

13 26j



Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE INGENIERIA

LOS SISTEMAS CAD EN LAVADORAS

T E S I S

Que para obtener el Título de
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

p r e s e n t a n

ALVARO AYALA RUIZ
MIGUEL ANGEL CRUZ MORALES

Director de Tesis:

DR. ANGEL A. ROJAS SALGADO



MEXICO, D. F.

1990

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



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 está 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.

CONTENIDO

1	INTRODUCCION.....	1
2	LAVADO Y CLASIFICACION DE LAVADORAS	
	2.1. Introducción.....	4
	2.2. Proceso de lavado de ropa.....	4
	2.3. Descripción y funcionamiento de lavadoras.....	9
3	MODELADO Y CONDICIONES DE CARGA DEL ENGRANE DE ENTRADA	
	3.1. Introducción.....	15
	3.2. Descripción de los mecanismos de accionamiento empleados en lavadoras.....	15
	3.3. Modelado de los mecanismos mediante CAD.....	25
	3.4. Análisis cinemático de los mecanismos.....	35
	3.5. Análisis dinámico de los mecanismos.....	40
	3.6. Análisis estático de los mecanismos.....	45
	3.7. Condiciones de carga en el engrane de entrada.....	49
4	PLÁSTICOS PARA ENGRANES	
	4.1. Introducción.....	54
	4.2. Materiales plásticos.....	54
	4.3. Materiales plásticos para engranes.....	56
	4.4. Selección de materiales plásticos para engranes.....	65
5	ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN EL CUERPO DEL ENGRANE DE ENTRADA	
	5.1. Introducción.....	77
	5.2. Fundamentos de la elasticidad lineal y el elemento finito.....	77
	5.3. Implementación del modelo para la aplicación del método del elemento finito.....	86
	5.4. Tipos de generación de mallas.....	88
	5.5. Definición geométrica, preparación y verificación del modelo.....	89
	CONCLUSIONES.....	100

APENDICE A.- Listado para el análisis cinemático y dinámico de un mecanismo de cuatro barras.....	102
APENDICE B.- Listado para el análisis estático de un mecanismo de cuatro barras.....	107
APENDICE C.- Teoría de fractura en los dientes del engrane.....	108
APENDICE D.- Teoría de falla por fatiga en la superficie de los dientes del engrane.....	112
BIBLIOGRAFIA.....	118

INTRODUCCIÓN

La mayoría de las funciones del uso de casa en el hogar, han sido reemplazadas por aparatos electrodomésticos, estos aparatos cumplen en nuestros días funciones que requerían de un gran esfuerzo físico.

Uno de los aparatos electrodomésticos de mayor uso en el hogar es la lavadora de ropa. Una lavadora de ropa es un aparato que realiza el servicio de limpieza en prendas elaboradas con fibras textiles.

En nuestro país existen 10 fabricantes de lavadoras de ropa que cubren la oferta nacional. A pesar de la austeridad económica que caracteriza a la actual etapa del desarrollo del país, la producción de lavadoras de ropa mantendrá su ritmo actual de crecimiento.

La diversidad de los precios y tipos de lavadoras que existen en el mercado, permiten que la mayoría de la población económicamente activa pueda adquirir algún tipo, por lo general los consumidores adquieren sus lavadoras influenciados por el precio, la marca, facilidades de pago y promoción, sin importarles generalmente la calidad y el diseño. Por lo que, el índice de reclamaciones de este tipo de aparatos representa el 12% de las inconformidades contra aparatos eléctricos y electrónicos. De las reclamaciones hechas corresponden a problemas de comercialización el 71% y a problemas de calidad el 29%.

Las causas de descompostura por orden de importancia son:

a) Mal uso de la lavadora.	53%
b) Desgaste natural.	30%
c) Defectos de fábrica.	12%

Los componentes que provocan los problemas técnicos importantes y que como consecuencia originan las reclamaciones de estos por defectos de fábrica son:

Engranajes	13%
Transmisión	9%
Agitador	8%
Control automático	7%
Chumaceras	6%

Mangueras	4%
Partes eléctricas	3%
Bomba de agua	3%
Otras.	47%

De los diferentes tipos de lavadoras de ropa existentes, se da mayor atención a las lavadoras de ropa de agitador, debido a las características que le han permitido mantenerse en el mercado, por ejemplo: su alto índice de eficiencia en la extracción de la sucia, su bajo costo y su mayor capacidad de carga que puede ser lavada, comparada con otras lavadoras. Entre los diferentes modelos de este tipo de lavadoras existen diferencias de construcción importantes, sin embargo, la mayoría de estas lavadoras funcionan bajo el mismo principio y emplean componentes que en muchos aspectos son similares, por ejemplo: los engranes de la transmisión, poleas, etc. Asimismo algunos componentes son objeto de reparación o sustitución con mayor frecuencia, por ejemplo: la transmisión y el agitador. Los fabricantes coinciden en que la falla en la transmisión se presenta en los engranes que la componen, debido al mal acabado de los mismos, a la mala calidad del material y al mal uso de la lavadora por parte del usuario [1]. En cuanto al agitador las averías son causadas por el mal empleo del usuario y al desgaste natural.

Dentro de esta problemática, en el presente trabajo se analizan la transmisión y en particular los engranes de accionamiento de esta, con el fin de obtener:

- a) Mejor funcionamiento de la transmisión.
- b) Mejoramiento del diseño del engrane de entrada, mediante la sustitución del material.

Lo anterior conduce a la aplicación de técnicas más exactas y modernas provocando la facilidad en la fabricación.

Se tomarán en cuenta nuevos materiales y los sistemas de computación (Sistemas de Diseño Asistido por Computadora, CAD), para lograr los objetivos anteriores, estos serán empleados como herramientas de cálculo actuales en el diseño de Ingeniería Mecánica.

El presente trabajo consta de cinco capítulos, en el capítulo

dos se hace la descripción del proceso de lavado, así como, los tipos de lavadoras de ropa existentes. Resaltando las características que han permitido a las lavadoras de ropa de agitador permanecer en el mercado.

El propósito fundamental del capítulo tres es el de establecer la metodología, para la modelación gráfica de los componentes que conforman a la transmisión de la lavadora de agitador, para que mediante sistemas CAD se obtengan las propiedades dinámicas de los elementos. El análisis cinemático, estático y dinámico se realiza en un ciclo la transmisión, para de esta forma determinar las condiciones de carga a las que se encuentran sometidos los elementos de la transmisión. En especial el engrane de entrada.

La finalidad del capítulo cuatro es el de poder determinar el material plástico adecuado, para la sustitución de material del engrane de entrada, basándose en las teorías de engrane de involuta, así como, en las resistencias de los diferentes materiales plásticos.

En el capítulo cinco se lleva a cabo la modelación y análisis por el método de elemento finito del cuerpo del engrane de entrada. Los resultados que arrojan los capítulos tres y cuatro son alimentados al sistema de CAD, para que en este se realice el análisis de esfuerzos, para evaluar si es posible la sustitución de material.

Finalmente se tienen las conclusiones y una serie de apéndice que apoyan el desarrollo del trabajo.

LAVADO Y CLASIFICACIÓN DE LAVADORAS

2.1 Introducción.

Para comprender el proceso del lavado de ropa, se plantea en este capítulo un breve panorama de los agentes que actúan en el desprendimiento de la sucra, así como la clasificación de las lavadoras existentes.

2.2 Proceso de lavado de ropa.

En los últimos años ha aumentado de manera considerable el número de los estudios relacionados con la función del detergente (detergencia) y por lo tanto, es mayor la comprensión del proceso de lavado de ropa.

El proceso de lavado de ropa, es un proceso que depende de múltiples variables y el cual lo podemos representar como un proceso en equilibrio, en el cual la relación sucra-ropa se disocia bajo la influencia del baño líquido de detergente en el que se introduce la ropa sucia.

Las variables que influyen en el proceso de lavado son [2]:

- I.- La naturaleza del sustrato (ropa u objeto a limpiar).
- II.- La naturaleza de la sucra.
- III.-La composición del baño.
- IV.- Las condiciones físicas y mecánicas del lavado: temperatura, duración del tratamiento y tipo de acción mecánica.
- V.- Las cantidades relativas de sustrato, sucra y baño presentes en el sistema.

A continuación se describe cada uno de los puntos anteriores.

I. La naturaleza del sustrato.

El sustrato es el objeto textil que hay que limpiar. El sustrato puede variar en lo que respecta a la configuración de su superficie, que puede ser de tejido abierto o también presentar una superficie muy compleja, como un tejido cerrado que es muy difícil de limpiar.

11. La naturaleza de la mugre.

La mugre puede consistir en una sola fase, sólida o líquida. Pero suele constar de dos o más fases íntimamente mezcladas unas con otras y dispuestas al azar sobre el sustrato.

La mugre sólida es bastante común, son ejemplos de ella, la arcilla seca, el bolín y los almidones. La mugre líquida la constituye la materia grasa, tal como, las grasas animales, vegetales y aceites vegetales hidrogenados, etc. Una mugre más típica es una mezcla compleja de uno o más componentes sólidos y una fase líquida, por ejemplo: una mezcla de bolín y materia grasa.

A continuación se presentan algunos modelos sencillos de mugre con utilidad práctica en la detergencia, que coinciden más estrechamente con los conceptos modernos.

Modelo de Mugre Sólida.- Un modelo sencillo de mugre sólida consta de un sustrato sólido de superficie lisa -A- y partículas de mugre -Sa-, adheridas a la superficie en forma acodispersa; estas son todas del mismo tamaño y suficientemente pequeñas para poder mantenerse en suspensión.

La zona de contacto entre -A- y -Sa- es una verdadera interfase de sólido-sólido. Esta combinación de mugre sustrato se sumerge en el baño -B- como señala la fig. 2. Ia.

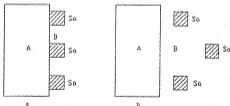


Fig. 2.1 Modelo de Detergencia de Mugre Sólida

Por la acción del baño, el ástle es de un buen detergente, las partículas de mugre -Sa- pueden desprenderse de -A-, como indica la fig.2.1b. Si el baño es un detergente débil, entonces -Sa- permanece unida a -A-.

Una acción opuesta podría iniciarse si -Sa- fludara en el baño y después por la influencia de éste, se fijara firmemente a -A-. Este sería un modelo sencillo de fijación de mugre en medio líquido y es posible que así ocurra en la etapa final del redépósito de mugre en los sistemas prácticos.

Modelo para Mugre Líquida.- Este tipo de modelo consta de un sustrato sólido -A-, cubierto con mugre -SL- en forma de capas fig.2.2a o gotas adhesivas y un baño -B- fig.2.2b. Este modelo es muy conocido en la práctica y en la teoría.

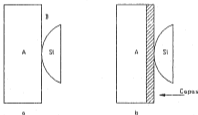


Fig. 2.2 Modelo de Detergencia de Mugre Líquida.

Modelo de Mugre Mixta Líquida-Sólida.- Es un modelo en el cual la mugre es líquida y sólida a la vez; consta de un sustrato -A-, un baño -B- y cinco tipos de situación de la mugre, como muestra la fig.2.2a. Las partículas del sólido y del líquido -Sa- y -Sl- se comportan del mismo modo que los modelos de mugre sólida y líquida descritos anteriormente. La situación en -X- -Y- ó -Z- presenta evidentemente problemas distintos. En -X- y en -Z- el ástle puede desprenderse, mientras que las partículas sólidas

están todavía incluidas en él. Posteriormente, en el baño, el aceite se separa del sólido fig.2.3b y la partícula sólida queda libre para depositarse de nuevo sobre la fibra fig.2.3c.; después de este proceso, ocurre un largo período en el que la fibra está tan oscura como lo estuvo al principio. Sin embargo, contiene mucho menos aceite pero la mugre redepositada es más difícil de quitar porque está unida directamente a la fibra por una unión sólido-sólido. En los sistemas prácticos de lavado, el redépósito de la mugre ocurre por este mecanismo.

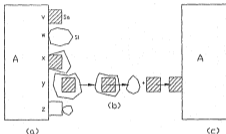


Fig. 2.3 Modelo de Detergencia de Mugre Hasta Líquido Sólido, y el Redépósito de la Mugre Sólida.

III. La composición del baño.

La eliminación de la mugre en el baño de lavado puede llevarse a cabo:

- 1.-Por los efectos de la energía interfacial entre el baño, la mugre y el substrato. En el caso de las mugres líquidas, esto puede llamarse humectación del substrato por el baño.
- 2.-Por absorción de un coloide sobre la mugre y el substrato.
- 3.-Por absorción de iones sobre la mugre y el substrato que da como resultado una disminución de las fuerzas de atracción electrostáticas.
- 4.-Por solubilización de la mugre en el baño.

La separación de la mugre puede conseguirse por cualquiera de esos cuatro factores o por todos ellos, ya que dan como resultado la emulsión de la mugre líquida, suspensión de mugre sólida o atracción de las partículas de mugre líquida y sólida por la fibra.

Por las consideraciones que anteceden, se ve fácilmente que la composición del baño es el factor principal en la detergencia.

IV. Las condiciones físicas y mecánicas del lavado.

La acción mecánica es considerada como uno de los factores más importantes en el lavado práctico de las fibras textiles. Bacon y Smith [2] han estudiado la extracción de la mugre como una función de la acción mecánica mediante el empleo de tejidos sucios en el Tergotómetro. La acción mecánica fue variada por la modificación de la velocidad de la máquina, encontrándose la siguiente relación:

$$S = K_1 C F T^N \quad (1)$$

en la cual S es la extracción de la mugre, C la concentración del detergente, F la fuerza, T el tiempo, N y K son constantes, siendo N siempre positiva y menor que la unidad.

Durham [4], establece que las fuerzas de atracción entre las partículas (en este caso las fibras y las partículas de mugre) son del tipo de London-Vander Waals, y la magnitud de esas fuerzas varía con el tamaño de las partículas. Las fuerzas repelentes de las partículas son de naturaleza eléctrica y son ocasionada por la interacción de las capas que rodean a cada partícula.

V. Las cantidades relativas de sustrato, mugre y baño presentes en el sistema.

Por todo lo mencionado anteriormente es fácil comprender que las cantidades relativas de sustrato, mugre y baño presentes en el sistema afectan al proceso de lavado, principalmente la mugre, por lo que la existencia del baño debe ser adecuada a la cantidad de sustrato existente.

2.3 Descripción y funcionamiento de lavadoras.

El lavado de ropa tradicionalmente se realiza a mano, actualmente esta tarea se efectúa mediante lavadoras de ropa. Una lavadora de ropa es un aparato electro-mecánico, que realiza servicio de limpieza en prendas textiles. La lavadora realiza una acción mecánica a través del movimiento y una acción química por medio del detergente.

El proceso de lavado, en forma general, se realiza mediante una lavadora de la siguiente forma:

- a) La tina de lavado se llena con agua hasta la mitad del nivel marcado en el interior de la tina.
- b) Se pone detergente en proporción a la carga de ropa y el grado de suciedad de la misma.
- c) Se disuelve el detergente haciendo funcionar la lavadora.
- d) Se selecciona el ciclo de lavado, para indicar el tiempo deseado para la carga de ropa que se va a lavar.
- e) Se introduce la ropa en la tina, pieza por pieza.
- f) Se agrega agua a la tina hasta la señal que indica el nivel máximo.
- g) Se inicia el lavado haciendo funcionar la lavadora. La lavadora suspenderá la acción de lavado al terminar el tiempo del ciclo indicado.
- h) Finalmente, la ropa que se ha lavado es secada.

Clasificación de lavadoras.

Las lavadoras las podemos clasificar de varias maneras:

- De acuerdo a la acción mecánica.
- Dentro del mercado.
- De acuerdo a su capacidad.

Clasificación de acuerdo a la acción mecánica.

- a) Lavadoras de disco, propulsor o propela.
- b) Lavadoras de agitador.
- c) Lavadoras de tambor.

a) Lavadoras de disco.

Este tipo de lavadora fig.2.4. permite la introducción de la ropa por su parte superior o por su parte frontal a través de una ventana. Cuenta con un disco o propulsor que gira, pudiendo tener el eje horizontal o vertical, produciéndose flujo alabeado con simetría axial. Este movimiento es el que propicia la eliminación de la mugre de la ropa.

Estudios realizados por el INCO [1] revelan que la eficiencia de extracción de la mugre, en este tipo de lavadora es la mayor de los tres tipos, siendo de 75%. De la comparación de precios, esta lavadora resulta ser la más económica, pero las cargas de lavado son pequeñas, hasta 3.5 kg.



Fig. 2.4 Lavadora de disco

b) Lavadoras de agitador.

En la fig.2.5 se muestra este tipo de lavadora, algunos de los elementos que la componen son:

- A. Manguera de desagüe.
- B. Agitador.

- C. Transmisión.
- D. Motor.
- E. Tapa.
- G. Tablero de Control.

Permite poner la ropa en su parte superior fig.2.5. El agitador oscila durante el lavado, cuyo eje queda vertical con respecto al piso. El movimiento del agitador sirve para crear turbulencia en el agua y facilitar la disolución de la mugre.

El movimiento producido en el agua, debido al agitador, depende del tipo de aspas que tenga este, pudiendo ser de aspas rectas o en espiral. Cuando se tienen aspas en espiral se tiene un movimiento de rotación y vertical (tridimensional), en tanto que con las aspas rectas, principalmente se tiene un movimiento de rotación (plano).

La eficiencia de extracción de la mugre, es cercana a la del tipo de disco, siendo de 70% [1], en este caso las cargas de lavado son de hasta 5.5 kg.



Fig.2.5 Lavadora de agitador.

o) Lavadoras de tambor.

