15 FORMAT(' DAME LA POSICION DE LA CORDENADA IZQUERDA ')
20 FORMAT(' DAME LA ESCALA DEL DIBUJO')
40 FORMAT(' DAME EL NUMERO DE DIENTES,I3')
50 FORMAT(' DAME EL TIPO DE ENGRANE: / /          SI ES DE',
& ' DIENTE NORMAL 1.0 / / /          SI ES DE DIENTE CORTO 0.75')
5  FORMAT(F15.6)
3  FORMAT(I3)
CALL EXIT
END

```

APENDICE

PROGRAMA EFENG

```

C
C PROGRAMA QUE DETERMINA LA DISTRIBUCION DE ESFUERZOS EN UN
C DIENTE DE ENGRANE UTILIZANDO EL METODO DE LOS ELEMENTOS
C FINITOS.
C EN EL PROGRAMA PRINCIPAL SE CALCULAN LAS COORDENADAS DE
C LOS NODOS DE LAS REGIONES. UTILIZA LA SUBROUTINA INV PARA
C DETERMINAR LAS COORDENADAS DE LOS PUNTOS DEL PERFIL DEL
C DIENTE; EFENG; PARA GENERAR LA MALLA DE ELEMENTOS FINITOS;
C Y EFESF; QUE DETERMINA LOS ESTADOS DE ESFUERZO Y DEFORMACION.
C DATOS QUE SUMINISTRA EL USUARIO:
C K      = SISTEMA DE UNIDADES
C ND     = NUMERO DE DIENTES
C MOD    = MODULO (S. METRICO)
C PD     = PASO DIAMETRAL (S. INGLES)
C TD     = TIPO DE DIENTE
C PHPR   = ANGULO DE PRESION
C
C DIMENSION XP(25),YP(25),NDN(8),JT(4,4),NL(100)
C REAL XA(3,80),YA(3,80),NEE(3,80),A(3750),MOD
C TYPE 400
C ACCEPT 500, K
C PSI=0.00001
C PHII=1.5
C IF(K.EQ.1)GO TO 7
C TYPE 300
C ACCEPT 100,ND,MOD,TD,PHPR
C RP=MOD*ND/2.
C RB=RP-1.157*MOD
C RE=RP+TD*MOD
C RF=0.227*MOD/TD
C PI=1/MOD
C GO TO 1
7 TYPE 200
C ACCEPT 100,ND,PD,TD,PHPR
C RP=ND/(2.*PD)
C RB=RP-1.157/PD
C RE=RP+TD/PD
C RF=0.227/(TD*PI)
1 CALL INV(PHII,PSI)
C OP=RB/COS(PHII)
C IF(ABS(OP-RP).LE.0.005) PSI5=PSI
C IF(RE.LT.OP) GO TO 3
C PSI=PSI+0.0005
C GO TO 1
3 PSI4=PSI5/2.
C PSI6=(PSI-PSI5)/2.+PSI5
C DELTA=1.570796327/ND+PSI5-PSI
C ALFA=DELTA+PSI
C
C CALCULA LAS COORDENADAS DE LOS PUNTOS FRONTERA DE
C LAS REGIONES.
C
C DO 4 I=1,23
C     XF(I)=0.0

```

```

4      YP(1)=0.0
      YP(2)=RE*5.*RB/6.
      YP(3)=RE*COB(DELTA)-5.*RB/6.
      XP(3)=-RE*SIN(DELTA)
      YP(5)=(RE-RP)/2.*RP-5.*RB/6.
      XP(5)=(RP*(RE-RP)/2.)*SIN(ALFA-PSI2)
      YP(7)=RP-5.*RB/6.
      YP(8)=RP*COB(ALFA-PSI5)-5.*RB/6.
      XP(8)=-RP*SIN(ALFA-PSI5)
      YP(10)=(RP+RB)/2.*RB/6.
      XP(10)=(RP+RB)/2.)*SIN(ALFA-PSI4)
      YP(13)=RE*COB(ALFA)-5.*RB/6.
      XP(13)=-RE*SIN(ALFA)
      YP(17)=YP(13)
      XP(12)=-XP(13)/2.
      YP(15)=YP(13)+RE*0.7071
      XP(15)=XP(13)+RE*0.7071
      YP(18)=YP(13)-RE
      XP(18)=1.5708/PI
      YP(1)=YP(3)
      XP(12)=-XP(3)
      YP(4)=YP(5)
      XP(4)=-XP(5)
      YP(6)=YP(8)
      XP(6)=-XP(8)
      YP(9)=YP(10)
      XP(9)=-XP(10)
      YP(11)=YP(13)
      XP(11)=-XP(13)
      YP(14)=YP(15)
      XP(14)=-XP(15)
      YP(16)=YP(18)
      XP(16)=-XP(18)
      YP(17)=RB/12.
      XP(17)=XP(12)
      YP(19)=YP(16)*2./3.
      YP(20)=YP(19)
      XP(20)=XP(18)
      XP(19)=-XP(18)
      XP(23)=XP(18)
      XP(21)=-XP(18)
      XP(22)=XP(12)

```

C
C VECTORES DE CONECTIVIDAD

```

C      DO 5 I=1,12
          DO 5 J=1,4
5      JT(I,J)=0
      JT(1,1)=2
      JT(2,1)=3
      JT(2,3)=1
      JT(3,1)=4
      JT(3,3)=2
      JT(4,3)=3

```

C
C LLAMA A LA SUBROUTINA EFREO

APENDICE

```

CALL EFESF(4,23,IT,XF,YF,ML,NEL,NEE,NBW,XA,YA)
DO 3 E=1,NEL
6   A(M)=0.0
   NIW=NBW*2
C
C   LLAMA A LA SUBROUTINA EFESF
C
CALL EFESF(108,NEL,NBW,NEE,NL,XA,YA,A)
100  FORMAT(I3,3F10.5)
200  FORMAT(' DAME LOS VALORES DE:NUMERO DE DIENTES(I3),',/,
   & ' PASO DIAMETRAL, TIPO DE DIENTE (1. 0 0.75) Y EL',/,
   & ' ANGULO DE PRESION (3F10.5)')
300  FORMAT(' DAME LOS VALORES DE:NUMERO DE DIENTES(I3),',/,
   & ' MODULO, TIPO DE DIENTE (1. 0 0.75) Y EL',/,
   & ' ANGULO DE PRESION (3F10.5)')
400  FORMAT(' INDICA EL SISTEMA DE UNIDADES .',/,
   & ' 1 SISTEMA INGLES',/, ' 2 SISTEMA METRICO')
500  FORMAT(I1)
CALL EXIT
END

```

APENDICE

```

SUBROUTINE EFREG(INRG,INBP,JT,XP,YP,NL,NEL,NEE,NBW,XA,YA)
C
C SUBROUTINA EFREG
C
C SUBROUTINA QUE GENERA LOS ELEMENTOS A PARTIR DE REGIONES
C CONOCIDAS PARA EL USO DEL METODO DEL ELEMENTO FINITO.
C INRG   =NUMERO DE REGIONES
C INBP   =NUMERO DE PUNTOS EN LA FRONTERA
C NRG    =REGION NUMERO
C NROWS  =NUMERO DE RENGLONES
C NCOL   =NUMERO DE COLUMNAS
C NDN    =NUMERO GLOBAL DE NODOS USADO PARA
C        DEFINIR EL CUADRILATERO
C XP     =COORDENADA X DE LOS PUNTOS FRONTERA DE LA REGION
C YP     =COORDENADA Y DE LOS PUNTOS FRONTERA DE LA REGION
C
C DIMENSION XP(20),YP(20),XRG(9),YRG(9),N(8),NDN(8),
C & NN(6,6),YC(21,21),XC(21,21),NNRB(20,4,21),JT(4,4),
C & LB(3),NE(100),XE(100),YE(100),NR(4),ICOMP(4,4),NL(100),
C & NEE(3,80),XA(3,80),YA(3,80)
C REAL N
C DATA ICOMP /-1,1,1,-1,1,-1,-1,1,1,-1,-1,1,-1,1,1,-1/
C DATA NB/0/
C NEL=0
C NBW=0
C IJK=0
C
C ENTRADAS Y SALIDA DE,TARJETA DE CONTROL,COORDENADAS
C GLOBALES Y CONECTIVIDAD DE DATOS
C
C TYPE 36
36  FORMAT(///,1X,'COORDENADAS GLOBALES',///,1X,'NO. DE'
C &      'COORD. X    COORD. Y')
C DO 4 I=1,INBP
4    TYPE 30,I,XP(I),YP(I)
30  FORMAT(2X,I3,7X,F7.2,5X,F7.2)
C TYPE 21
21  FORMAT(///,1X,'DATOS DE CONECTIVIDAD',/,1X,'REGION    LADO'
C &      '      1      2      3      4')
C DO 5 I=1,INRG
5    TYPE 22,J,(JT(I,J),J=1,4)
22  FORMAT(2X,I3,15X,4(I2,3X))
C
C LEE EL NUMERO DE COLUMNAS Y RENGLONES EN QUE SE DIVIDE LA REGION
C
C DO 16 KK=1,INRG
C NRG=KK
C CALL SFDAT(NRG,NROWS,NCOL,NDN)
C TYPE 10,NRG,NROWS,NCOL
C TYPE 101,(NDN(I),I=1,8)
18  FORMAT(//,1X,'REGION    ',I2,/,4X,I2,/,4X,RENGLONES',I,10X,I2,/,
C &      'COLUMNAS',I2)
101  FORMAT(2X,NUMERO DE NODOS DE FRONTERA',I2,8X)
C
C GENERA LOS COORDENADOS DE LOS NODOS DE LOS ELEMENTOS

```


APENDICE