Este tipo de lavadora permite la introducción de la ropa a través de una ventana dispuesta en la parte frontal del aparato fig.2.6. El depósito de esta lavadora gira en un plano horizontal,

es decir su eje de rotación es paralelo al piso. La agitación de la ropa se produce a través de la rotación del tambor, que eleva aquella del agua jabonosa en que estaba sumergida y al llegar a la parte superior del tambor, cae por su propio peso nuevamente en el agua.

El tambor durante los periodos de lavado gira a unas 500 rpm, al cabo de los cuales se extrae el agua de la máquina. A continuación el tambor gira a velocidad mucho mayor a fin de que el agua que queda en los tejidos sea desprendida.

Este tipo de lavadora presenta la menor eficiencia en la extracción de la mugre, OER y resulta ser la de mayor costo en relación con las anteriores.

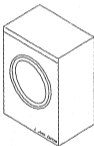


Fig. 2.6 Lavadora de tambor

Clasificación de lavadoras dentro del mercado:

- a) Compactas (las minis).
- b) De una tina con y sin rodillos (las prácticas).
- c) Automáticas (las comodas).
- d) Dos tinas (las -semi--automáticas).

a) Compactas.

- Capacidad hasta 3 kgs.
- Sistema de lavado por impulsor/propulsor.
- Con y sin reloj.
- Muy económicas.

b) De una tira con y sin redillos.

- Capacidad de 4 a 5.5 kgs.
- Sistema de lavado por agitador de napas rectas y en espiral.
- Con y sin reloj.
- Con y sin bomba.
- Económicas.

c) Automáticas.

- Capacidad de 3.5 a 5 kgs.
- Sistema de lavado por agitador o tambor.
- Programador desde 4 hasta 21 programas, de una o más velocidades.
- Lava y seca.
- No económicas.

d) Dos tiras.

- Capacidad de 3 a 5.5 kgs.
- Sistema de lavado por agitador.
- Con reloj.
- Con y sin bomba.
- Lava y seca.
- No económicas.

Clasificación de acuerdo a su capacidad.

- a) Capacidad para 1.8 kg.
- b) Capacidad para 2.0 kg.
- c) Capacidad para 3.0 kg.
- d) Capacidad para 5.0 kg.
- e) Capacidad para 10.0 kg.

Por lo expuesto anteriormente, puede afirmarse que la existencia de los diferentes tipos de lavadoras satisfacen las necesidades del lavado de ropa en forma adecuada. Asimismo, las lavadoras de agitador presentan ventajas que le permiten mantenerse dentro del mercado, por ejemplo: su índice de eficiencia en la extracción de la sucia (TUE), esto debido a su tipo de acción mecánica, la cual es similar al lavado de ropa a mano, la mayor capacidad de ropa por carga que puede ser lavada comparada con las lavadoras de disco, así como su bajo costo y además una eficiencia mayor que las lavadoras de tambor. Por esta razón este trabajo se enfoca a las lavadoras de agitador principalmente a la sustitución de partes.

MODELADO Y CONDICIONES DE CARGA DEL ENGRANE DE ENTRADA

3.1 Introducción.

En este capítulo se hace una breve discusión sobre los mecanismos de transmisión de lavadoras de agitador, teniendo como fin definir el mecanismo que se utiliza con mayor frecuencia en la transmisión de las lavadoras.

De acuerdo a lo anterior se procede a realizar el análisis cinemático y dinámico del mecanismo en un ciclo de operación, con lo cual se determinan las fuerzas a las que se encuentra sujeto.

El análisis cinemático y dinámico de los mecanismos se lleva a cabo teóricamente y se realiza un programa para analizar un ciclo completo. Los procedimientos gráficos de CAD, proporcionan los parámetros dinámicos, como masa, inercia, etc.

La conjugación de las técnicas gráficas y analíticas proporciona el comportamiento dinámico de cada uno de los elementos que constituyen el mecanismo, así como, la exactitud necesaria de los resultados cinemáticos y dinámicos para el diseño o sustitución de los mecanismos.

3.2 Descripción de los mecanismos de accionamiento empleados en lavadoras.

Como se menciona anteriormente las lavadoras funcionan bajo diferentes principios, pero emplean componentes que en muchos aspectos son similares.

En especial serán tratados los mecanismos de la transmisión de las lavadoras de agitador debido a que son los más comerciales, esto son:

- a) Mecanismos de cuatro barras articuladas (RRRR); y
- b) Mecanismos manivela-cremallera (RRPR).

De estos mecanismos el más utilizado es el de cuatro barras articuladas por pares de revolución (RRRR), los cuales permiten sólo rotación de un eslabón con respecto al otro. El mecanismo

RPRR consta de tres pares de revolución y un par prismático, de tal manera que este último permite la traslación de un eslabón con respecto al otro en una sola dirección.

El objetivo de cada uno de estos mecanismos, es transformar el movimiento de rotación del motor propulsor, a un movimiento oscilatorio del agitador, el cual crea turbulencia en la tina de lavado.

a) Mecanismos de cuatro barras articuladas (RPRR).

Este tipo de mecanismo es de los más simples y útiles. A continuación se hará una descripción de los mecanismos RPRR más comunes en las lavadoras:

1. En fig.3.1 se muestra el dibujo de ensamble de una lavadora de ropa de agitador, en la fig.3.2 se observa la colocación de la transmisión y en la fig.3.3 se muestra el mecanismo de accionamiento, el cual consiste de los siguientes elementos:

- a) Tornillo sinfín.
- b) Corona.
- c) Excéntrico.
- d) Biela.
- e) Sector de engrane.
- f) Pistón.
- g) Flecha del agitador.

De acuerdo a la fig.3.2 un motor de 1/4 Hp y 1200 rpm se acopla al tornillo sinfín, a través de éste tornillo se acciona una corona, obteniéndose una velocidad en la corona de 60 rpm. Al girar la corona se mueve el elemento excéntrico, el cual se une a la corona por medio de un perno. El movimiento del excéntrico se transmite a la biela, la cual va unida mediante 2 pernos a la barra acopladora y la cual origina el movimiento de oscilación en el sector de engrane, este sector mueve a su vez al pistón donde se encuentra acoplada la flecha del agitador, obteniéndose de esta manera un movimiento oscilante.

Tanto la corona, el pistón, el excéntrico, el sector como la barra acopladora son de hierro colado, mientras que la biela es de aluminio y el tornillo sinfín es de acero.

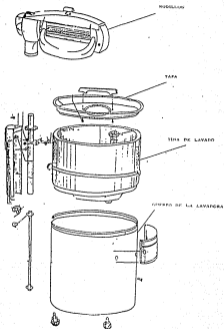


Fig.3.1 Ensamble de lavadora de ropa.

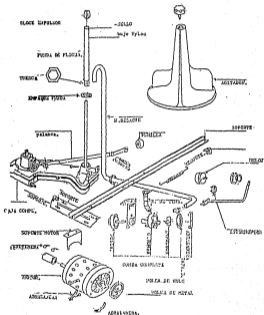


Fig.3-2 Posición de la transmisión.

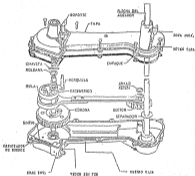


Fig. 2.2 Transmisión.

Una desventaja que se presenta en este mecanismo es el problema de lubricación adecuada entre la excéntrica y la biela. Esto provoca que se limite la cantidad de energía transmitida, con lo cual se crea una zona de contacto que ocasiona desgaste entre las dos piezas.

II. En las figs. 3.4 (a) y (b) se muestra el dibujo en explosión de otro tipo de lavadora de agitador y en la fig. 3.5 se muestran los elementos de los que consiste este mecanismo:

- a) Piñón helicoidal.
- b) Corona.
- c) Barra acopladora.
- d) Rifón (sector de engrane de dientes internos).
- e) Piñón.

El piñón helicoidal es accionado, por un motor de 1/4 Hp y 1250 rpm, a través de un sistema de poleas. La corona que se acopla al piñón gira a 75 rpm. El movimiento de rotación de la corona se transmite al rifón por medio de la barra acopladora. El rifón gira aproximadamente 90° y transmite su movimiento al piñón, la flecha del agitador se encuentra unida al piñón.

La corona, la barra acopladora, el rifón y el piñón son de hierro colado, mientras que en el piñón helicoidal es de acero.

III.- En la fig. 3.6 se muestra la transmisión de otra lavadora y los elementos que la componen son:

- a) Engrane de entrada.
- b) Barra acopladora.
- c) Sector de engrane.
- d) Piñón agitador.

El engrane de entrada es accionado por un juego de poleas que se encuentran acopladas a un motor de 1/4 Hp y 1250 rpm. Unido al engrane de entrada, se encuentra la barra acopladora, que transmite el movimiento de rotación al sector de engrane, el cual lo transforma en un movimiento oscilatorio y a su vez lo transmite al piñón agitador, este último proporciona movimiento a la flecha del agitador.



Fig. 3.44 Ensamble de lavadora de ropa.

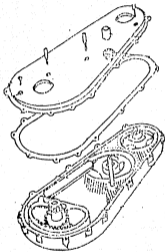
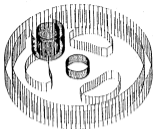


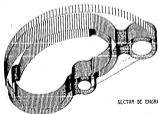
Fig. 3.4b Transmisión.



ENGRANE DE ENTRADA DEL RECAJEDOR



BARRA ACOPLADORA



SECTOR DE ENGRANE

Fig.3.5 Elementos de la transmisión.

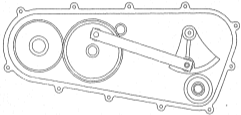


Fig. 36 Transmisión de lavadora.

El material del engrase de entrada, el del sector de engrase, la barra acopladora y el piñón de entrada es hierro fundido, en tanto que los pernos de la barra acopladora son de acero.

B) Mecanismo manivela-corredera.

Este mecanismo se muestra en las figs.3.7 a 3.8 y consiste de los siguientes elementos:

- a) Tornillo sinfín.
- b) Corona.
- c) Barra acopladora.
- d) Piñón.

La corona se mueve mediante de un tornillo sinfín que está acoplado a un motor de 1/4 Hp y 1200 rpm. La corona tiene una velocidad angular de 85 rpm. Un eje montado sobre la corona permite el acoplamiento de una barra que por un extremo tiene tallada una cremallera. La cremallera engrasa con los dientes del piñón sobre el cual se encuentra la flecha del agitador, con lo que este recibe un movimiento oscilante.

3.3 Modelado de los mecanismos mediante CAD.

El nombre de CAD determina las funciones que realizan diversos sistemas computacionales: Diseño Asistido por Computadora (Computer-Aided-Design) [5].

El diseño por computadora es una de las aplicaciones del procesamiento de datos. Debido a la alta calidad y bajo precio de los circuitos de computadora necesarios para la gran cantidad de cálculos y capacidad de almacenamiento requeridos en la generación de gráficas los sistemas de CAD se encuentran entre los mercados de alta tecnología de gran crecimiento.

Los sistemas CAD están orientados a la simplificación del trabajo repetitivo, mecánico y hasta ingrato, que en el proceso del diseño tradicional, el ingeniero tiene que realizar.

El uso de los sistemas CAD no sólo simplifican tiempo y recursos. Puesto que entre la idea inicial, la recopilación de la

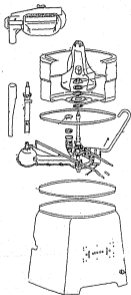


Fig. 3.7 Ensamble de levadora de repa.

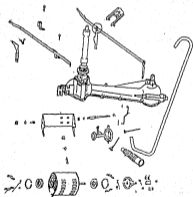


Fig. 3.8 Posición de la transmisión.

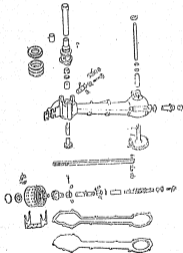


Fig. 1.9 Transmission.

información y el proyecto final existe el proceso creativo, el hecho de poder analizar gran cantidad de opciones de diseño hace que la computadora sea una amplificadora de la creatividad humana.

El CAD consiste de una serie de programas, ordenados jerárquicamente, con los cuales se desarrollan los pasos del diseño mecánico. La técnica del CAD consiste en interconectar partes del proceso del diseño y análisis susceptibles de ser automatizadas para determinar la geometría, los requisitos de carga y las características del material de una pieza en particular.

El sistema de CAD empleado para el modelado de los mecanismos de accionamiento de lavadoras consiste en un conjunto de familias que a la vez contienen diversos módulos (a):

Familia	Módulo
I. Modelado de sólidos	-Modelado de objetos -Sistema de ensamblado -Diseño de mecanismos -Respuesta
II. Análisis de Ingeniería	-Pre/Post procesador -Definición de geometría -Módulo de solución.

I. Familia de modelado de sólidos.

Ofrece las herramientas para desarrollar el diseño y geometría de un sistema mecánico, en tres dimensiones (3-D). En esta familia se cuenta con tres técnicas para el modelado:

a) Formas de alambre, esta técnica es la representación más sencilla de los objetos en la pantalla, puesto que los objetos están definidos por líneas y vértices, este tipo de representación proporciona un rápido manejo de información. Las desventajas que

se presentan es debido a que las líneas se confunden fácilmente y no se logra una visión clara, además de que no es posible calcular propiedades físicas.

b) Modelado de superficies, para este modelo se utilizan como directrices (perfiles), curvas suaves como son círculos, rectángulos, triángulos, etc. Para la unión de las curvas se emplean rectas que tocan cada uno de los puntos de las curvas suaves, lográndose unir las curvas y dar una forma al objeto que se desea obtener, estas rectas reciben la denominación de generatrices. Visualmente el modelo que se obtiene es un sólido que puede tener líneas ocultas además de poder ser sombreado, es decir un objeto en tercera dimensión. Pero que en realidad carece de consistencia debido a sus planos de corte. Como consecuencia, no es posible calcular propiedades de masa y físicas.

c) Modelado de sólidos, presenta la oportunidad de crear objetos sólidos. Teniéndose la posibilidad de crear modelos sofisticados, realizar análisis ingenieriles e incluir la planeación de la manufactura.

Los formas básicas de atacar el problema de la modelación de sólidos son [v]:

- 1.- Construcción geométrica sólida. (CSG)
- 2.- Representación de frontera.

La sigla CSG indica como se construyen modelos de sólidos gráficos mediante figuras geométricas sencillas, como son bloques, conos, esferas, cilindros y pirámides, esto en combinación con operaciones booleanas como adición, sustracción, unión e intersección.

La representación de frontera (perfiles) requiere dibujar el contorno de el objeto a diseñar y extraer el modelo. Si es antisimétrico o si es simétrico realizarlo como una pieza de revolución (girándolo sobre cualquier eje X, Y ó Z). Cuando la figura tiene formas rebasadas, se obtienen los sólidos por medio de la combinación de estas dos técnicas.

La geometría resultante se transfiere a los sólidos de ensamble de sistemas mecánicos, mecanismos o análisis por elemento

finito.

En el módulo de sistema de ensamblado se pueden calcular las propiedades geométricas y físicas de cada elemento y ensamblar en su conjunto el sistema que se está formando.

En el módulo de mecanismos se puede dar animación al sistema, lográndose obtener la representación del movimiento.

II. Familia de análisis de ingeniería.

La geometría generada por el modelador de sólidos se descompone en una malla de elementos finitos, para analizarla con diferentes técnicas desarrolladas para este fin y finalmente verificar los resultados de manera gráfica y experimental. Al realizar el análisis de esfuerzos en la pieza mediante esta técnica se puede determinar el material del elemento que soportará los esfuerzos a que se encuentre sometida la pieza.

El mecanismo de la fig.3.5 se modeló en este sistema de CAD, obteniéndose las propiedades de cada elemento.

El engrane de entrada fue modelado en dos partes, se construyó el perfil del alma del engrane en el plano XY y se utilizó el barrido de desplazamiento para generar un cuerpo que representa el alma, posteriormente se creó un primitivo tubo, el cual representa la sección donde se encuentran colocados los dientes del engrane, una vez colocados en la posición adecuada cada uno de estos cuerpos se ensamblaron mediante la operación booleana unión, quedando definido el engrane de entrada, fig.3.10. Sobre este cuerpo se pueden cortar los dientes del engrane, generando un cuerpo que se utilice como herramienta de corte.

La barra acopladora se generó mediante la creación de dos cilindros que representan los pernos de conexión y para el cuerpo de la barra se definió un perfil en el plano XY que fue extruido mediante el barrido de desplazamiento, posteriormente los tres cuerpos fueron ensamblados para formar completamente la barra acopladora, fig.3.11.

En el caso del sector de engrane se definieron tres perfiles de extrusión debido a las diferencias de espesor en el cuerpo. Estos perfiles al ser extruidos fueron unidos para conformar el sector de engrane, fig.3.12

3-DEAD 4.1: System Assembly

14-004-00 10:14:52

DATABASE: RECORDS OF ACCIDENTS AND
FILE: NO. 1111111111
FILE: NO. 1111111111
FILE: NO. 1111111111
FILE: NO. 1111111111

UNIT: 01
DISPLAY: NO. 1111111111
NO. 1111111111
NO. 1111111111

81



Fig.310 Engrase de Entrada



DATABASE: HCCAD15M0 DB ACC00MATE15T0
VIEW: 1 NO SHOWN VIEW
Mask: AC00MATE1
System: 4-AC00PLAR15T0

UNITS: IN
DESPLAY: 1 No Shown DOT/IN
Dir: I-DEAS
Component: No stored Component

33

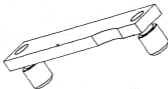


Fig.3.11 Barra Acopladora



I-DEAR v.0 System assembly

14-SEP-90 10:50:31

DATE: 14-SEP-90
TIME: 10:50:31
USER: JHARRIS
SYSTEM: I-DEAR

UNIT: 01
DISPLAY: NO ASCII OPTS
JOB: I-DEAR
COMMENT: DE MARCH COMPANY

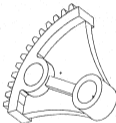


Fig 312 Sector de Engren



I-DEAS 4.1: System Assembly

14-SEP-00 10:00:35

DATABASE: MECANISMO DE ACCIONAMIENTO
VIEW: no stored view
PART: no stored
SYSTEM: no-stored

UNITS: SI
DISPLAY: no stored option
DIR: I-DEAS
COMPONENT: no stored component

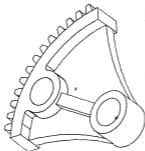


Fig-3.12 Sector de Engrane



96

También se definió un cuerpo llamado barra fija el cual solo sirve como un elemento de referencia, representando la estructura sobre el cual está montado el mecanismo. Este fue generado mediante la unión de dos cilindros y un primitivo cubo.