```

DO 7 I=1,8
  II=NDN(I)
  XRG(I)=XP(II)
7 YRG(I)=YP(II)
  XRG(9)=XRG(1)
  YRG(9)=YRG(1)
  TR=NROWS-1
  DETA=2./TR
  TR=NCOL-1
  DSI=2./TR
  DO 12 I=1,NROWS
    TR=I-1
    ETA=1.-TR*DETA
    DO 12 J=1,NCOL
      TR=J-1
      SI=-1.+TR*DSI
      N(1)=-0.25*(1.-SI)*(1.-ETA)*(SI+ETA+1.)
      N(2)=0.5*(1.-SI**2)*(1.-ETA)
      N(3)=0.25*(1.+SI)*(1.-ETA)*(SI-ETA-1.)
      N(4)=0.5*(1.+SI)*(1.-ETA**2)
      N(5)=0.25*(1.+SI)*(1.+ETA)*(SI+ETA-1.)
      N(6)=0.5*(1.-SI**2)*(1.+ETA)
      N(7)=0.25*(1.-SI)*(1.+ETA)*(ETA-SI-1.)
      N(8)=0.5*(1.-SI)*(1.-ETA**2)
      XC(I,J)=0.0
      YC(I,J)=0.0
      DO 12 K=1,8
        XC(I,J)=XC(I,J)+XRG(K)*N(K)
12 YC(I,J)=YC(I,J)+YRG(K)*N(K)
C
C GENERA LOS NUMEROS DE LOS NODOS DE LA REGION
C
KN1=1
KS1=1
KN2=NROWS
KS2=NCOL
DO 50 I=1,1
  NRT=JT(NRG,I)
  IF(NRT.EQ.0.OR.NRT.GT.NRG) GO TO 50
56 DO 56 J=1,4
  IF(JT(NRT,J).EQ.NRG) NRTS=J
  K=NCOL
  IF(I.EQ.2.OR.I.EQ.4) K=NROWS
  JL=1
  JK=ICONF(I,NRTS)
  IF(JK.EQ.-1) JL=1
  DO 44 J=1,K
    GO TO(45,46,47,48),J
45 NN(NROWS,J)=NNR(NRTS,JL)
  KM=NROWS-1
  GO TO 44
46 NR(NCOL)=NNR(NRTS,NRTS)

```

APENDICE