Una vez generados todos los elementos que componen el mecanismo, se utilizó el módulo de ensamblado de sistemas para acoplarlos, fig.3.13 y fig.3.13b, y en esta forma simular el movimiento de cada uno de los cuerpos. Este movimiento se simula mediante el almacenamiento de varias configuraciones que puede tomar el mecanismo, formando así una secuencia que puede ser animada.

3.4 Análisis cinemático de los mecanismos.

El movimiento es inherente a los mecanismos, por lo cual las cantidades cinemáticas tales como: posición, velocidad y aceleración son de importancia en el análisis y diseño de los componentes de los mecanismos.

El análisis cinemático de sistemas mecánicos se puede realizar mediante métodos gráficos o analíticos. Inicialmente los métodos de análisis eran de naturaleza gráfica. Mediante los procedimientos gráficos el análisis se realiza fácilmente cuando se trata de una sola posición y además de que ofrece una visión excelente del funcionamiento del mecanismo en la posición analizada. Sin embargo su inconveniente es que es muy laborioso cuando se requiere un análisis en diferentes posiciones y la exactitud de sus resultados depende de las escalas empleadas para realizarlos. Los métodos analíticos, en contraposición a los métodos gráficos, proporcionan la exactitud que se desee y se puede evaluar el ciclo completo de funcionamiento del mecanismo.

La computadora digital y los sistemas CAD han representado una innovación en el campo del análisis, puesto que las técnicas numéricas al ser integradas para realizar el análisis cinemático, permiten evaluar variables tales como: máximas aceleración (lineal o angular) de partes críticas y la ventaja mecánica de la transmisión. Por otro lado es posible simular el movimiento del mecanismo y detectar situaciones adversas tales como

3-DEAG 4.1: System Assembly

1-MAR-68 15:32:30

DATE: 03/01/68 BY: J. S. SMITH
DRAWN: J. S. SMITH
CHECKED: J. S. SMITH
SYSTEM: 3-DEAG-4.1

REV: 1
DESCRIPTION: 3-DEAG-4.1

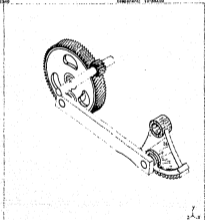


Fig. 3.13 Sistema de accionamiento.

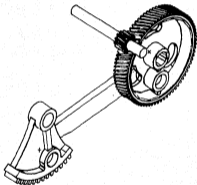


Fig 114 Transmissão do lavadora de roupa.

interferencias.

De los mecanismos más empleados en lavadoras de ropa, como ya se ha mencionado anteriormente, son los de cuatro barras y a continuación se presenta su análisis cinemático.

Las propiedades físicas del 1-ésimo elemento están especificadas por la masa m_1 y el momento de inercia I_1 . La posición, velocidad y aceleración angulares son especificados por θ_1 , ω_1 y α_1 .

En el mecanismo de la fig. 2.14, se puede establecer la ecuación de cierre en posición mediante los números complejos, en la siguiente forma:

$$r_2 e^{i\theta_2} + r_3 e^{i\theta_3} = r_1 + r_4 e^{i\theta_4} \quad (1)$$

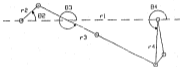


Fig. 2.14 Modelo cinemático

Esta ecuación al ser desarrollada conduce a la relación entrada-salida conocida como ecuación de Freudenstein [6]:

$$k_1 - k_2 \cos\theta_4 + k_3 \cos(\theta_4 - \theta_2) = 0 \quad (2)$$

donde:

$$k_1 = \frac{r_2^2 - r_1^2 - r_3^2 + r_4^2}{2r_2 r_4}, \quad k_2 = \frac{r_1}{r_2}, \quad k_3 = \frac{r_1}{r_4}$$

La ecuación (2) se transforma mediante sustituciones trigonométricas en [6]:

$$A \tan^2(\theta_4/2) + B \tan(\theta_4/2) + C = 0 \quad (3)$$

donde:

$$A = k_1 + k_2 - (1 - k_3) \cos \theta_2$$

$$B = 2a \sin \theta_2$$

$$C = k_1 - k_2 + (1 + k_3) \cos \theta_2$$

Así la ecuación (3) es cuadrática en $\tan(\theta_4/2)$, y su solución es:

$$\tan(\theta_4/2) = \frac{-B \pm (B^2 - 4AC)^{1/2}}{2A} \quad (4)$$

De donde se obtienen dos raíces, las cuales corresponden a las posiciones conjugadas del mecanismo. De acuerdo a la configuración que tenga el mecanismo se puede elegir alguna de ellas.

La posición angular de la barra acopladora se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$\theta_3 = \frac{\cos^{-1}[(r_1 + r_4 \cos(\theta_4)) - r_2 \cos(\theta_2)]}{r_3} \quad (5)$$

De la ec. (1) se pueden tomar las derivadas para determinar la velocidad y la aceleración, teniendo para la velocidad:

$$r_2 \omega_2 (i e^{i\theta_2}) + r_3 \omega_3 (i e^{i\theta_3}) = r_4 \omega_4 (i e^{i\theta_4}) \quad (6)$$

y para la aceleración:

$$r_2 (\dot{\omega}_2 - \omega_2^2) e^{i\theta_2} + r_3 (\dot{\omega}_3 - \omega_3^2) e^{i\theta_3} = r_4 (\dot{\omega}_4 - \omega_4^2) e^{i\theta_4} \quad (7)$$

De las ecuaciones (6) y (7) se obtiene un sistema de cuatro ecuaciones con cuatro incógnitas, siendo las expresiones que las definen [10]:

$$\omega_3 = \omega_2 \frac{r_2 \sin(\theta_4 - \theta_2)}{r_3 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (8)$$

$$\omega_4 = \omega_2 \frac{r_2 \sin(\theta_1 - \theta_2)}{r_4 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (9)$$

$$\alpha_3 = \frac{-r_2 \omega_2^2 \sin(\theta_1 - \theta_2) + r_2 \omega_2^2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + r_2 \omega_2^2 \cos(\theta_1 - \theta_2) - r_4 \omega_4^2}{r_3 \sin(\theta_4 - \theta_3)} \quad (10)$$

$$\alpha_4 = \frac{r_2 \omega_2 \sin(\theta_3 - \theta_2) + r_2 \omega_2^2 \cos(\theta_3 - \theta_2) + r_4 \omega_4^2 \cos(\theta_3 - \theta_4) - r_3 \omega_3^2}{r_4 \sin(\theta_2 - \theta_4)} \quad (11)$$

La aceleración lineal de los centros de gravedad se obtiene mediante las siguientes expresiones:

$$\ddot{a}_2 = \dot{a}_2 \alpha_2 e^{i(\theta_2 + \phi_2 + \pi/2)} - \dot{a}_2 \omega_2^2 e^{i(\theta_2 + \phi_2)} \quad (12)$$

$$\ddot{a}_3 = r_2 \alpha_2 e^{i(\theta_2 + \pi/2)} - r_2 \omega_2^2 e^{i\theta_2} + \dot{a}_3 \alpha_3 e^{i(\theta_3 + \phi_3 + \pi/2)} - \dot{a}_3 \omega_3^2 e^{i(\theta_3 + \phi_3)} \quad (13)$$

$$\ddot{a}_4 = \dot{a}_4 \alpha_4 e^{i(\theta_4 + \phi_4 + \pi/2)} - \dot{a}_4 \omega_4^2 e^{i(\theta_4 + \phi_4)} \quad (14)$$

De esta manera el análisis cinemático queda concluido.

3.5 Análisis dinámico de los mecanismos.

Para poder diseñar los componentes de un mecanismo de acuerdo a su resistencia, es necesario determinar las fuerzas y momentos que actúan en los elementos. Cada componente por más pequeño que sea, se debe analizar cuidadosamente para determinar su papel en la transmisión de fuerzas.

El análisis dinámico comprende la obtención de las fuerzas en cada articulación f_i y el par de salida T_s .

El sistema de fuerzas en las uniones es el resultado de la combinación de efectos de las cargas estimadas que actúan sobre el mecanismo y las fuerzas dinámicas inducidas por la aceleración de los diferentes elementos del mecanismo.

Las ecuaciones del movimiento para el i -ésimo miembro pueden ser escritas de la siguiente forma (11):

$$f_i - f_{i-1} + EF_i = m_i \ddot{g}_i \quad (15)$$

$$(p_i \times f_i) - (q_i \times f_{i-1}) + (d_i \times EF_i) + ET_i = I_i \ddot{\alpha}_i \quad (16)$$

donde:

- g_i : Es el centro de masa de la i -ésima barra.
- p_i : Es el vector del centro de gravedad a la i -ésima articulación conducida.
- q_i : Es el vector del centro de gravedad a la i -ésima articulación conductora.
- d_i : Es el vector del centro de gravedad i a el punto de aplicación de la resultante de fuerzas externas EF_i .
- $\ddot{\alpha}_i$: Aceleración del centro de masa de la i -ésima barra.
- EF_i : Es la suma de todas las fuerzas actuando en la barra i diferentes de las fuerzas en las uniones f_i y f_{i-1} .
- ET_i : Es la suma de todos los pares actuando sobre la i -ésima barra.

Las ecuaciones (15) y (16) se expanden para $i = 2, 3, 4$ y se presentan en forma matricial, en el caso que se analiza no existen fuerzas ni pares externos en las barras, solamente existe el par de entrada y el par de salida, como se puede observar en la fig. 3.15, el arreglo queda de la siguiente forma:

$$\begin{pmatrix} -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ q_{2y} & -q_{2x} & -p_{2y} & p_{2x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & q_{3y} & -q_{3x} & -p_{3y} & p_{3x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & q_{4y} & -q_{4x} & -p_{4y} & p_{4x} & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} f_{1x} \\ f_{1y} \\ f_{2x} \\ f_{2y} \\ f_{3x} \\ f_{3y} \\ f_{4x} \\ f_{4y} \\ T_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -T_2 \\ m_2 \ddot{g}_{2x} \\ m_2 \ddot{g}_{2y} \\ I_2 \ddot{\alpha}_2 \\ m_3 \ddot{g}_{3x} \\ m_3 \ddot{g}_{3y} \\ I_3 \ddot{\alpha}_3 \\ m_4 \ddot{g}_{4x} \\ m_4 \ddot{g}_{4y} \\ I_4 \ddot{\alpha}_4 \end{pmatrix}$$

donde:

$$\begin{array}{lll}
 p_1 = (a - g_2) & p_2 = (b - g_2) & p_4 = (b_0 - g_4) \\
 q_2 = (a_0 - g_2) & q_3 = (a - g_2) & q_4 = (b - g_4)
 \end{array}$$

En el apéndice A se muestra el listado del programa MECDIN que realiza el análisis cinemático y dinámico de un mecanismo RRPR.

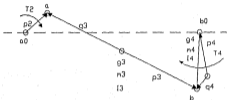


Fig. 3.15 Diagrama dinámico.

Mediante el programa MECDIN se realiza el análisis del mecanismo y se obtienen las gráficas de las figs.3.16 y 3.17, las cuales ilustran el comportamiento de la fuerza en la articulación del engrane de entrada y el par en el sector de engrane. Las magnitudes de las fuerzas en las articulaciones restantes son semejantes a las mostradas en la fig.3.16. Tanto las gráficas de fuerza y par presentan valores extremadamente altos en las posiciones en que la barra de entrada se alinea con la barra acopladora como muestra la fig.3.18. En estas posiciones, la velocidad del sector de engrane es cero y se invierte la dirección del movimiento en ese elemento. Las posiciones extremas dan lugar a una ventaja mecánica infinita (teóricamente) que sirve para

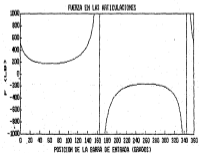
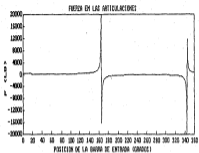


Fig.3.16 Fuerzas-Análisis Dinámico.

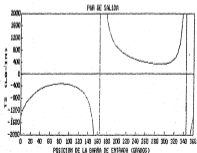
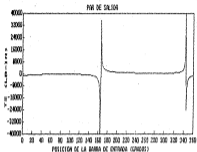


Fig. 2.17 Par-Análisis Dinámico.

detener el movimiento de las aspas en el agua de la tina de lavado.



Fig. 3.18 Posiciones extremas

3.6 Análisis estático de los mecanismos.

Por los resultados anteriores se concluye que las cargas del mecanismo, las velocidades angulares involucradas, la inercia de los eslabones del mecanismo, así como, las pérdidas por fricción, son bajas en magnitud, y por lo cual otra alternativa de análisis es el análisis estático, para poder conocer las fuerzas que actúan en los elementos y el par de salida en el sector de engrase.

La fig. 3.19 muestra los diagramas de cuerpo libre del eslabón conductor y el eslabón conducido. El eslabón acoplador está sujeto a solo dos fuerzas, las que actúan en las articulaciones B_{12} y B_{23} . En la figura se presentan, F y $-F$ que son las fuerzas

coaxiales que actúan sobre el eslabón acoplador. Así, del equilibrio estático del eslabón conductor:

$$F_4 = \frac{T_2}{r_2 \sin(\theta_2 - \theta_3)} \quad (17)$$

y, del equilibrio del eslabón conducido:

$$T_4 = \frac{T_2 r_4 \cos(\theta_4 - \theta_3)}{r_2 \sin(\theta_2 - \theta_3)} \quad (18)$$

En el apéndice B se muestra el listado del programa AMAESTI para el análisis estático.



Fig. 3.19 Análisis estático

Al realizarse el análisis estático del mecanismo, se obtienen los gráficos de las figs. 3.20 y 3.21, que presentan características muy similares a las del análisis dinámico. Ambos análisis no permiten conocer realmente el valor de las fuerzas y pares que actúan en el mecanismo en las posiciones extremas.

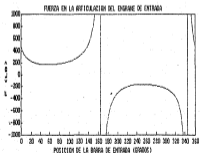
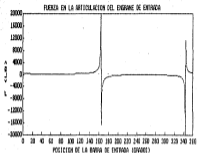


Fig.3.20 Fuerza-Análisis estático.

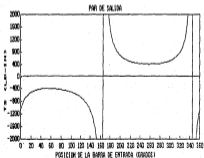
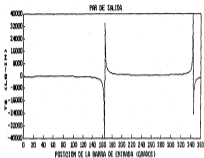


Fig.3.21 Par-Análisis Estático.

3.7 Condiciones de carga en el engrane de entrada,

Uno de los elementos que aparece con mayor frecuencia en los diferentes mecanismos RRRR es el engrane de entrada, el cual presenta problemas en cuanto a la calidad del material y al mal acabado del mismo. Por lo tanto se determinan las condiciones de carga de este elemento para realizar una sustitución del material.

Para poder determinar las cargas en los elementos se divide el ciclo de accionamiento del engrane en dos trayectorias. Por lo tanto el análisis estático se realiza partiendo de una de las posiciones extremas hacia la siguiente posición extrema, donde las fuerzas son máximas (tensión y compresión).

Este análisis consta de dos pasos, el primero es la determinación del inverso de la ventaja mecánica. La ventaja mecánica¹ es una medida de la operación de una máquina, es decir, de que manera el mecanismo está transfiriendo la potencia, información, etc. Esta se define como [ref.10]:

$$v = \frac{S}{E} \quad (19)$$

donde S es la fuerza (par) a la salida y E es la fuerza (par) a la entrada. Para el caso de un mecanismo RRRR la ventaja mecánica queda expresada como la relación del par de salida entre el par de entrada y se determina a través de la geometría del mecanismo.

Se realiza el análisis estático de la primera trayectoria que es cuando el engrane de entrada se mueve de 185° a -15° , (fig.3.22 la barra de salida se mueve en sentido contrario a las manecillas del reloj). El par de salida tiene el mismo sentido que la barra de entrada. La biela se encuentra sometida a compresión. Se calcula el inverso de la ventaja mecánica y las fuerzas en las articulaciones mediante las siguientes expresiones:

$$\frac{T_2}{T_4} = \frac{r_2 \sin(\theta_2 - \theta_3)}{r_4 \sin(\theta_2 - \theta_4)} \quad (20)$$

$$F_4 = \frac{T_4}{r_4 \sin(\theta_2 - \theta_4)} \quad (21)$$

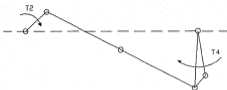


Fig. 3.22 Movimiento de 165 a -15 del engrane de entrada.

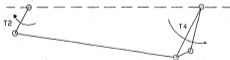


Fig. 3.23 Movimiento del -15 a 165 del engrane de entrada.

Cuando el engrane de entrada se mueve de -15° a 165° , fig. 3.23. La barra de salida se mueve en el sentido de las manecillas del reloj. La biela está sometida a tensión. El inverso de la ventaja mecánica y las fuerzas en las articulaciones se calculan mediante:

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{r_3 \sin(\theta_3 - \theta_2)}{r_4 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (23)$$

$$F_4 = \frac{T_4}{r_4 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (24)$$

por medio de estas ecuaciones se obtiene las fuerzas y la relación de pares en las figs. 3.24 y 3.25. Con la relación de pares se puede determinar T_4 , puesto que se conoce T_3 y posteriormente se determina F_4 . De las gráficas de par se tiene $T_3/T_4=0.6$, por lo que $T_4=1.67T_3$. Por lo tanto cuando el par de entrada es de 209 lb-in se tiene $T_4=350$ lb-in en $\theta=55^{\circ}$ y 255° , y la fuerza máxima es la mitad del par de salida 175 lb.

La fuerza de 175 lb en la articulación y la fuerza de 90 lb en los dientes constituyen las condiciones de carga del engrane de entrada.

! La ventaja mecánica no se debe confundir con la eficiencia mecánica.

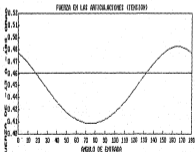
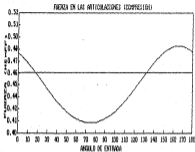


Fig. 3.24 Fuerza-Análisis en Estación.

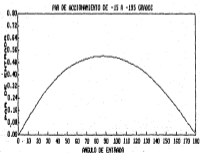
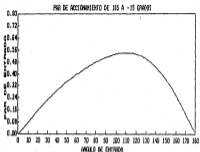


Fig.3.25 Par-Análisis Estático.

PLÁSTICOS PARA ENGRAJES

4.1. Introducción.

En este capítulo se presenta una descripción sobre plásticos, así como su clasificación, con el conocimiento anterior se analizan las alternativas para la sustitución de material en la transmisión de lavadoras.

Se presentan los factores necesarios para la selección de material para engrajes.

4.2. Materiales Plásticos.

Los polímeros son un grupo de materiales de creciente importancia para la ingeniería. El vocablo polímero significa una molécula constituida por la repetición de una unidad más simple: el monómero o condensero (Monero del latín merus: puro, simple y que no tiene mezcla de otra) [13]. Debido a que las moléculas de la estructura polimérica son de un tamaño mayor que las de otros materiales, reciben la denominación de macromoléculas.

Los polímeros pueden ser de tipo natural o sintético. Todas las industrias en polímeros empezaron con materiales naturales, pero cuando se requirió un polímero, para cierta aplicación, fue necesario recurrir a los polímeros totalmente sintéticos. Estos ofrecen un campo más amplio de propiedades, además de que proporcionan a menudo una solución económica.

Las materias primas para la formación de polímeros es la cadena de átomos de carbono. El punto nodular de cada estructura polimérica está en el hecho de que dos átomos de carbono pueden tener uno, dos o tres enlaces comunes (es decir, comparten uno, dos o tres pares de electrones), así como unirse con otros átomos.

El proceso de unir entre sí moléculas por enlace covalente recibe el nombre de polimerización. Después de que dos monómeros se unen, todavía hay dos enlaces libres para unirse a otros monómeros, de modo que el proceso puede seguir indefinidamente, hasta que se suspende con la adición de otra sustancia química llamada

terminador el cual satisface los enlaces en los extremos de las moléculas. El proceso para formar polímeros a partir de unidades simples y repetitivas (monómeros), se puede realizar de diferentes formas.

El comportamiento de los polímeros es determinado esencialmente por el tamaño y forma de sus macromoléculas. Generalmente, las grandes moléculas o segmentos de la misma molécula se atraen entre sí por fuerzas intermoleculares, dependiendo de la composición química del polímero, pueden ser de varias clases: fuerzas de van der Waals, de atracción, y finalmente las de tipo iónico, estas últimas son las de mayor atracción [14].

Desde que se emplearon los polímeros por primera vez se han tratado de clasificar en forma general, pero debido a la amplitud de categorías que se pueden obtener es difícil establecer cuál es la de mayor importancia. La utilización de los polímeros en la vida diaria ha provocado que se los conozca como plásticos.

A continuación se presenta una de las clasificaciones de mayor utilidad:

I. Termoplásticos.

El término termoplástico se aplica a aquellos materiales que se ablandan y fluyen por la aplicación de calor y presión. Así, la mayoría de los materiales termoplásticos pueden remodelarse muchas veces, aunque la degradación química llegará a limitar el número de los ciclos de moldeo. La ventaja obvia consiste en que si la pieza resultó defectuosa (por la falla en la manufactura) o por ruptura después de moldearse, se puede moler y volver a moldearse. La desventaja es que hay una temperatura límite para el material, arriba de la cual estos materiales no pueden usarse para elementos estructurales.

Estos materiales están unidos químicamente por fuertes enlaces covalentes a través de largas cadenas moleculares independientes. Estas moléculas están unidas por débiles fuerzas intermoleculares. Las propiedades mecánicas de un termoplástico, están determinadas por el peso molecular promedio. Cuando el peso molecular se incrementa, el número de uniones por molécula también

se incrementa y la resistencia a la tensión, resistencia al impacto, resistencia a la fatiga, y el módulo de elasticidad se incrementa.

II. Termoplasticos.

Los materiales termoplasticos son aquellos que una vez calentados, fraccionan irreversiblemente, de manera que las aplicaciones subsiguientes de calor y presión no originan que se ablanden o fluyan, esta es una de sus limitaciones en cuanto a su estabilidad química. En este caso las piezas defectuosas no se pueden volver a moldear. Por otra parte, la temperatura que limita su uso es considerablemente más alta que la de moldes.

Los materiales termoplasticos están unidos a través de fuertes enlaces covalentes los cuales forman redes tridimensionales. De esta manera resulta una molecula gigante. Los termoplasticos tienen en general una mejor estabilidad dimensional, resistencia química y al calor, además de mejores propiedades eléctricas comparados con los termoplásticos.

Los termoplasticos generalmente ofrecen alta resistencia al impacto, facilidad de manufactura y mejor adaptabilidad a diseños complejos que los termoplásticos.

4.3. Materiales Plásticos para Engranajes.

Los engranes son elementos que permiten la transmisión de potencia, movimiento angular o información.

Los engranes generalmente se fabrican de acero, hierro fundido, bronce o resinas fenólicas. Recientemente se han usado materiales plásticos, así como, titanio y hierro sinterizado [3]. Esta gran diversidad de materiales da al diseñador la oportunidad de obtener el óptimo para cualquier necesidad en particular, ya sea que se trate de alta resistencia mecánica, larga duración al desgaste, operación silenciosa, alta confiabilidad y facilidad de fabricación.

En muchas aplicaciones el acero es el único material satisfactorio porque combina las características de alta resistencia y bajo costo. Los engranes se fabrican tanto de acero

simpla al carbono como de aceros aleados, y no hay material que los supere.

El hierro fundido es un material muy útil para engranes por tener buena resistencia al desgaste. Es fácil de soldar y de maquinarse; además transmite potencia con menos ruido que el acero.

Si la corrosión causa problemas, los engranes pueden fabricarse de bronce, estos engranes son útiles para reducir la fricción y el desgaste, en el caso que la velocidad de deslizamiento es alta, como en las aplicaciones de tornillo sin fin, el bronce es necesario.

Los engranes de materiales plásticos se conectan con engranes de acero o de hierro fundido para obtener la máxima capacidad de carga. Un engrane de material plástico soporta tanta carga como uno de hierro fundido o de acero maleable. El uso del material plástico es conveniente para absorber el efecto de los errores en los dientes, de manera que no se origina carga dinámica. Un engrane de material plástico tiene la ventaja de trabajar en forma óptima con baja lubricación. Además de lograr una transmisión silenciosa.

Dentro de los materiales plásticos que pueden ser empleados para engranes tenemos (14):

- Nylon.
- Acetal.
- Polietileno.
- Fenolico.
- Policarbonato.
- Policéster.
- Poliéster elastómero.
- Polietileno.
- Poliuretano.
- Acrilonitrilo-estireno.

De estos materiales los que más se emplean son el Nylon y las resinas acetalicas o acetal. A continuación se hace una breve descripción de cada uno de ellos.

NYLON

Nylon es el término genérico de una familia de resinas de poliamida que pertenece al grupo de los plásticos de ingeniería, las cuales son afines pero no idénticas, en su composición química, estos plásticos se caracterizan por el grupo amida, de aquí el nombre de poliamidas. En la fig.4.1 se presenta la reacción de la formación del Nylon.[17]

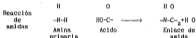


Fig. 4.1

Clasificación:

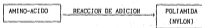
De acuerdo a su estructura molecular se tiene la siguiente división:

Poliamidas

- a) Cristalinas (opacas)
- b) Amorfas (transparentes)

Obtención de poliamidas opacas:

- 1.- A partir de un amino-ácido.



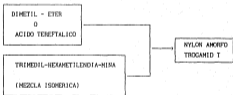
2.- A partir de un ácido dibásico y una diamina.

Reacción de condensación.

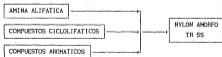


Obtención de poliamidas aarofas:

1.- Trocaid - T (NYLON Q/3T)



2. TR 55 (EMER IND. INC.)



3. PA 7030



Propiedades:

Alta rigidez y dureza.

Resistencia al impacto. 1.2-2.3 (ft-lb /in) Tabla. 1.

Capacidad de soportar cargas dinámicas.

Resistencia a la abrasión y al desgaste.

Propiedades de deslizamiento.

Amortiguamiento de choques, de ruido y de las vibraciones.

Baja viscosidad en estado fluido (fundido).

Estabilidad a la deformación térmica.

Resistencia a la combustión.

Resistencia a la corrosión y productos químicos.

Propiedades aislantes, alta rigidez dieléctrica y resistencia a las corrientes de fuga.

Características:

Estructura física

Cristalina (opaca) y amorfa (transparente).

Aspecto

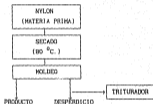
Superficie brillante en ambos tipos.

Densidad

Valor promedio 1.14 g/cm³ para las poliamidas sin refuerzo y 1.21 -1.60 g/cm³ en los tipos reforzados

	con fibra de vidrio.
Presentación	Granulado cilíndrico (pellets) colores naturales y colores.
Particularidad	Higroscópico.

Transformación de poliamidas



Sistemas de moldeo:

- Inyección.
- Extrusión.
- Vaciado.
- Procesos de terminado.

RESINAS ACETÁLICAS

Los poliacetales forman parte de los plásticos de ingeniería, debido a sus propiedades [14], hallaron numerosas aplicaciones en casi todos los sectores de la industria, desde piezas de precisión en miniatura hasta elementos de gran tamaño así como, en la

construcción de automóviles y maquinaria.

Se han usado diferentes nombres para describir estos materiales, resinas acetálicas o simplemente acetales que es el nombre empleado en la industria de los plásticos. El nombre correcto es polioximetileno, de aquí, que también se le asigne la abreviatura pom.

Químicamente, las resinas acetálicas son polímeros producidos por la adición de moléculas de aldehído a través del grupo representado en la Fig.4.2:



Fig.4.2

Clasificación:



La característica de la cadena del copolímero es la ocurrencia de una unión carbono-carbono, reemplazando las uniones uniformes de carbono a oxígeno en la cadena acetal. A continuación se muestra una representación de los homopolímeros y los copolímeros, fig.4.3 y 4.4, respectivamente.

Homopolímero de formaldehído



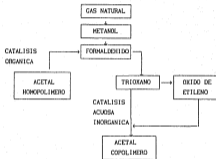
Fig.4.3

Copolimero de trióxano



Fig. 4.4

Obtención:



Características:

Aspecto	Bianco lechoso.
Estructura física	Cristalina.
Densidad	Homopolimero 1.40 - 1.44 [kg/m ³] Copolimero 1.39 - 1.43 [kg/m ³]

Forma de suministro	Pellets.
Comportamiento térmico	Límite superior de trabajo de 100°C Temperaturas de transformación entre 190 y 220 °C.
Absorción de humedad	No absorbe.

Propiedades:

- Alta resistencia mecánica y rigidez en una amplia gama de temperaturas. (380 a 470 F)
- Resistencia a la fatiga no igualada por la de casi todos los demás plásticos. 9600-12,000 psi. Tabla.1
- Resistencia a la humedad, gasolinas, solventes comunes y muchas otras sustancias químicas neutras.
- Facilidad de fabricación.
- Alta resistencia al impacto repetitivo.
- Resiliencia (memoria de el material)
- Resistencia al desgaste y bajo coeficiente de fricción.
- Aceptabilidad por la FDA (Food and Drug Administration) para muchas aplicaciones en contacto con alimentos.

Comparación de las resinas acetalicas, copolimero y homopolimero.

Copolimero	Homopolimero
Mejor estabilidad debido a los enlaces c-o.	Mayor cristalinidad.
Mayor facilidad en procesamiento.	Mayor resistencia a la tensión debido a su peso molecular uniforme.
Mayor vida a temperaturas elevadas.	Mayor rigidez en pruebas a corto plazo.
Resistencia superior a los álcalis, al agua caliente.	Más alto punto de fusión y punto de reblandecimiento.

Resistencia superior a la degradación ultravioleta.

Sistemas de procesamiento.

Inyección.	85%
Extrusión	
Soplado	5%

Marcas comerciales producidas en México.

Nombre comercial	Suministrador	Tipo
Derlin	Dupont	Homopolimerizado
Calcon	Celanese	Copolimeriza

4.4. Selección de Materiales Plásticos para Estructuras.

Los plásticos ofrecen muchas ventajas por su diversidad de aplicaciones con respecto a otros materiales. El uso adecuado depende del diseño compatible. Esta labor requiere un conocimiento de las propiedades de los plásticos.

Con varios los factores que deben considerarse antes de seleccionar un material. Estos pueden reducirse a que sea conformable, tenga facilidad de procesamiento y su costo no sea elevado. Otras consideraciones de diseño pueden ser [14]:

- 1.- Sensibilidad a las juntas.
- 2.- Concentración de esfuerzos.
- 3.- Tracción y Compresión.
- 4.- Cargas de flexión.
- 5.- Mejora de la rigidez.
- 6.- Refuerzos localizados.
- 7.- Juntas
- 8.- Combinaciones de plásticos y otros materiales.

Sensibilidad a las juntas.

Una alta sensibilidad a las juntas conduce a fallas prematuras al aplicar cargas, y algunos plásticos son muy

sensibles a este respecto (los materiales sin fluencia o límite de deformación plástica son más sensibles a las entalladuras), las cuarteaduras y el rasgado pueden reducirse desde el diseño.

En el caso de la fig.4.5, la muesca se aplana por la deformación plástica del polímero.

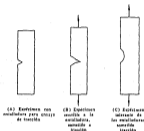


Fig.4.5 Sensibilidad a las entalladuras

Concentración de esfuerzos.

Todos los materiales están sujetos a concentraciones de esfuerzos. Cualquier esquina aguda, orificio, muescas u otras discontinuidades, reducen la resistencia. Las cuarteaduras se propagan desde la discontinuidad y pueden causar el colapso total de la estructura, ver figs.4.6a y 4.6b.



Fig.4.6a. Radios de las esquinas.

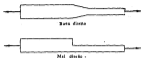


Fig. 4.6b. Concentración de esfuerzos de tracción.

Tracción y Compresión.

Las fibras tienen características inherentes de alta resistencia a la tracción. La resina aglutinante mejora la resistencia a la tracción, redistribuyendo la carga desde las fibras débiles a las más fuertes. Por otra parte, las fibras no tienen una resistencia a la compresión. La resistencia a la compresión de las fibras de vidrio suele ser más baja que la de tracción, y este hecho afecta a muchos diseños. En la carga de flexión, la mayor parte de los laminados fallan por compresión.

Cargas de flexión.

La flexión o el doblado producen fuerzas de tracción, compresión y corte (véase la fig. 4.7).

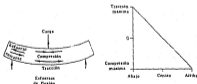


Fig. 4.7 Esfuerzos de flexión.

Es importante contar con materiales de alta resistencia en las partes superior e inferior de un panel o laminado. Las

combinaciones de materiales reducen el costo del producto. Las dos combinaciones de la fig.4.8 tienen esencialmente la misma resistencia a la flexión.

Para optimizar la rigidez bajo carga se debe usar un núcleo central de baja densidad. El sistema de panel proporciona el valor más alto de la relación resistencia a peso. También se usan espumas y madera de balsa como materiales para núcleos de baja densidad.



Fig.4.8 Laminado para cargas de flexión.

Mejora de la rigidez.

La rigidez de un material puede aumentarse por medio de varias técnicas ver fig.4.9.



Fig.4.9 Estructuras de discos rígidos.

Refuerzos localizados

Los bordes y otras áreas sometidos a esfuerzos casi siempre requieren refuerzos localizados. Por lo general, se recomienda usar el mismo material para este propósito, simplemente aumentando el espesor. Se pueden usar otros materiales cuando se satisfacen las siguientes condiciones;

- 1.- La elongación máxima es igual o mayor que la del material base.
- 2.- Se puede lograr una buena adherencia.
- 3.- La diferencia de expansiones térmicas no es demasiado grande.

En cualquier caso, el refuerzo debe escalonarse dentro de el material. En la Fig.4.10 se muestra un buen diseño. Se presenta una pieza simétrica con un mínimo de concentraciones de esfuerzos. Si el refuerzo se hubiera aplicado al exterior, probablemente se separaría al someterse a la carga.