```

                                KS2=NCOL-1
                                GO TO 44
47      NN(I,J)=NNRB(NRT,NRTS,JL)
                                KN1=2
                                GO TO 44
48      NN(J,1)=NNRB(NRT,NRTS,JL)
                                KS1=2
44      JL=JL+JK
50      CONTINUE
      IF(KN1.GT.KN2) GO TO 105
      IF(KS1.GT.KS2) GO TO 105
      DO 10 I=KN1,KN2
          DO 10 J=KS1,KS2
              NB=NB+1
10      NN(I,J)=NB
C
C      ALMACENA LOS NUMEROS DE LOS NODOS FRONTERA
C
      DO 42 I=1,NCOL
          NNRB(NRG,1,I)=NN(NROWS,I)
42      NNRB(NRG,3,I)=NN(1,I)
      DO 43 I=1,NROWS
          NNRB(NRG,2,I)=NN(I,NCOL)
43      NNRB(NRG,4,I)=NN(I,1)
C
C      SALIDA DE LOS NUMEROS DE LOS NODOS DE LA REGION
C
      TYPE 49
49      FORMAT(//,1X,'NUMERO DE NODOS DE LA REGION',/)
      DO 52 I=1,NROWS
52      TYPE 53,(NN(I,J),J=1,NCOL)
53      FORMAT(1X,20I5)
C
C      DIVIDE EN ELEMENTOS TRIANGULARES
C
105     TYPE 55
55     FORMAT(//3X,'NEL. NUMEROS DE NODO',9X,'X(1)',8X,'Y(1)'
& 8X,'X(2)',8X,'Y(2)',8X,'X(3)',8X,'Y(3)')
      K=1
      DO 54 I=1,NROWS
          DO 54 J=1,NCOL
              XE(I)=XC(I,J)
              YE(I)=YC(I,J)
              NE(I)=NN(I,J)
54      I=K+1
      I=NROWS-1
      DO 15 I=1,I
      DO 15 J=1,NCOL
          NRG1=NRT(NRG,I,J)-1
          NRTS1=NRTS(NRT,I,J)-1
          NRG2=NRC(NRG,I+1,J)-1
          NRTS2=NRTS(NRT,I+1,J)-1

```

APENDICE

```

DIAG2=SQRT((XC(I+1,J)-XC(I,J-1))**2+(YC(I+1,J)-YC(I,J-1))**2)
NR(1)=NCOL*I+J-1
NR(2)=NCOL*I+J
NR(3)=NCOL*(I-1)+J
NR(4)=NCOL*(I-1)+J-1
DO 15 IJ=1,2
NEL=NEL+1
IF((DIAG1/DIAG2).GT.1.02)GO TO 41
J1=NR(1)
J2=NR(IJ+1)
J3=NR(IJ+2)
GO TO 40
41 J1=NR(IJ)
J2=NR(IJ+1)
J3=NR(4)
40 LB(1)=IABS(NE(J1)-NE(J2))+1
LB(2)=IABS(NE(J2)-NE(J3))+1
LB(3)=IABS(NE(J1)-NE(J3))+1
DO 107 IK=1,3
IF(LB(IK),LE,NBW) GO TO 107
NBW=LB(IK)
NELBW=NEL
107 CONTINUE
IJK=IJK+1
NL(IJK)=NEL
NEE(1,IJK)=NE(J1)
NEE(2,IJK)=NE(J2)
NEE(3,IJK)=NE(J3)
XA(1,IJK)=XE(J1)
XA(2,IJK)=XE(J2)
XA(3,IJK)=XE(J3)
YA(1,IJK)=YE(J1)
YA(2,IJK)=YE(J2)
YA(3,IJK)=YE(J3)
TYPE 301,NEL,NE(J1),NE(J2),NE(J3),XE(J1),YF(J1),XF(J2),YE(J2),
& XF(J3),YE(J3)
301 FORMAT(1X,4I5,3X,6F13.4)
15 CONTINUE
CONTINUE
TYPE 51,NBW,NELBW
51 FORMAT(1X,1X,'EL ANCHO DE BANDA ES',14,' CALCULADO EN ',14
& 'EL ELEMENTO',14)
RETURN
END

```

APENDICE.

SUBROUTINE EFDAT(INRG,NROWS,NCOL,NDN)

C
C
C
C
SUBROUTINA QUE PROPORCIONA LOS DATOS DE LAS COLUMNAS
Y RENGLONES AL PROGRAMA EFREG.

DIMENSION NDN(8)

NROWS=3

NCOL=6

GO TO(1,2,3,4),INRG

1 NDN(1)=6

NDN(2)=7

NDN(3)=8

NDN(4)=5

NDN(5)=3

NDN(6)=2

NDN(7)=1

NDN(8)=4

RETURN

2 NDN(1)=11

NDN(2)=12

NDN(3)=13

NDN(4)=10

NDN(5)=8

NDN(6)=7

NDN(7)=6

NDN(8)=9

RETURN

3 NDN(1)=16

NDN(2)=17

NDN(3)=18

NDN(4)=15

NDN(5)=13

NDN(6)=12

NDN(7)=11

NDN(8)=14

RETURN

4 NDN(1)=21

NDN(2)=22

NDN(3)=23

NDN(4)=20

NDN(5)=18

NDN(6)=17

NDN(7)=16

NDN(8)=19

RETURN

END

APENDICE

```

SUBROUTINE EFESF(NP,NE,NBW,NEE,NL,KA,YA,A)
C
C SUBROUTINA QUE CALCULA LOS ESFUERZOS DE ELEMENTOS PLANOS POR
C MEDIO DEL METODO DEL ELEMENTO FINITO.
C
C DEFINICION DE LOS PARAMETROS DE CONTROL:
C
C NP      =NUMERO DE DESPLAZAMIENTOS GLOBALES
C NE      =NUMERO DE ELEMENTOS
C NBW     =ANCHO DE BANDA
C EM      =MODULO DE ELASTICIDAD
C PR      =MODULO DE POISSON
C ALFA    =COEFICIENTE DE EXPANSION TERMICA
C TEMP    =TEMPERATURA INICIAL
C T       =ESPESOR DEL ELEMENTO
C
C DIMENSION NS(6),ND(3),ESM(6,6),EF(6),B(3,6),C(6,3),D(3,3),
C & STRA(3),STRE(3),ET(3),U(6),NL(100),
C & A(3750),NEE(3,80),XA(3,80),YA(3,80)
C DATA NCL/1/,ID1/0/,IELR/0/
C
C LECTURA DE LOS DATOS DE LAS PROPIEDADES DEL MATERIAL
C
C TYPE 200
200 FORMAT(' DAME EL CONTROL DE TEMP.(I3) ',/, ' MODULO DE ELASTICIDAD
C
C & ',/, ' RELACION DE POISSON ',/, ' COEF. DE EXP. TERM. ',/,
C & ' TEMPERATURA INICIAL ',/, ' ESPESOR (5E10.5)(')
C ACCEPT 100,ITEMP,EM,PR,ALFA,TEMP,T
100 FORMAT(I3,5F10.5)
R=EM/(1.0-PR*PR)
D(1,1)=R
D(2,2)=D(1,1)
D(3,3)=R*(1.0-PR)/2.
D(1,2)=PR*R
D(2,1)=D(1,2)
D(1,3)=0.0
D(3,1)=0.0
D(2,3)=0.0
D(3,2)=0.0
JP=NE
JGF=JP+NP
JGSM=JGF+NP
JEND=JGSM+NP*NBW
IF(ITEMP,NE,.)GO TO 6
DO 13 I=1,JEND
13 A(I)=0.0
6 TYPE 24, EM,PR,ALFA,T,TEMP
24 FORMAT(/,/,1X, 'MODULO DE ELASTICIDAD='/,F10.1/,1X, 'MODULO DE POISSON
C
C & 'ON='/,F6.3/,1X, 'COEF. DE EXP. TERM. '/,F9.6/,1X, 'ESPESOR='/,F7.
C
C & ' ',1X, 'TEMPERATURA INICIAL '/,F5.1/,1X, '
C DO 7 K=1,NE
C NFI=NI(KK)
C NI(1)=JELC(KK)

```

APENDICE