Fig. 4.10 Refuerzos localizados.

Combinaciones de plásticos y otros materiales.

La combinación de metales o cerámicos con plásticos puede producir dos tipos de problemas.

- 1.- Diferencias de módulo o de elongación.
- 2.- Diferencias de expansión térmica.

La compatibilidad de elongación es necesaria para que un material no falle antes que otro al someterse a tracción. Incluso los materiales que tienen elongaciones finales muy parecidas pueden ser muy diferentes en cuanto a su rigidez (diferencia de módulos) y producir concentraciones de esfuerzos.

La compatibilidad de expansiones térmicas puede ser un problema difícil. Si existe una diferencia, se crean esfuerzos de esta magnitud durante un calentamiento o un enfriamiento. La Fig.4.11 muestra este tipo de problema. El calentamiento de la combinación dado en esta figura, resultará en la creación de grandes esfuerzos en la línea de adherencia, o bien en un alabeo de la pieza.



Fig. 4.11 Diferencia de expansión térmica

Moldes.

Los moldes para plásticos deben tener radios que den la mayor curvatura posible en todas las esquinas. Esto es lo más aconsejable desde el punto de vista del moldeo y para un mínimo de concentración de esfuerzos. Un molde de cavidad requiere un ángulo mínimo de 2° en las paredes verticales para poder desprender las piezas moldeadas, tal como lo muestra la fig.4.12.

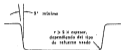


Fig.4.12

Disco de moldes

Los termoplásticos pueden soldarse por inyección con un ángulo pequeño en las paredes del molde para tener una cierta concavidad e incluso se pueden usar soldes con zonas estibuladas. Los termoplásticos se contraen durante el enfriamiento produciendo rechupamientos y deformaciones de alabeo, por lo tanto los dados de moldes por inyección y por extrucción deben ser de dimensiones un poco mayores. Las secciones transversales gruesas se enfrían con más lentitud y producen mayor encogimiento total. Fig.4.13.

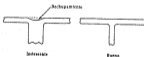


Fig.4.13

Encogimiento durante el soldado.

En este trabajo la consideración de diseño que se evaluará será la de las características técnicas de el material, esto es porque el tema que se aborda está dirigido a la sustitución de materiales.

En el caso en estudio se relaciona resistencia de un elemento con las cargas externas que se aplican, tales cargas dan lugar a esfuerzos internos en el elemento, la relación entre cargas es conocida como factor de seguridad.

En esta parte del trabajo se analizará el engrase de entrada, utilizando la técnica para los engranes de involuta. Las consideraciones para el diseño engranes son [15]:

- 1.-El calor generado durante la ruptura.
- 2.-La falla de los dientes por ruptura.
- 3.-La falla por fatiga en la superficie de los dientes.
- 4.-El desgaste abrasivo en la superficie de estos.
- 5.-El ruido resultante de velocidades altas o de fuertes cargas.

Después del análisis los resultados cinemático y dinámico del mecanismo de la lavadora de ropa, se concluye que algunos de los factores en el diseño de engranes resultan irrelevantes, tales como, que la generación de calor es considerablemente pequeña debido a las bajas velocidades y la carga transmitida también lo es, además se cuenta con un fluido lubricante, por lo que no se tiene un desgaste abrasivo considerable. Las consideraciones importantes son entonces la dos y tres de la lista anterior.

Generalmente, los engranes fallan porque se aplican sobrecargas a los dientes, estas cargas son mayores que las admisibles, basadas en la resistencia del diente como viga (fractura del diente) o por resistencia al desgaste (falla superficial).

Para el análisis de engranes de involuta existen teorías de falla utilizadas de manera sistemática, una de estas es la propuesta por Wilfred Lewis [16], esta teoría considera la geometría de los dientes de los engranes, y la aplicación de la carga en forma de viga (estática), esto tiene como resultado que los dientes sean considerados como los puntos críticos en el engrane [16]. Como en todas las teorías de falla es necesario comparar el esfuerzo al que se somete la pieza con el esfuerzo permisible del material, con lo que se obtiene el factor de seguridad para el uso de un material.

Teoría de fractura en el diente por fatiga.

Para calcular el esfuerzo a que se encuentra sometido el diente del engrane de entrada se utiliza la ec. de Lewis (modificada por la AGMA) [10].

$$\sigma = \frac{W_t P}{K_v F J} \quad (1)$$

donde:

σ : es el esfuerzo al que está sometido el engrane.

W_t : es la carga tangencial aplicada uniformemente a el diente.

P : es el cociente de m y el paso diametral.

K_v : es el factor de efectos dinámicos.

J : es el factor geométrico de los dientes.

F : es el ancho de la cara.

Realizando los cálculos adecuados se obtiene el valor del esfuerzo a que está sometido el engrane, ver apéndice C.

$$\sigma = 3.537 \text{ kpsi}$$

De aquí se tiene un esfuerzo de flexión de magnitud 3.5 kpsi, por lo tanto el material que se deberá utilizar debe tener una resistencia última mayor que este valor.

Para obtener el esfuerzo permisible del material, es necesario considerar la forma en la que estarán trabajando los dientes de los engranes. Estos estarán sometidos a una carga estática repetitiva, lo que conduce a que el esfuerzo permisible será por fatiga [10].

El material que se empleará será el acero, porque sus características se adaptan a las necesidades. Las características físicas del acero son similares a las del nylon, pero tiene el inconveniente de ser hidrofílico, esta propiedad es indeseable ya que el agua de la tina de lavado tiende a escurrir hacia la transmisión, creando interferencia entre los dientes y finalmente la ruptura de estos, otras características que hacen más factible el uso de los acetales es su resistencia a la fatiga, su alta

rigidez y su dureza. Además tienen facilidad de fabricación con un bajo costo. Con lo que respecta las resinas fenolicas, cumplen los requerimientos de diseño mejor que el acetal pero tienen un gran inconveniente no brillan por sí mismas, es decir, necesitan ser reforzadas con fibra de vidrio para tener excelentes propiedades, esto provoca que haya un mayor manejo de material y maquinaria para su fabricación, lo que implica un aumento en el costo.

De las teorías de falla se tiene la siguiente ec. (2):

$$S_e = K_a \cdot k_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e \quad (2)$$

donde:

S_e : límite de fatiga del diente del engrane.

S'_e : límite de fatiga de la probeta de viga rotatoria.

K_a : factor de superficie.

k_b : factor de tamaño.

K_c : factor de confiabilidad.

K_d : factor de temperatura.

K_e : factor de modificación por concentración de esfuerzos.

K_f : factor de efectos diversos.

Al efectuar los cálculos, ver apéndice C, se obtiene que el límite de fatiga es:

$$S_e = 10.45 \text{ kpsi}$$

El esfuerzo que puede resistir el engrane hecho con acetal es 10.45 kpsi. este resultado se compara con el esfuerzo real al que está trabajando, de la ec.(3) se obtiene el factor de seguridad. [sh]

$$n_g = \frac{S_e}{\sigma} \quad (3)$$

donde:

n_g : es el factor de seguridad.

S_e : límite de fatiga del diente del engrane.

σ : es el esfuerzo real del diente del engrane.

Caso el esfuerzo real del diente es de 3.54 Kpsi el factor de seguridad es de:

$$n_g = 2.0$$

el cual resulta adecuado para el trabajo práctico.

Teoría de falla por fatiga en la superficie.

Cuando dos superficies ruedan o se deslizan una contra otra con cierta velocidad y presión, ocurrirá una falla por picadura después de cierto número de ciclos de operación. Tanto como Shigley y Ming [15] no han llegado aún acuerdo en lo que respecta al mecanismo de falla, el cual es complicado, todos concuerdan en que los esfuerzos de Hertz, número de ciclos, acabado de superficie, dureza, grado de lubricación y temperatura influyen en la resistencia.

Cuando dos superficies se presionan una contra otra, se desarrolla un esfuerzo cortante máximo, casi en la superficie de contacto. A pesar de que no se sabe con certeza como actúa este esfuerzo cortante, se cree que este esfuerzo origina una falla por fatiga en la superficie y que, luego se propaga rápidamente a toda la superficie. El lubricante entra después en la grieta que se formó y por la presión, finalmente llega a desprender las partículas flojas, actuando como cuña.

El factor de seguridad para esta teoría se obtiene entre la fuerza transmitida permisible y la fuerza transmitida. La fuerza permisible de el material se obtiene de la ec.(4) pero se tienen dos incógnitas por lo que se utiliza la ec.(5) y así resolver las ecuaciones en forma simultáneas.

$$S_e = C_p \sqrt{\frac{H_P}{C_s + F + D_p + J}} \quad (4)$$

$$S_e = \frac{C_1 + C_2}{C_1 + C_2} S_e \quad (5)$$

donde:

S_e = Es la resistencia horizontal, psi.

C_p = Es el coeficiente elástico para engranes.

W_p = Es la carga transmitida permisible, lb.
 C_v = Es el factor dinámico.
 F = Es el ancho de la cara de el diente, pulg.
 D_p = Es el diametro de paso normal, de el piñon, pulg.
 I = Es el factor geométrico.
 C_L = Factor de duración.
 C_H = Factor de relación de dureza.
 C_T = Factor de temperatura.
 C_R = Factor de confiabilidad.
 S_u = Resistencia a la fatiga en la superficie, psi.

Como ya se mencionó la variable que se desea obtener es la fuerza permisible, esta se encuentra en la ec. (4), pero consta de dos incógnitas, la fuerza permisible y la resistencia hertziana, se resuelve la ec. (5) y a continuación se sustituye la resistencia hertziana en la ec. (4), de esta manera el valor de S_u , ver apéndice c, resultará:

$$S_u = 8.214 \text{ Kpsi.}$$

Ahora de la ec. (4) se resuelve para W_p por lo tanto:

$$W_p = \left(\frac{S_u}{C_p} \right)^2 \cdot C_v \cdot F \cdot D_p \cdot I \quad (6)$$

realizando los cálculos pertinentes el resultado que produce la ec. (6) es:

$$W_p = 15.875 \text{ kpsi.}$$

sabemos que:

$$n_d = \frac{W_t}{W_p}$$

por lo tanto el factor de seguridad resulta ser igual a, ver apéndice c:

$$n_d = 170$$

De los resultados anteriores se puede observar que el material con el que se desea sustituir a el hierro fundido, resulta tener la resistencia necesaria para estar en funcionamiento en el mecanismo de transmisión.

ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN EL CUERPO DEL ENGRANE DE ENTRADA

5.1 Introducción.

Los sistemas de diseño asistido por computadora cuentan, con métodos que permiten el análisis de esfuerzos y deformaciones de elementos mecánicos, empleando el Método del Elemento Finito.

En el presente capítulo se hace una descripción de método del elemento finito y se hace un análisis en el cuerpo del engrane de entrada de la transmisión, para determinar los esfuerzos que soporta dicho elemento y determinar los materiales adecuados.

5.2 Fundamentos de la Elasticidad lineal y el Elemento Finito

En esta sección se desarrollan brevemente algunos de los aspectos esenciales de la elasticidad lineal.

I. Desplazamientos y deformaciones.

Cuando los cuerpos deformables son sometidos a la acción de fuerzas externas al cuerpo, cada punto genera un desplazamiento \mathbf{u} :

$$\mathbf{u} = u_i + v_j + w_k \quad (1)$$

que a su vez generan interacciones entre las partículas que forman al cuerpo.

La distribución de esas interacciones se pueden obtener si se conocen los desplazamientos de cualquier punto, mediante la definición de tres funciones continuas (2):

$$u = u(x, y, z, t) \quad (2)$$

$$v = v(x, y, z, t) \quad (3)$$

$$w = w(x, y, z, t) \quad (4)$$

donde x, y, z, t son las coordenadas espaciales y temporal de cada punto antes de aplicarse cargas al cuerpo deformable.

En función de los desplazamientos, se definen las deformaciones lineales como:

$$\epsilon_{xx} = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \epsilon_{yy} = \frac{\partial v}{\partial y}, \quad \epsilon_{zz} = \frac{\partial w}{\partial z}, \quad (6)$$

y las deformaciones angulares como:

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \quad (8)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \quad (7)$$

$$\gamma_{zx} = \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial u}{\partial x} \quad (8)$$

Las primeras definen el cambio de longitud paralela a cada eje, en segmentos unitarios. Las deformaciones angulares miden el cambio angular entre segmentos ortogonales, paralelos a dos ejes.

Existen condiciones necesarias para lograr la continuidad de los desplazamientos de las partículas, que se definen por las siguientes relaciones:

$$\frac{\partial^2 \epsilon_{xx}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \epsilon_{yy}}{\partial x^2} = 2 \frac{\partial^2 \epsilon_{xy}}{\partial x \partial y} \quad (9)$$

$$\frac{\partial^2 \epsilon_{yy}}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \epsilon_{zz}}{\partial y^2} = 2 \frac{\partial^2 \epsilon_{yz}}{\partial y \partial z} \quad (10)$$

$$\frac{\partial^2 \epsilon_{zz}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \epsilon_{xx}}{\partial z^2} = 2 \frac{\partial^2 \epsilon_{zx}}{\partial x \partial z} \quad (11)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(-\frac{\partial \epsilon_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \epsilon_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \epsilon_{zz}}{\partial z} \right) = \frac{\partial^2 \epsilon_{xy}}{\partial y \partial z} \quad (12)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(-\frac{\partial \epsilon_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \epsilon_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \epsilon_{zz}}{\partial z} \right) = \frac{\partial^2 \epsilon_{xy}}{\partial z \partial x} \quad (13)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(-\frac{\partial \epsilon_{zz}}{\partial z} + \frac{\partial \epsilon_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \epsilon_{yy}}{\partial y} \right) = \frac{\partial^2 \epsilon_{xy}}{\partial x \partial y} \quad (14)$$

Este conjunto de ecuaciones forman condiciones necesarias para que todo el planteamiento de la Mecánica de los Medios Continuos sea coherente y racional.

II. Esfuerzos.

Los esfuerzos asociados a las caras anteriores y posteriores de un cubo infinitesimal extraído de un continuo, se indican como:

esfuerzos directos: $\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}$

esfuerzos cortantes: $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}, \tau_{yx}, \tau_{zy}, \tau_{xz}$.

El primer subíndice corresponde a la cara sobre la que actúa el esfuerzo y el segundo a la dirección paralela en que lo hace dentro de aquella cara, ver fig. 5.1.

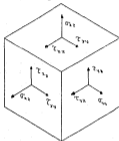


Fig. 5.1 Componentes de esfuerzo.

Para mantener el equilibrio rotacional, los esfuerzos cortantes deben de ser complementarios, esto es:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx}, \tau_{yz} = \tau_{zy}, \tau_{zx} = \tau_{xz} \quad (15)$$

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

$$\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + f_x = 0 \quad (16)$$

$$\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + f_y = 0 \quad (17)$$

$$\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + f_x = 0 \quad (18)$$

donde f_x , f_y y f_z son las componentes locales de las fuerzas de cuerpo asociadas a un marco general cartesiano de referencia.

III. Relaciones esfuerzo deformación.

Assumiendo condiciones mediante las cuales el material del cuerpo es elástico, isotrópico y homogéneo, las deformaciones normales se relacionan con los esfuerzos mediante la Ley de Hooke como:

$$\epsilon_{xx} = \frac{1}{E} (\sigma_{xx} - \nu(\sigma_{yy} + \sigma_{zz})) \quad (19)$$

$$\epsilon_{yy} = \frac{1}{E} (\sigma_{yy} - \nu(\sigma_{xx} + \sigma_{zz})) \quad (20)$$

$$\epsilon_{zz} = \frac{1}{E} (\sigma_{zz} - \nu(\sigma_{xx} + \sigma_{yy})) \quad (21)$$

Asimismo, las deformaciones angulares se relacionan con los esfuerzos cortantes de la siguiente forma:

$$\gamma_{xy} = \tau_{xy}/G \quad (22)$$

$$\gamma_{yz} = \tau_{yz}/G \quad (23)$$

$$\gamma_{zx} = \tau_{zx}/G \quad (24)$$

donde G es el módulo de rigidez y está dada por

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (25)$$

Es conveniente escribir las seis componentes de la deformación en forma matricial, como sigue:

$$\begin{bmatrix} \epsilon_{xx} \\ \epsilon_{yy} \\ \epsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{bmatrix} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1-\nu & -\nu & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & -\nu & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{bmatrix}$$

(26)

Al invertir la matriz anterior tenemos:

$$\begin{pmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \lambda + 2G & \lambda & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda + 2G & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda & \lambda + 2G & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & G & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \epsilon_{xx} \\ \epsilon_{yy} \\ \epsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{pmatrix} \quad (27)$$

en la cual λ es el conocido coeficiente de Lamé, y está dado por:

$$\lambda = \frac{\nu E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \quad (28)$$

Combinando las ecs. (5)-(8), (15)-(18) y (27) se obtiene un conjunto de ecuaciones de equilibrio del tipo (16):

$$(\lambda + \mu) \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \left(\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \right) + \mu \delta_x + f_x = 0 \quad (29)$$

$$(\lambda + \mu) \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \left(\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \right) + \mu \delta_y + f_y = 0 \quad (30)$$

$$(\lambda + \mu) \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \left(\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} \right) + \mu \delta_z + f_z = 0 \quad (31)$$

donde:

$$\mu = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (32)$$

Con el cual es posible obtener los desplazamientos, y de estos desplazamientos, las deformaciones y finalmente los esfuerzos.

Salvo en casos especiales donde la geometría del problema es simple, estas ecuaciones pueden resolverse en forma analítica, por lo que se recurre a otros métodos de solución cuando se tienen geometrías complejas. 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 (16). Dentro de los métodos más conocidos se tiene el

de lacas frágiles, las gálgos extensométricos y la fotoelasticidad.