```

ND(3)=NEE(3,KK)
Y1=XA(1,KK)
X2=XA(2,KK)
X3=XA(3,KK)
Y1=YA(1,KK)
Y2=YA(2,KK)
Y3=YA(3,KK)
DT=A(NEL)-TEMP
31 DO 18 I=1,3
      NS(2*I-1)=ND(I)*2-1
18 NS(2*I)=ND(I)*2
C
C GENERA LA MATRIZ B Y LA MATRIZ INICIAL DE DEFORMACIONES ET
C
DO 20 I=1,3
      DO 20 J=1,6
20 B(I,J)=0.0
      B(1,1)=Y2-Y3
      B(1,3)=Y3-Y1
      B(1,5)=Y1-Y2
      B(2,2)=X3-X2
      B(2,4)=X1-X3
      B(2,6)=X2-X1
      B(3,1)=B(2,2)
      B(3,2)=B(1,1)
      B(3,3)=B(2,4)
      B(3,4)=B(1,3)
      B(3,5)=B(2,6)
      B(3,6)=B(1,5)
      ET(1)=ALFA*DT
      ET(2)=ET(1)
      ET(3)=0.0
      AR2=X2*Y3+X3*Y1+X1*Y2-X2*Y1-X3*Y2-X1*Y3
      IF(IELR,ER,1)GO TO 45
      DO 22 I=1,6
            DO 22 J=1,3
                  C(I,J)=0.0
            DO 22 K=1,3
22 C(I,J)=C(I,J)+B(K,I)*D(K,J)
C
C MULTIPLICACION DE MATRICES PARA OBTENER ESM Y EF
C
C ESM=(BT)(D)(B)=(C)(B)
C EF=(BT)(D)(ET)=(C)(ET)
C
DO 27 I=1,6
      SUM1=0.0
      DO 27 K=1,3
27 SUM1=SUM1+C(I,K)*ET(K)
      DO 27 J=1,6
            SUM=0.0
            DO 28 K=1,3
28 SUM=SUM+C(I,K)*B(K,J)
31 E(I,J)=SUM*1./2.*AR2
      DO 2 I=1,3

```

APENDICE

```

II=NS(I)
J5=JGF+II
A(J5)=A(J5)+EF(I)
DO 17 J=1,6
      JJ=NS(J)
      JJ=JJ+1-II
      IF(I,J)17,17,16
13      J5=JGSM+(JJ-1)*NP+II
      A(J5)=A(J5)+ESM(I,J)
17      CONTINUE
7      CONTINUE
      CALL BDYVAL(A(JGSM+1),A(JGF+1),NP,NBW,NCL)
      CALL DCOMPBD(A(JGSM+1),NP,NBW)
      CALL SLURD(A(JGSM+1),A(JGF+1),A(IP+1),NP,NBW,NCL,II)
C
C      ITERACION PARA CALCULAR LAS RESULTANTES DE LOS ELEMENTOS
C
      TYPE 80
80      FORMAT(//,1X,'ESFUERZOS Y DEFORMACIONES DEL ELEMENTO')
      IELR=1
      IJ=1
86      NEL=NL(IJ)
      ND(1)=NEE(1,IJ)
      ND(2)=NEE(2,IJ)
      ND(3)=NEE(3,IJ)
      X1=XA(1,IJ)
      X2=XA(2,IJ)
      X3=XA(3,IJ)
      Y1=YA(1,IJ)
      Y2=YA(2,IJ)
      Y3=YA(3,IJ)
      DT=A(NEL)-TFMP
      GO TO 31
85      DO 53 K=1,6
          DO 54 JF=1,6
              DO 55 KF=1,6
                  A(KJ)=A(NEL)
13          U(I+1)=A(NK2)
C
C      CALCULO DEL VECTOR DE DESPLAZAMIENTO
C          STRA=(B)(U)-CEI)
C
      DO 55 I=1,3
          STRA(I)=0
          DO 56 K=1,6
55          STRA(I)=5*(C(I)+B(CI,K))*U(K)/AR2
C
C      CALCULO DEL VECTOR DE ESFUERZOS
C          STRE=(D)(STRA)
C
      DO 58 I=1,3
          STRE(I)=0
          DO 59 K=1,6
58          STRE(I)=5*(D(I)+B(DI,K))*STRA(K)/AR2
C

```

APENDICE

PROGRAMA DE LOS EFECTOS PRINCIPALES

1
L

```

AA=(STRE(1)+STRE(2))/2.
BB=SQRT((STRE(1)-STRE(2))/2.)*K2+STRE(3)**2)
C=AA/BB
D=AA/BB
SUM=SQRT(S1**2+S2**2-S1*S2)
TM=AA
IF(CABS(STRE(1)-STRE(2)).LT.0.001) GO TO 93
STRE(3)=2.*STRE(3)
STRE(1)=STRE(1)-STRE(2)
AC=ATAN2(STRE(1),STRE(2))
THM=((180./3.14159265)*AC)/.1
GO TO 93
THM=90.
CONTINUE

```

93
94
C
C
C

IMPRESION DE LOS RESULTADOS