A diferencia de los métodos experimentales, los métodos numéricos resuelven en forma aproximada las ecuaciones diferenciales, por ejemplo el Método del Elemento Finito.

El concepto fundamental del Método del Elemento Finito es que cualquier función continua, como la temperatura, la presión o los desplazamientos, pueden ser aproximados a un modelo discreto compuesto de una serie de segmentos continuos de funciones, definidas sobre un número finito de subdominios [16].

El modelo discreto se construye como sigue:

- 1.- Un número finito de puntos en el dominio es definido. Estos puntos se conocen como puntos nodales o nodos.
- 2.- El valor de la cantidad continua en cada punto nodal es denotado como una variable la cual será determinada.
- 3.- El dominio total se divide en un número finito de subdominios llamados elementos. Estos elementos son conectados mediante los nodos, el conjunto de todos los nodos y el conjunto de todos los elementos aproximan la forma del dominio.
- 4.- La función continua es aproximada sobre cada elemento por una función polinomial. El "ajuste" de los coeficientes del polinomio se realiza de tal manera que nos de la "mejor" aproximación posible a la verdadera función continua. Este ajuste es acompañado por alguna minimización de cantidades asociadas con el problema físico. El proceso de minimización produce un conjunto de ecuaciones lineales que se resuelven para encontrar el valor de la función en los nodos.

El concepto fundamental del elemento finito es más fácil de comprender mediante un ejemplo unidimensional. En un elemento estructural de longitud L , sección transversal uniforme A y sometido a una carga axial centrada P , se desean conocer los desplazamientos en la dirección en que se aplica la carga, ver fig. 8.2.

De la ecuación (2), (3) y (12) tenemos que la deformación está dada por:

$$\epsilon_{ax} = \frac{\sigma_{ax}}{E} \quad (13)$$

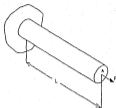


Fig.5.2 Barra curvada sujeta en A



Fig.5.3 Nodos y elementos.

como la sección transversal y la fuerza son constantes, y el desplazamiento se da solo en la dirección de la carga tenemos una ecuación diferencial que rige el comportamiento del desplazamiento:

$$\frac{du}{dx} = \frac{P}{EA} \quad (34)$$

separando variables e integrando en toda la longitud, obtenemos el desplazamiento como:

$$u = \frac{P L}{EA} \quad (35)$$

La solución de este problema mediante el método del elemento finito se realiza de la siguiente manera: la función continua es el desplazamiento $u(x)$ y el dominio es el intervalo 0L a lo largo del eje x. Cinco puntos a lo largo del eje x son identificados y numerados, ver fig. 5.3a. Estos puntos son los nodos. Los valores $u(x)$ son especificados en cada nodo. La división del dominio en elementos puede realizarse de varias maneras, por ejemplo, se puede limitar cada elemento a dos nodos formando cuatro elementos, se puede dividir el dominio en dos elementos con tres nodos o se pueden utilizar solo dos nodos teniendo un solo elemento, ver fig. 5.3b.

Cuando se tienen dos nodos por elemento la función que se puede utilizar es una función lineal, en tanto que cuando se utilizan tres nodos la función puede ser un polinomio de segundo grado, ver fig. 5.3b. En este caso solo se considera un elemento, el cual es suficiente para ilustrar el concepto básico del método definido por los nodos U_1 y U_2 . De esta forma el polinomio que aproxima el desplazamiento en el elemento es:

$$u = a_1 + a_2 x \quad (36)$$

Los coeficientes a_1 y a_2 pueden ser determinados usando las condiciones nodales:

$$u = 0 \text{ en } x = 0 \quad (37)$$

y

$$u = U_2 \text{ en } x = L \quad (38)$$

de estas condiciones resulta un par de ecuaciones, al sustituir las condiciones anteriores en (36):

$$0 = a_1 + a_2(0) \quad (39)$$

$$U_2 = a_1 + a_2(L) \quad (40)$$

las cuales conducen a que:

$$a_1 = 0 \quad (41)$$

$$a_2 = \frac{U_2}{L} \quad (42)$$

sustituyendo los valores para a_1 y a_2 en (38) se obtiene una función sobre el elemento que aproxima al desplazamiento:

$$u = \frac{U_2}{L} x \quad (43)$$

En este caso la minimización que se realiza es sobre la energía potencial del sistema y esta dada por:

$$\pi = \int_V \frac{\sigma_{xx} \epsilon_{xx}}{2} dV - P U_2 \quad (44)$$

la integral contiene el término de la energía de deformación, mientras $P U_2$ es el trabajo hecho por la carga aplicada. El esfuerzo σ_{xx} se relaciona con la componente de la deformación ϵ_{xx} por medio de la Ley de Hooke, (33), así la (44), puede ser escrita como:

$$\pi = A E \int_0^L \epsilon_{xx}^2 dx - P U_2 \quad (45)$$

donde $dV = A dx$ y A es constante.

La componente de deformación es referida al desplazamiento por $\epsilon_{xx} = du/dx$. Por lo cual derivando (43) tenemos:

$$\epsilon_{xx} = \frac{U_2}{L} \quad (46)$$

La energía potencial para el sistema es:

$$\pi = \frac{AE}{2} \int_0^L \left(\frac{U_2}{L} \right)^2 dx - P U_2 = \frac{AE}{2L} U_2^2 - P U_2 \quad (47)$$

De la minimización de π con respecto a U_2 obtenemos:

$$\frac{du}{dx} = \frac{AE}{L} u_2 - P = 0 \quad (48)$$

la solución nos da:

$$u_2 = \frac{P L}{A E} \quad (49)$$

el cual es idéntico al valor teórico. El valor teórico fue obtenido en este ejemplo porque los desplazamientos varían linealmente en el modelo y el problema físico.

El concepto básico del Método del Elemento Finito es también aplicable a dos y tres dimensiones.

5.3 Implementación del modelo para aplicación del método del elemento finito.

Cuando se diseña un engrane, los dientes son los elementos más importantes de éste, en tanto que el cuerpo pasa a segundo término.

Cuando se diseña el cuerpo de un engrane la rigidez es casi siempre una consideración de primera importancia. El cubo debe ser bastante grueso para mantener un ajuste apropiado con el eje y proporcionar suficiente material para el cubero. Este espesor debe además ser lo suficientemente grande para que exista una adecuada transmisión del momento de torsión, a través del cuerpo, sin que haya serias concentraciones de esfuerzos.

Realmente no existen reglas generales para el diseño de los cuerpos de engranes. Pero al diseñarse con suficiente rigidez, los esfuerzos que se producen son generalmente pequeños, especialmente si se comparan con los esfuerzos existentes en la raíz de los dientes. La gran mayoría de los diseñadores prefieren hacer un dibujo a escala del engrane y las dimensiones las ajustan entonces en base a su experiencia para obtener la rigidez necesaria (11).

En capítulos anteriores se realizó el análisis para la obtención de las fuerzas aplicadas a los dientes del engrane y los esfuerzos en dientes, pero el cuerpo del engrane no ha sido analizado, como no existe una metodología para el análisis de estos, en este trabajo se realiza un análisis por el método del elemento finito para llevar a cabo la sustitución de material.

El conjunto de Análisis Ingenieril es una herramienta que permite modelar y analizar los comportamientos estáticos, dinámicos, térmicos o de flujo potencial de componentes mecánicos y estructuras.

El análisis ingenieril del sistema CAD se considera generalmente constituida por tres fases [6]. Estas son:

a) Pre-Procesamiento.

El objetivo de esta fase es principalmente el preparar la información para el análisis, lo que incluye definir la geometría, generar el modelo de elementos finitos mediante los tipos de generación de mallas, acceder las propiedades físicas y de material, describir las condiciones de frontera y cargas. Esta es la etapa que requiere bastante conocimiento y experiencia en dos áreas:

*El sistema que se analiza.

**El Método del Elemento Finito.

El Pre-procesador es considerado como la parte más costosa del procesamiento, principalmente en términos de horas-hombre.

b) Análisis.

La segunda fase es realmente el análisis. Es decir, el procedimiento numérico para resolver el problema aproximado. El análisis consiste en el ensamble y solución de un grupo de ecuaciones simultáneas. Cada una de estas ecuaciones corresponde a un grado de libertad en el Modelo. Cuando el grupo de ecuaciones es expresado en forma matricial, las Matrices Globales definen el sistema completo, y las Matrices Elementales describen cada elemento. Esta fase es la más costosa en términos de computación.

c) Post-procesamiento.

Esta última fase abarca la graficación de deflexiones y esfuerzos, y comparar estos resultados con el criterio de falla establecido en el diseño tal como máxima deflexión permitida, las resistencias estática y de fatiga del material, etc. La visualización de los resultados permitirá sugerir modificaciones del elemento analizado.

5.4 Tipos de Generación de Mallas.

En el pre-procesador se crean las mallas y se tienen dos formas que a simple vista son similares, sin embargo son totalmente diferentes, estas son:

1. Generación de mallas libres.
2. Generación de mallas empadas.

Generación de mallas libres.

Para el primer caso se tiene que este tipo de mallas son fáciles de lograr, la máquina ejecuta un conjunto de algoritmos y se genera el sistema de creación de mallas automáticamente, esto se hace simplemente seleccionando el modelo, al cual se le desea realizar el análisis y finalmente seleccionando el tipo de elemento que se desea utilizar.

Las mallas son producidas por un patrón, el cual sigue un proceso lógico en las subdivisiones. Estas subdivisiones se realizan sin importar el tipo de perfil del modelo, se van creando progresivamente elementos, sin considerar si se desea hacer una concentración de elementos en alguna región de la malla.

Este tipo de generación de mallas son apropiadas particularmente para modelos con contornos irregulares, por ejemplo cuando se tienen orificios, es de fácil utilización, pero tiene el problema que no se logran concentraciones de elementos en la malla. Además, en ocasiones este método, no resulta ser adecuado para la forma de la malla y el paquete entra en conflicto con el elemento que se desea utilizar, por ejemplo una malla triangular con elementos cuadrados.

Generación de mallas empadas.

La generación de mallas por mapeo es el camino largo para generar mallas, pero tiene varias ventajas. Con este tipo de generación se logra un arreglo mucho más flexible. La generación se puede lograr de dos maneras, una de ellas es por medio de elementos ya existentes, es decir se localizan los puntos en donde se desea lograr la malla y se unen estos, como resultado de esta unión se crean los elementos que formaran una malla de lo más arbitraria, pero que se apega a las necesidades de un análisis en particular. La concentración con este tipo de generación depende

de las necesidades, se pueden realizar de tal manera que se tenga una gran concentración de elementos o solo unos cuantos elementos que logran una malla difusa y que lógicamente darán resultados difíciles de interpretar pues no se sabe con certeza lo que está pasando. De otra forma, no es tan arbitraria pero se tiene flexibilidad, para este caso, la realización de la malla es en superficies o en volúmenes, con este sistema lo que se tiene que hacer para generar una malla es elegir el borde y el número de elementos en que se desea dividir a éste, así como el lugar donde se desea tener mayor concentración (en los extremos o en el centro). Este modelo es mucho más laborioso que el de mapeo libre, pero posibilita una mayor facilidad en el manejo de las mallas. Además, en ocasiones la geometría es tan difícil que la malla no se puede realizar de un solo paso y es necesario realizar una partición.

5.5 Definición geométrica, preparación y verificación del modelo.

La definición geométrica, consiste en definir la geometría del modelo con puntos, líneas y curvas, sobre las cuales se construirán las mallas de elementos.

El cuerpo creado en la familia de modelado de sólidos fig. 3.10 se transfiere a la familia de análisis, en el módulo de definición geométrica. En este módulo se realiza un análisis visual del cuerpo, determinándose que es posible dividirlo en tres secciones. Las tres secciones estarán definidas por cuatro planos transversales partiendo de la cota $Z=0$ que es la cara superior de cuerpo, el segundo plano se encuentra localizado en la cota $Z=0.2$, el tercer plano corta al cuerpo en la cota $Z=0.894$, finalmente el cuarto plano es la cara inferior del cuerpo $Z=0.812$.

Ya definidos los cuatro planos que cortan al cuerpo se crean los puntos que definirán a estos planos, la cota $Z=0$ contará con 52 puntos que son unidos por 92 curvas (líneas y curvas) con esto se forma la cara superior del cuerpo, la parte media del engrane $Z=0.2$ se define con 52 puntos y 92 curvas, el tercer plano se define con 36 puntos y 35 curvas, la cara inferior de el cuerpo se define con 36 puntos y 35 curvas. Con esto se logra ya un modelo

de alambre del cuerpo que facilitara la creación de las mallas de superficie y volumen.

El siguiente paso es la creación de las mallas de superficie. Las mallas de superficie se crean uniendo cuatro curvas (formando una superficie con estas), en el primer plano se crean 33 mallas de superficie, en el segundo plano se crean 33 mallas de superficie, finalmente el tercer y cuarto plano contienen 16 mallas de superficie.

Hasta este momento se han trabajado las secciones independientemente, el siguiente paso es la unión de estas secciones para crear mallas de volumen. La unión de las mallas de superficie no definen una malla de volumen en todo el cuerpo, se tienen regiones irregulares que no están contenidas como mallas de superficie por lo tanto estas se crearon en forma particular.

Para lograr una malla de volumen se usen las mallas de superficie en forma similar a la construcción de una caja cerrada realizada con tapas de cartón, en donde es necesario primero colocar el piso asegurada una pared y así de tal forma que siempre se tengan bordes libres para sostener cada tapa. Formando volúmenes entre el primer plano y el segundo se crean 31 volúmenes los cuales para cerrar son más la malla de volumen se dividen transversalmente en tres partes iguales, formando así el primer nivel de la malla de volumen del cuerpo, a este nivel se le une la malla de superficie del tercer plano para formar 31 volúmenes, esta segundo nivel de malla de volumen también es dividido transversalmente en dos partes iguales, finalmente se une la malla de superficies del plano inferior, este plano adiciona 16 volúmenes formando así el tercer nivel de malla de volúmenes. Obteniendo finalmente una malla de volumen distribuida en todo el cuerpo del engrane.

El siguiente paso es la generación y distribución de elementos y nodos. Con esto se obtienen los elementos sobre las mallas de volumen del cuerpo, pero como ya se mencionó no existen todos los elementos, para completarlos se procede a la creación de elementos en forma particular, es decir, se crean uno a uno de los elementos que faltan. Para realizar los elementos que faltan, primeramente se realiza una inspección de cuáles son los nodos que se encuentran como fronteras de las zonas libres, estos nodos se

usan de tal suerte que se forman elementos triangulares equiláteros.

Con esto los elementos que conforman el cuerpo de el engrane finalmente estan terminados, ver Fig.5.4 y listos para ser revisados antes de realizar el análisis por elemento finito. La revisión de los elementos consiste en verificar si la malla es la adecuada y así poder ser resuelta por el paquete de elemento finito en la computadora, con esto se logra una disminución en el tiempo de proceso de la máquina, las revisiones del modelo se refieren a:

- Bordes libres.
- Elementos coincidentes.
- Nodos coincidentes.
- Distorsión de los elementos.

Cuando en la malla se encuentran bordes libres y/o nodos y/o elementos coincidentes, el sistema corrige la malla provocando que virtualmente se refine la malla, logrando con esto una malla que puede ser analizada, con mayor rapidez. Existe la posibilidad de encontrarse con la existencia de elementos que en el momento de ser generados se distorcionan, esto es debido a que los elementos de la malla no son simétricos o no hay una homogeneidad, es decir, existen algunos elementos de mayor tamaño que otros, también se puede llegar a este problema cuando los elementos con los que se desea hacer el análisis no cumplen con las características del análisis (plano o tridimensional).

Una vez realizada la discretización del cuerpo del engrane, es necesario establecer las cargas que se le aplicarán y además que tipo de restricciones tendrá el modelo. Para esto se pasa al módulo de análisis de casos, donde se definen las cargas y restricciones. En este módulo se identifica el tipo de cargas a utilizar, por ejemplo, pueden ser cargas puntuales o de presión en toda una superficie. En el engrane se consideran las cargas puntuales aplicadas en el radio de paso, a lo largo de la línea de contacto entre los dientes, es decir, se aplica a lo ancho de el cuerpo de el engrane, pero no solo existen las cargas producidas por los dientes, sino también las cargas que se generan entre el

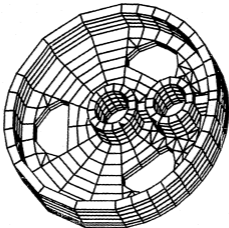


Fig.5.4. Modelo de Elementos Finitos.

perno de la barra acopladora y el orificio acoplador de el engrane bicis. Las cargas en estos puntos, ver fig.5.5 se encuentran aplicadas como una presión uniformemente distribuida en las curvas de los elementos.

En cuanto a las restricciones, se definen en el orificio que conecta el perno de la carcasa, que es la barra de tierra, y las restricciones son de desplazamiento en sentido de los ejes coordenados, con excepción del eje Z donde no existe restricción. Nótese que las restricciones sólo se aplican a los elementos que se encuentran en contacto directo con el perno, ver fig.5.6.

Después de haber identificado las cargas y restricciones se pasa al módulo de solución, en donde se realizará la salida adecuada. Esta se elige de una serie de presentaciones, en este caso se eligen los niveles de esfuerzos y deformaciones, debido a que por medio de estos podemos determinar si la sustitución es adecuada.