```

TYPE 57,NEL
FORMAT(/,1X,'ELEMENTO',T4)
TYPE 95,STRA(1),STRE(1),S1,STRA(2),STRE(2),S2,SUM,STRA(3)
& ,STRE(3),TM,THM
95 FORMAT(5X,'EXX=',F12.5,5X,'SXX=',F12.5,5X,'S1=',F12.5,/,5X,'EYY='
& ,F12.5,5X,'SYY=',F12.5,5X,'S2=',F12.5,6X,'SE=',F12.5,
& ,/,5X,'BXY=',F12.5,5X,
& 'TXY=',F12.5,5X,'TMAX=',F12.5,6X,'ANGULO',F8.2,' GRADOS')
IJ=IJ+1
IF(IJ,LE,NE) GO TO 86
RETURN
END

```


APENDICE

```

SUBROUTINE BDYVAL(GSM,NP,NBW,NCL)
C
C   ESTA SUBROUTINA GENERA EL VECTOR DE CARGAS Y A PARTIR DE
C   LOS VALORES DE FRONTERA ELIMINA LA SINGULARIDAD DE LA
C   MATRIZ DE RIGIDEZ.
C
DIMENSION GSM(NP,NBW),GF(NP,NCL),IB(6),BV(6)
C
C   LECTURA DE LOS DATOS DE CARGA
C
TYPE 201
201  FORMAT(/1X,'VALORES DE FRONTERA',//,1X,'FUERZAS NODALES')
      DO 216 JM=1,NCL
          ID1=0
          INK=0
202      ACCEPT 203,IB,BV
203      FORMAT(6I3,2X,6F10.5)
          ID=0
          DO 204 L=1,6
              IF(IB(L).LE.0) GO TO 205
              ID=ID+1
              I=IB(L)
204          GF(I,JM)=BV(L)+GF(I,JM)
              GO TO 206
205          INK=1
              IF(ID.EQ.0) GO TO 216
206          IF(ID1.EQ.1) GO TO 222
              TYPE 217,JM
217          FORMAT(1X,'CASO DE CARGA ',I2)
222          DO 20 L=1,ID
20          TYPE 207,IB(L),BV(L)
207          FORMAT(1X,6(I3,F14.5,2X))
              IF(INK.EQ.1) GO TO 216
              ID1=1
              GO TO 202
216  CONTINUE
C
C   LECTURA DE LOS VALORES DE FRONTERA
C
TYPE 208
208  FORMAT(////,1X,'VALORES NODALES PRESCRITOS')
      INK=0
209  ACCEPT 203,IB,BV
      ID=0
      DO 221 L=1,6
          IF(IB(L).LE.0) GO TO 215
          ID=ID+1
          I=IB(L)
          IC=BV(L)
          K=I-1
          DO 211 J=1,NBW
              N=I+J-1
              IF(N.GT.NP) GO TO 210
              DO 218 JM=1,NCL
                  GF(N,JM)=GF(N,4J)-GSM(I,J)*IC
                  GSM(I,J)=0.0
          211
          218
          210

```

APENDICE

```

210             IF(K.LE.0) GO TO 211
                DO 219 JM=1,NCL
219             GF(K,JM)=GF(K,JM)-GSM(K,J)*BC
                GSM(K,J)=0.0
                K=K-1
211             CONTINUE
212             IF(GSM(I,1).LT.0.05) GSM(I,1)=500000.0
                DO 220 JM=1,NCL
220             GF(I,JM)=GSM(I,1)*BC
221             CONTINUE
                GO TO 214
215             INK=1
                IF(ID.EQ.0) RETURN
214             DO 88 L=1,ID
88             TYPE 207,IB(L),BV(L)
                IF(INK.EQ.1) RETURN
                GO TO 209
                END

```

APENDICE

CC

SUBROUTINE COMPRO(GSM,NP,NBW)

0
1
2
3
4

ESTA SUBROUTINA REALIZA LA DESCOMPOSICION LU DE UNA MATRIZ
BANDADA POR EL METODO DE ELIMINACION GAUSSIANA.

DIMENSION GSM(NP,NBW)

NP1=NP-1

DO 225 I=1,NP1

 MJ=I+NBW-1

 IF(MJ.GT.NP) MJ=NP

 NJ=I+1

 MK=NBW

 IF((NP-I+1).LT.NBW)MK=NP-I+1

 ND=0

 DO 225 J=NJ,MJ

 MK=MK-1

 ND=ND+1

 NL=ND+1

 DO 225 K=1,MK

 NK=ND+K

225

 GSM(J,K)=GSM(J,K)-GSM(I,NL)*GSM(I,NK)/GSM(I,1)

226

CONTINUE

RETURN

END

APENDICE

SUBROUTINE SIURD(GSM,GF,X,NP,NBW,NCL,TD)

C
C ESTA SUBRUTINA RESUELVE EL SISTEMA $KX=F$ DESPUES DE HABER HECHO
C LA DESCOMPOSICION LU DE LA MATRIZ K.

C
C DIMENSION GSM(NP,NBW),GF(NP,NCL),X(NP,NCL)
C NP1=NP-1

DO 265 KK=1,NCL

JM=KK

C

DO 250 I=1,NP1

MJ=I+NBW-1

IF(MJ.GT.NP) MJ=NP

NJ=I+1

L=1

DO 250 J=NJ,MJ

L=L+1

250 GF(J,KK)=GF(J,KK)-GSM(I,L)*GF(I,KK)/GSM(I,1)

C

X(NP,KK)=GF(NP,KK)/GSM(NP,1)

DO 252 K=1,NP1

I=NP-K

MJ=NBW

IF((I+NBW-1).GT.NP) MJ=NP-I+1

SUM=0.0

DO 251 J=2,MJ

N=I+J-1

251 SUM=SUM+GSM(I,J)*X(N,KK)

252 X(I,KK)=(GF(I,KK)-SUM)/GSM(I,1)

C

C IMPRIME LOS RESULTADOS DE LOS DESPLAZAMIENTOS NODALES

C

IF(TD.EQ.1) GO TO 265

TYPE 260,KK

260 FORMAT(/,1X,'VALORES NODALES,CASO DE CARGA ',I2)

TYPE 264,(I,X(I,KK)),I=1,NP)

264 FORMAT(1X,I3,F14.5,3X,I3,F14.5,3X,I3,F14.5,3X,I3,F14.5,

& 3X,I3,F14.5)

265 CONTINUE

RETURN

END

BIBLIOGRAFIA

- 1 Allan T, Component Design and Manufacture Using Computers - The Present Position. United Nations Industrial Development Organization, Interregional Expert Group Meeting on Computer Applications and Modern Engineering in Machine Manufacturing Industry. Varsovia, Polonia, sept. 1977.
- 2 Angeles J, Análisis y Síntesis Cinemáticos de Sistemas Mecánicos. LIMUSA. México, 1978.
- 3 Amstead B H, Ostwald P, Begeman M, Procesos de Manufactura. Versión SI. CECSA. México, 1981.
- 4 Bona C, Galletti C, Lucifredi A, Computer-Aided Design. Mechanism and Machine Theory. Vol. 8. Gran Bretaña, 1973.
- 5 Byars E, Snyder R, Engineering Mechanics of Deformable Bodies. Intext Educational Publishers. Nueva York, E.U.A., 1975.
- 6 Dally J, Riley W, Experimental Stress Analysis. McGraw-Hill Kogakusha, LTD. Tokio, Japón, 1978.
- 7 Faires V, Design of Machine Elements. The MacMillan Company. Nueva York, E.U.A., 1955.
- 8 Mabie H, Ocvirk F, Mecanismos y Dinámica de Maquinaria. LIMUSA. México, 1978.
- 9 Mark M, Fotoelasticidad. EDIAR, Editores. Buenos Aires, Argentina, 1950.
- 10 Proceedings of the Symposium. Computer-Aided Design in Mechanical Engineering. Politécnico de Milano, 1961.
- 11 Segerlind L, Applied Finite Element Analysis. John Wiley & Sons, Inc. E.U.A., 1976
- 12 Shigley J, Análisis Cinemático de Mecanismos. McGraw-Hill. México, 1980.
- 13 Tao D, Applied Linkage Synthesis. Reading Addison. Wesley, U.S.A., 1964.
- 14 Timoshenko S, Theory of Elasticity. McGraw-Hill Book Co., Inc. Nueva York, E.U.A., 1934.
- 15 Woodbury R, Studies in the History of Machine Tools. The M.I.T. Press. Massachusetts, E.U.A., 1961.