Finalmente se procede a la resolución de el modelo utilizando el paquete de elemento finito integrado en SuperTap. El análisis estático que utiliza SDRC-SuperTap esta basado en pequeñas deformaciones y asumiendo que los materiales a utilizar cumplen con la ley de Hook. En este paquete las funciones de interpolación para todos los elementos isoparamétricos pertenecen a la familia de modelado de funciones [7].

El análisis por elemento finito se realiza para dos materiales, uno es el material original del engrane de entrada, hierro fundido cuya resistencia ultima a la tensión es de 22 Kpsi ver fig.5.7, en esta se aprecia el nivel de esfuerzos, siendo el máximo valor de 1.73 Kpsi, el cual se concentra en la región de aplicación de la carga de la barra acopladora y la fuerza aplicada en los dientes. El segundo análisis realizado con el material plástico acetato cuya resistencia ultima a la tensión es de 9.7 Kpsi) se muestra en la fig.5.8, en la cual el máximo esfuerzo es de 1.44 Kpsi, concentrándose en la misma región que la del material original. En las figs.5.9. y 5.10., se muestran los desplazamientos en el Hierro y el Acetal respectivamente.

Las figuras muestran que los esfuerzos en el hierro fundido son de mayor magnitud a los presentados en el acetal, esto sera discutido en el siguiente capítulo.

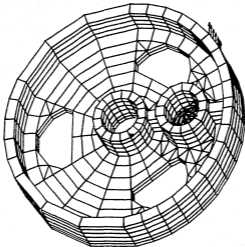


Fig.5.5. Condiciones de Carga.

I-DEAS 4.2: Pre/Post Processing

14-SEP-90 10:10:39

DATABASE: C:\PWG\DESIGN-PWG
KIDN : AIG Modified
Task: Post Processing
Model: 1-P2_MODEL1

UNITS : In
COMPLY : No stored option

Associated Keyword: 1-WORKING_SET1

C:\PWG\DESIGN-PWG

LOADCASE 1
FRAME 20 (KEY GLOBAL)
STRESS - Von Mises MIN: 7.71E+00 MAX: 1.73E+03

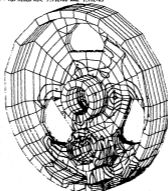


Fig.5.7. Estado de Esfuerzos-Hierro Fundido.

I-DEAS 4.1: Pre/Post Processing

14-SEP-90 10:23:03

DATABASE: CUREVO_EMBRAN-FEM
FILE: MOD_MODIFIED
Type: Post Processing
MODEL: S-FE_MODEL

SHOTS: 1/24
DISPLAY: NO SLOPED OPTION

ASSOCIATED WORKSHEET: I-WORKING_DET1

CUREVO EMBRAN-FEM

LEADER: 1
FRONT OF REF/CL/DIRL
SYNCS - USE RIBS FOR 1.00E+03 AND 1.4E+03

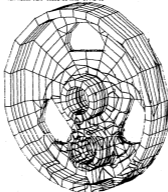


Fig.3.8. Estado de Esfuerzos-Acetal.

DATABASE: C:\IPE\IPE\IPE-PC-
VDM: C:\IPE\IPE\IPE-PC-
TERM: Pre/Post Processing
MODEL: I-PE_MODEL

UNITS : IN
DISPLAY : IN SHAPE OPTION

Associated Workset: I-IPEDIG_001

C:\IPE\IPE\IPE-PC-
LOADCASE: 1
DISPLACEMENT - IN: MIN 0.00E+00 MAX 3.51E-04



Fig.5.9. Desplazamientos-Hierro Fundido.

I-DEAS 4.1: Pre/Post Processing

17-SEP-99 18:08:52

Database: C:\IPE\BUBRO\BUBRO.FDB
View: CROSS
Task: Post Processing
Model: 1-PE_MODEL

Units: IN
Display: No stress or time

Associated Worksheet: p-plot01a_011

BUBRO BUBRO.FDB

Location: - full view p-plot01a_011
Display: 17-SEP-99 18:08:52

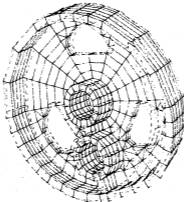


Fig.5.10. Desplazamientos-Acetal.

CONCLUSIONES

Se desarrolló un método para realizar la sustitución de material en un elemento mecánico, para ello se auxilió de los sistemas de Diseño Asistido por Computadora CAD.

La metodología aplicada proporciona un medio para efectuar la sustitución de material en diferentes elementos mecánicos, tomando en cuenta factores limitadores en su aplicación.

Una sustitución de material en cualquier tipo de máquina presenta situaciones bien definidas como son el dimensionamiento del elemento, así como la suposición del material a utilizar. Con este supuesto se realiza la determinación de las fuerzas, los esfuerzos, desplazamientos y factores de seguridad.

La determinación de las fuerzas parte de los análisis estático y dinámico. Los resultados numéricos de estos dos análisis son similares en este caso, esto es debido a que la velocidad angular en el engrane de entrada es baja, además de que los momentos de inercia de los elementos que componen el mecanismo, resultan ser pequeños. Por lo tanto la solución se concentra en el análisis estático tomando en consideración el inverso de la ventaja mecánica, con lo que se obtienen las condiciones de carga del engrane de entrada.

La selección de material para el caso particular del engrane de entrada, que no experimenta cargas repetitivas sobre los dientes y además que su velocidad es baja, debe seleccionarse tomando en cuenta las teorías de diseño de engranes de involuta.

En lo que concierne a los dientes del engrane de entrada, estos cumplen con el objetivo de establecer una relación entre los esfuerzos de los dientes y los esfuerzos que resiste el material seleccionado, a fin de verificar que estos quedan dentro de los límites de fatiga y desgaste y así asegurar una vida satisfactoria y confiable.

En el análisis de esfuerzos en los dientes se obtiene que el acetal es el material adecuado para realizar la sustitución, pero no se tiene la certeza de que el cuerpo del engrane de entrada resista, por lo que es necesario realizar un análisis de esfuerzos y desplazamientos, en este caso se utilizó el método del elemento

finito, auxiliado por el sistema de CAD, los resultados que nos proporciona este método dan la certeza de que el material no falla. El engrane de acetal resulta estar sometido a esfuerzos de menor magnitud que el de hierro fundido, esto se debe a que las características propias de los materiales. Debido a la estructura del acetal los esfuerzos se distribuyen de una manera más amplia provocando una menor concentración de esfuerzos y a la vez esfuerzos de menor magnitud.

Los desplazamientos son mayores en el acetal que en el hierro fundido, esto era de esperarse debido a que el acetal es un material con un bajo módulo de elasticidad, es decir, sus deformaciones serán mayores.

Es importante resaltar que los sistemas de CAD son una herramienta en la ingeniería y como en este caso sirve para dar una visión más real del comportamiento del engrane de entrada.

El análisis por elemento finito como todo método numérico es una aproximación de la solución real y como en este caso el resultado se aproxima a la realidad, pero existe un error debido al mismo método, el cual es necesario estimar.

La realización de la metodología presentada es tan sólo una parte de la potencialidad del CAD, pero es importante resaltar que no es recomendable convertirse en manejadores de paquetes, porque si bien es conveniente saberlos usar, también es necesario saber la base en que se fundamentan, para de esta forma explotar el paquete a toda su potencialidad. El no saber como esta estructurado el paquete limita al ingeniero y lo vuelve un ser dependiente de una máquina, ya que no se sabe si los resultados obtenidos son los adecuados. Es indispensable por lo tanto aprender las técnicas modernas de apoyo al diseño -CAD, CAM, elemento finito- pero a su vez es necesario producir programas y técnicas de utilización para el diseño y análisis, ya que de lo contrario se está en el riesgo de caer en una nueva dependencia tecnológica.

APENDICE A

```

*****
C REVISION DEL 5 DE OCTUBRE DE 1980
C
C PROGRAMA: RESDING.FOR
C
C PROPOSITO:
C ANALISIS DINAMICO Y CINEMATICO DE UN MECANISMO DE CUATRO BARRAS,
C MEDIANTE ESTE PROGRAMA SE OBTIENE EL PAR DE SALIDA Y LAS FUERZAS
C EN CADA PERNO, CUANDO SE CONOCE LA VELOCIDAD ANGULAR (CONSTANTE)
C Y EL PAR DE ENTRADA DEL MECANISMO ENER.
C
C DESCRIPCION DE LAS VARIABLES DE ENTRADA:
C R1 -LONGITUD DE LA BARRA FIJA
C R2 -LONGITUD DE LA BARRA DE ENTRADA
C R3 -LONGITUD DE LA BARRA ACOPLADORA
C R4 -LONGITUD DE LA BARRA DE SALIDA
C DT2 -VELOCIDAD ANGULAR DE ENTRADA
C T2 -PAR DE ENTRADA
C AGG -DISTANCIA DESDE LA ARTICULACION QUE CONECTA LA BARRA DE
C ENTRADA Y LA BARRA FIJA HASTA EL CENTRO DE GRAVEDAD DE
C LA BARRA DE ENTRADA.
C AG -DISTANCIA DESDE LA ARTICULACION QUE CONECTA A LA BARRA
C DE ENTRADA Y LA BARRA ACOPLADORA HASTA EL CENTRO DE GRA-
C VEDAD DE LA BARRA ACOPLADORA.
C OG -DISTANCIA ENTRE LA ARTICULACION QUE CONECTA A LA BARRA
C FIJA Y LA BARRA DE SALIDA HASTA EL CENTRO DE GRAVEDAD DE
C LA BARRA DE SALIDA.
C ALFA -ANGULO FORMADO ENTRE LA BARRA DE ENTRADA Y AGG.
C BETA -ANGULO FORMADO ENTRE LA BARRA ACOPLADORA Y AG.
C GAMA -ANGULO FORMADO ENTRE LA BARRA DE SALIDA Y OG.
C M2 -MASA DE LA BARRA DE ENTRADA.
C M3 -MASA DE LA BARRA ACOPLADORA.
C M4 -MASA DE LA BARRA DE SALIDA.
C I3 -MOMENTO DE INERCIA DE LA BARRA ACOPLADORA.
C I4 -MOMENTO DE INERCIA DE LA BARRA DE SALIDA.
C
C $DEFINE
C REAL A(0,9),D(0),M2,M3,M4,I3,I4,R1,R2,R3
C CHARACTER*64 FNAME
C WRITE(*,1)
C READ(*,8)FNAME
C CUANDO SE TIENE UN SISTEMA BALANCEADO EN EL ESLABON DE
C ENTRADA LOS VALORES DE AGG Y GAMA SON CERO
11 FORMAT(22,'PAR LAS LONGITUDES Y VEL. ENTRADA')
12 FORMAT(22,'PAR LONG. Y ANGULO DEL CENTROIDE')
13 FORMAT(22,'PAR MASAS Y MOMENTOS DE INERCIA')
14 FORMAT(22,'PAR EL ANGULO INICIAL')
7 FORMAT(22,'NOMBRE DEL ARCHIVO DE ENTRADA : %')
8 FORMAT (A)
9 OPEN(9,FILE=FNAME)
10 OPEN(6,FILE='GRAPH.APR',STATUS='NEW')
11 WRITE(*,11)
12 READ(5,*(8F15.8)) R3,R2,R1,R4,DT2,T2
13 WRITE(*,12)
14 READ(5,*(8F15.8)) AGG,AG,OG,ALFA,BETA,GAMA
15 WRITE(*,13)
16 READ(5,*(5F15.8)) M2,M3,M4,I3,I4
17 WRITE(*,14)
18 READ(5,*(1I7)) N
19 FI=4.0*ATAN(1.0)
20 T2=PI/180
21 T2=PI*8
1 CR=CGO(T2)

```

```

S2=SIN(T2)
R1=(R1*R1-R2*R1-R3*R4-R2*R1)/(2*R1*R2)
R2=R1/R2
R3=R1/R4
R4=R1+R2-(1-R1)*COS(T2)
R5=2*SIN(T2)
C0=R1-R2+(1-R1)*COS(T2)
Z=(R5*R5-4*R0*C0)
IF(Z.LT.0) GO TO 1000
R1=(-R0+SQRT(Z))/(2*R0)
T4=2*ATAN(R)
C4=COS(T4)
S4=SIN(T4)
T1=(R1+R4*C4-R2*C3)/R3
IF(T1.LT.0) GO TO 1000
T1=ACOS(V)
L1=-L3
C1=COS(T1)
S1=SIN(T1)
R1=R3+Z3
R2=(-R2*R3+R4*S4)
C2=COS(T2)
S2=SIN(T2)
T4=T4-T2
T8=T4-T1
T1=T1-T2
T4=-T4
C3A=COS(T2+ALFA)
S3A=SIN(T2+ALFA)
C1B=COS(T1+DITA)
S1B=SIN(T1+DITA)
C4C=COS(T4+CARA)
S4C=SIN(T4+CARA)
DT4=(R2*DT2+SIN(T1))/(R4*SIN(T4))
DT3=(-R2*DT3+SIN(T2))/(R1*SIN(T3))
DT2=R2*DT2+DT3*COS(T4)+R1*DT3+DT3*COS(T8)-R4*DT4+DT4
DT3=D2T3/(R3*SIN(T3))
DT4=(-R2*DT1+DT2+COS(T7)+R4*DT1+DT1*COS(T4)-R2*DT3+DT3)
DT4=D2T4/(R4*SIN(T4))
DO 10 I=1,3
  B(I)=0.0
  DO 10 J=1,3
    A(I,J)=0.0
CONTINUE
A(1,1)=-1
A(1,2)=1
A(2,2)=-1
A(2,4)=1
A(3,1)=-R0*S2A
A(3,2)=R0*C2A
A(3,3)=-R2*S3+R0*S3A
A(3,4)=R2*C3-R0*C3A
A(4,4)=0
A(4,2)=1
A(5,5)=1
A(5,4)=-1
A(5,6)=1
A(6,1)=-R0*S1B
A(6,4)=R0*C1B
A(6,5)=-R2*S2+R0*S2B
A(6,6)=R2*C2-R0*C2B
A(7,5)=-1
A(7,7)=1
A(8,8)=-1
A(8,9)=1
A(9,9)=R4*S4-C0*Z40

```

10

```

A(9,6)=-84*C4+88*C4G
A(9,7)=88*C4G
A(9,8)=-88*C4G
A(9,9)=1
B(1)=R2*(-A8G+DT2*DT2*C2A)
B(2)=R2*A8G*(-DT2*DT2*C2A)
B(3)=-TE
B(4)=R1*(-R2*DT3*DT3*C2-AG*(DT3*C3B-DT3*DT3*C3B))
B(5)=R1*(-R2*DT3*DT3*C2+AG*(DT3*C3B-DT3*DT3*C3B))
B(6)=1+8DT3
B(7)=R4*(-8G*(DT4*C4G+DT4*DT4*C4G))
B(8)=R4*(8G*(DT4*C4G-DT4*DT4*C4G))
B(9)=18*DT4
WRITE(*, '(3X,SEIS.7)'1B(4),B(5),B(6),B(7),B(9))
WRITE(*, '(3X,SEIS.7)'1A(7,4),A(4,3),A(8,4),A(6,5),A(6,6))
WRITE(*, '(3X,SEIS.7)'1A(9,5),A(9,6),A(9,7),A(9,8),B(4))
WRITE(*, '(1E15.7)'B(9))
CALL HECOMP(9,9,9,A,U)
CALL HOJWE(9,9,9,A,U)
C VALORES DE ANGULOS, VELOCIDADES,ACELERACIONES
T10=T2*180/PI
T11=T3*180/PI
T12=T4*180/PI
WRITE(*, '(3X,SEIS.7)'T10,T11,T12,DT3,DT3)
WRITE(*, '(3X,SEIS.7)'1DT4,DT3,DT3,C,F)
WRITE(*, '(3X,SEIS.7)'B,AB,BB,CA,C)
WRITE(*, '(3X,SEIS.7)'18,Y,T4,C2A,S2A)
WRITE(*, '(3X,SEIS.7)'T3,C3,C3,C3B,C4G)
C LOS VALORES RESPECTIVOS DE FUERZAS PARA LOS GATOS ANTERIORES
F1=SQRT(B(1)*B(1)+B(2)*B(2))
F2=SQRT(B(3)*B(3)+B(4)*B(4))
F3=SQRT(B(5)*B(5)+B(6)*B(6))
F4=SQRT(B(7)*B(7)+B(8)*B(8))
FAR=B(9)
T2P=T2*180.0/PI
WRITE(6,158) T2P,F1,F2,F3,F4,FAR
FORMAT(2X,A6(1,4))
IF(K.EQ.340)GOTO 2000
GOTO 200
1000 WRITE(*,100)
100 FORMAT(2X,'SE UN NUMERO IMAGINARIO',)
200 T2=T2*(PI/180)
WRITE(*,300)E
250 FORMAT(2X,'EL VALOR DEL ANGULO ES :',I3)
E=E+1
GOTO 1
1000 WRITE(*,300)
100 FORMAT(2X,'SE COMPLETO UNA VUELTA',)
STOP
END
C .....
SUBROUTINE HECOMP(MDIM,N,M,A,U)
INTEGER MDIM,M,N
REAL A(MDIM,N),@M)
REAL ALPHA,BETA,GAMMA,SQRT
C
C SUBROUTINE HECOMP: REDUCCION DE UNA MATRIZ RECTANGULAR A FORMA
C TRIANGULAR SUPERIOR MEDIANTE HOUSEHOLDER. SE
C EMPLEA CON HOUSE PARA OBTENER LA SOLUCION DE
C SISTEMAS LINEALES SOBREDETERMINADOS POR MINIMOS
C CUADRADOS.
C
C VARIABLES: A MATRIZ DE MxN CON M>N, QUE SERA REDUCIDA
C SALIDA: MATRIZ REDUCIDA CON INFORMACION SOBRE
C LA REDUCCION.
C
C MDIM = DIMENSION DECLARADA DE LOS RINGLONES DE A
C N = NUMERO DE LAS COLUMNAS DE A

```

```

C          N - NUMERO DE COLUMNAS DE A
C          U - VECTOR DE DIMENSION N
C          SALIDA: INFORMACION SOBRE LA REDUCCION
C
C          ENCUENTRA REFLEXIONES QUE HACEN CERO A(I,K), I=N-1,.....,N
C
DO 6 I=N-1,N
  ALPHA = 0.0
  DO 1 J=K,N
    U(I) = A(I,K)
    ALPHA = ALPHA + U(I) * U(I)
1   CONTINUE
    ALPHA = SQRT(ALPHA)
    IF(U(I).EQ. 0.0) ALPHA = -ALPHA
    U(I) = U(I) + ALPHA
    BETA = ALPHA * U(I)
    A(I,K) = -ALPHA
    IF(BETA.EQ.0.0.OR.B.EQ.N) GOTO 4
C
C          APLICA REFLEXIONES A LAS COLUMNAS RESTANTES DE A
    KP1 = K + 1
    DO 2 J=KP1,N
      GAMMA = 0.0
      DO 3 I=K,N
        GAMMA = GAMMA + U(I)*A(I,J)
2     CONTINUE
      GAMMA = GAMMA/BETA
      DO 3 I=K,N
        A(I,J) = A(I,J) - GAMMA*U(I)
3     CONTINUE
4     CONTINUE
6   CONTINUE
RETURN
C
C LOS RESULTADOS TRIANGULARES SON ALMACENADOS EN A(I,J) PARA I.LE.J Y
C LOS VECTORES QUE DEFINEN LAS REFLEXIONES SON ALMACENADOS EN U Y A.
C END
C*****
SUBROUTINE SOLVE(MDIM,N,M,A,U,B)
  INTEGER MDIM,N,M
  REAL A(MDIM,N),U(N),B(M)
  REAL BETA,GAMMA,T
C
C SOLUCION MEDIANTE MINIMOS CUADRADOS DE SISTEMAS SOBREDETERMINADOS
C OBTIENE X QUE MINIMIZA LA NORMA (A*X=B)
C
C A Y U, RESULTADOS DE HODGK
C B = B-VECTOR
C SALIDA : PRIMEROS M COMPONENTES = LA SOLUCION, X
C          ULTIMOS N-M COMPONENTES= TRANSFORMACION RESIDUAL
C DIVISION POR CERO IMPLICA QUE A NO ES DE RANGO COMPLETO
C
C APLICA REFLEXIONES A <<B>>.
DO 1 K= 1,N
  T = A(K,K)
  BETA= -U(K)*A(K,K)
  A(K,K) = U(K)
  GAMMA = 0.0
  DO 1 J=K,M
    GAMMA = GAMMA + A(I,K)*B(I)
1  CONTINUE
  GAMMA= GAMMA/BETA
  DO 1 I= K,M
    B(I) = B(I) - GAMMA*A(I,K)

```

```

3      CONTINUE
      A(K,ED)= T
1      CONTINUE
C
C      SUSTITUCION HACIA ATRAS
DO 5 K= 1, M
      K = N + 1 - ED
      B(K) = B(K)/A(K,K)
      IF (K,ED-1) GO TO 4
      KM = K-1
      DO 4 I=1, KM
          B(I) = B(I) - A(I,K)*B(K)
4      CONTINUE
5      CONTINUE
      RETURN
      END

```

APENDICE B

```

10 * PROGRAMA (ANALIST1.BAS):
20 * *****ANALISIS ESTADICO DE UN MECANISMO BARRA*****
30 * DESCRIPCION:
40 * Se realiza el analisis estatico de un mecanismo BARRA, obteniendose
50 * la fuerza en cada uno de las articulaciones, el momento de salida y el
60 * angulo de transmision. Las fuerzas de inercia son pequeñas y se desprecia
70 * cian. Es necesario introducir las longitudes de las barras y el par de
80 * entrada, opcionalmente se puede dar la velocidad angular en la entrada.
90 OPEN "A:analis1.BAS" FOR OUTPUT AS #2
100 INPUT"DADE LA LONGITUD DE LA PRIMERA BARRA A1=";A1
110 INPUT"DADE LA LONGITUD DE LA SEGUNDA BARRA A2=";A2
120 INPUT"DADE LA LONGITUD DE LA TERCERA BARRA A3=";A3
130 INPUT"DADE LA LONGITUD DE LA CUARTA BARRA A4="; A4
140 INPUT"DADE LA VELOCIDAD DE ENTRADA PSI=";PSI
150 INPUT "DADE EL PAR DE ENTRADA"ITE
160 DEF FIA(MV)=-(ATA*(MV/SQR(-MV*MV+1)))/+1.5707963274
170 FI=ATN(1)
180 KI=(A3*3-A1*2-A2*2-A4*2)/(2*A2*A4)
190 K2=A1/A2
200 K3=A1/A4
210 LI=(A4*2-A1*2-A2*2-A3*2)/(2*A2*A3)
220 L2=A1/A3
230 L3=A1/A3
240 FOR I=0 TO 360 STEP 1
250 PS=I*PI/180
260 A=K1+K2*(1-K3)*COS(PS)
270 B=2*SIN(PS)
280 C=K1-K2*(1-K3)*COS(PS)
290 RAD=B*2-4*A*0
300 FI=2*ATN[(-B+COR(RAD))/(2*A)]
310 REM "CALCULO DE LA VELOCIDAD Y LA ACCELERACION DE LA BARRA A4"
320 FII=K3*SIN(PS)+SIN(PS-FII)+PSI/(K3*SIN(FII)+SIN(PS-FII))
330 F12=(PS2*(K1+SIN(PS)+SIN(PS-F11))+K1*PS1*2+COS(PS)-K2*F11*2+COS(F11)+(PS1-F11)
+2*COS(PS-F11))/(K2*SIN(F11)+SIN(PS-F11))
340 REM "CALCULO DE LA POSICION DE LA VELOCIDAD Y DE LA ACCELERACION"
350 THET=(A1+A4*COS(F1)-A2*COS(PS))/A3
360 THETA=PI+THET
370 THETA=-THETA
380 THETA1=(L2*SIN(PS)-SIN(PS-THETA))*PSI/(-L2*SIN(THETA)-SIN(PS-THETA))
390 THETA2=(PS2*(-L2*SIN(PS)+SIN(PS-THETA))-PS1*2*L2*COS(PS)-L2*THETA1*2*COS(THETA)
+PS1-THETA2)*2*COS(PS-THETA)/(L2*SIN(THETA)+SIN(PS-THETA))
400 MU=PI-THETA
410 FUER=ITE/(A2*SIN(PS-THETA))
420 TEE=TE-K3*SIN(PS-THETA)/(K2*SIN(MU))
430 MMD=MU*180/PI
440 MFD=PI*180/PI
450 FTRE=THETA*180/PI
460 PRINT#2, I, TEE
470 NEXT I
480 CLOSE #2
490 END

```


APENDICE C

Determinación de la falla en los dientes por ruptura. El objetivo principal de esta sección es obtener de el engrane biela cuando el material elegido es el acetal, el análisis de la resistencia de el engrane se concentra, en los dientes de este, debido a que es el punto crítico en los engranes.

El calculo de el esfuerzo en los dientes se obtiene de la ecu. de Lewis modificada por la AGMA [1]:

$$\sigma = \frac{W_t \cdot P}{K_v \cdot F \cdot J} \dots\dots(1)$$

dónde:

- W_t = Es la carga en los dientes, lb.
- P = Es el paso diametral normal, día/pulg.
- K_v = Es el factor de efectos dinámicos.
- F = Es el ancho de cara de el engrane, pulg.
- J = Es el factor geométrico.

De el capítulo 2 se obtiene que la carga es de:

$$W_t = 93 \text{ lb}$$

El paso diametral normal es:

$$P = 15$$

Para el factor de efectos dinámicos se recomienda que sea igual a 1 cuando no existe carga dinámica apreciable, como es el caso [1]:

$$K_v = 1$$

El ancho de cara es:

$$F = 0.812 \text{ pulg}$$

El factor geométrico está dado por la fig.14.8 [18]:

$$J = 0.58$$

Al sustituir los datos correspondientes en (11) se obtiene:

$$\sigma = \frac{90 \cdot 18}{1 \cdot 0.812 \cdot 0.58} = 3.577 \text{ Kpsi} \dots \dots (12)$$

Ahora para calcular el límite de fatiga del diente se utiliza la relación [18]:

$$S'_s = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot k_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e \dots \dots (13)$$

donde:

- S'_s : límite de fatiga del diente del engrase.
- S'_e : límite de fatiga de la probeta de viga rotatoria.
- K_a : factor de superficie.
- K_b : factor de tamaño.
- K_c : factor de confiabilidad.
- K_d : factor de temperatura.
- K_e : factor de modificación por concentración de esfuerzos.
- K_f : factor de efectos diversos.

Se sabe que:

$$S'_e = 0.5 \cdot S_{ut}$$

de la tabla 4.4 [18] se obtiene que:

$$S_{ut} = 10.75 \text{ Kpsi}$$

realizando la operación se obtiene:

$$S'_e = 5.375 \text{ Kpsi}$$

El factor de superficie es:

$$K_a = 1$$

de la fig.13.25 (rel).

El factor de tamaño resulta ser:

$$K_t = 1$$

El factor de confiabilidad se obtiene de la tabla 13.10 (rel) y es:

$$K_r = 1$$

El factor de temperatura se recomienda igual a 1 cuando las temperaturas de uso no excedan los 450 °C (rel).

$$K_t = 1$$

El factor de modificación por concentración del esfuerzo para engranes es:

$$K_s = 1$$

Finalmente el factor de efectos diversos se obtiene de la tabla 13.11 (rel) es:

$$K_z = 1.33$$

Sustituyendo los valores en (3) se tiene que:

$$S_g = 1 * 1 * 1 * 1 * 1 * 1 * 1.33 * 5.375 k = 7.14 \text{ Kpsi}$$

Finalmente se calculara el factor de seguridad con la relación:

$$n_g = \frac{S_g}{\sigma} \dots\dots\dots(4)$$

dónde:

n_g : es el factor de seguridad.

S_g : límite de fatiga del diente del engrane.

σ : es el esfuerzo real del diente del engrane.

Sustituyendo en la ecu. (4) y realizando las operaciones se

obtiene que el factor de seguridad por falla en los dientes es:

$$n_g = \frac{7.14 \text{ kpsi}}{3.54 \text{ kpsi}} = 2.0$$

APENDICE D

En esta sección se calcula la resistencia a la fatiga o resistencia de fatiga hertziana, para realizar este cálculo se tienen dos ecu. para obtenerlas [1]:

$$S_s = C_p \sqrt{\frac{W_p}{C_v \cdot F \cdot D_p \cdot I}} \quad (1)$$

$$S_s = \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} S_c \quad (2)$$

donde:

- S_s = Es la resistencia hertziana, psi.
- C_p = Es el coeficiente elástico para engranes.
- W_p = Es la carga transmitida permisible, lb.
- C_v = Es el factor dinámico.
- F = Es el ancho de la cara de el diente, pulg.
- D_p = Es el diámetro de paso normal, de el piñon, pulg.
- I = Es el factor geométrico.
- C_L = Factor de duración.
- C_H = Factor de relación de dureza.
- C_T = Factor de temperatura.
- C_R = Factor de confiabilidad.
- S_c = Resistencia a la fatiga en la superficie, psi.

De la ecu.(1) se tiene como incógnita a la carga transmitida permisible que es la carga que se comparará con la carga a la que está sometido el diente de el engrane. Para lograr esto es necesario primero resolver la ecuación (2).

Utilizando la tabla 13-15 [1], se obtiene que para los factores de duración y confiabilidad son respectivamente:

$$C_L = 1$$

$$C_R = 0.999$$

El factor de relación de dureza para engranes helicoidales se obtiene de la Fig.14.9 [13], donde el factor K es la relación de dureza entre el piñón y el engrane, para este caso:

$$K = \frac{H_a \text{ piñón}}{H_a \text{ engrase}} = \frac{93}{183} = 1.732$$

$$C_e = 1.05$$

Se recomienda que para temperaturas menores de 250 °F el valor de el factor de temperatura sea uno [13].

$$C_r = 1.0$$

Finalmente para obtener el límite de fatiga en la superficie se utiliza la relación:

$$S_c = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot b \cdot w} \quad (2)$$

donde a su vez:

S_c = Es el límite de factiga en la superficie, psi.

F = Es la fuerza de contacto, lb.

b = Semianchura de área rectangular de contacto, pulg.

w = Es el ancho de el engrane, pulg.

La fuerza de contacto se obtiene de el capítulo dos:

$$F = 93 \text{ lb}$$

El ancho de cara de el engrane es:

$$w = 0.812 \text{ pulg.}$$

El valor de b se tiene de la relación [13]:

$$b^3 = 1.18 \cdot \frac{F}{w} \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)$$

donde:

E_1 = Es el módulo de elasticidad de el engrane matriz, psi.

E_2 = Es el módulo de elasticidad de el engrane de entrada, psi.

r_1 = Es el radio de el engrane motriz, pulg.

r_2 = Es el radio de el engrane bicla, pulg.

y cuyos valores son [16]:

$$E_1 = 12 \text{ Mpsi.}$$

$$E_2 = 520 \text{ Kpsi.}$$

$$r_1 = 2.345 \text{ pulg.}$$

$$r_2 = 0.3795 \text{ pulg.}$$

realizando los cálculos pertinentes se tiene que:

$$b^3 = 1.16 \cdot \frac{99}{0.812} \cdot \frac{(1/520 \cdot 10^3) + (1/12 \cdot 10^6)}{(1/2.3435) + (1/0.3795)} = 8.7 \cdot 10^{-3}$$

$$b = 9.33 \text{ E } -03 \text{ pulg.}$$

sustituyendo los valores correspondientes en (3) se obtiene que:

$$S_c = \frac{2 \cdot 99}{\pi \cdot 9.33 \text{ E } -03 \cdot 0.812} = 7.815 \text{ Kpsi.}$$

Finalmente realizando los cálculos para la ecu. (2):

$$S_t = \frac{1 \cdot 1.05}{1 \cdot 0.999} \cdot 7.815 \text{ K} = 8.214 \text{ Kpsi.}$$

Ahora de la ecuación (1) se resuelve para W_P por que tanto:

$$W_P = \left(\frac{S_t}{C_p} \right)^2 \cdot C_v \cdot F \cdot D_r \cdot I \quad (4)$$

El coeficiente elástico se obtiene de la tabla 13-14 [15]:

$$C_p = 1500$$

Debido a que no existen cargas dinámicas el factor dinámico es igual a uno.

$$C_v = 1$$

El ancho de cara de el engrane así como el diámetro de paso normal de el piñon son:

$$F = 0.812 \text{ pulg.}$$

$$D_p = 0.759 \text{ pulg.}$$

El factor geométrico se obtiene de la ecu. (15):

$$I = \frac{\sin \phi_n \cdot \cos \phi_n}{2 \cdot m_n} \cdot \frac{m_n}{m_g + 1} \quad (5)$$

donde:

ϕ_n = Es el ángulo de presión transversal y es:

$$\phi_n = \tan^{-1} \frac{\tan \phi_g}{\cos \psi} = \tan^{-1} \frac{\tan 14.5}{\cos 9} = 14.7^\circ$$

m_n = Es la relación de partición de carga y se define como:

$$m_n = \frac{p_n}{0.95 \cdot Z}$$

donde:

p_n = Es el paso normal y se obtiene como:

$$p_n = p_g \cdot \cos \phi_n = \frac{\pi}{18} \cdot \cos 14.5^\circ = 0.19$$

Z = Es la longitud de la línea de acción y esta se obtiene de la ecu.:

$$Z = \sqrt{[r_p + a]^2 - r_{bp}^2} - \sqrt{[r_g + a]^2 - r_{bg}^2} - (r_p + r_g) \cdot \sin \phi_n$$

donde:

r_p = Es el radio de paso normal de el piñon, pulg.

r_{bp} = Es el radio de base de el piñon, pulg.

a = Es el adedo, [pulg].

r_g = Es el radio de paso normal de el engrane, pulg.

r_{bc} Es el radio de base de el engrane, pulg.

y cuyos valores son:

$$r_p = 0.3795 \text{ pulg}$$

$$r_{gp} = 0.2671 \text{ pulg}$$

$$r_c = 2.3415 \text{ pulg}$$

$$r_{bc} = 2.285 \text{ pulg}$$

$$a = 0.0625 \text{ pulg.}$$

Finalmente sustituyendo datos y realizando las operaciones pertinentes se obtiene el valor de Z:

$$Z = 1.62 \text{ pulg}$$

resolviendo para n_g :

$$n_g = \frac{0.19}{0.95 \cdot 1.62} = 0.123$$

n_g Es la relación de velocidades definida como:

$$n_g = \frac{dc}{dp} = \frac{4.683}{0.759} = 6.17$$

finalmente sustituyendo en la ecuación (3) se obtiene el valor de I:

$$I = \frac{\sin 14.7 + \cos 14.7}{2 + 0.123} = \frac{6.17}{6.17 + 1} = 0.838$$

pasando a resolver la ecuación (4):

$$W_{tp} = \left(\frac{8.314 \text{ k}}{1500} \right)^3 + 1 + 0.812 \cdot 0.759 \cdot 0.838 = 15.875 \text{ kpsi.}$$

Puesto que:

$$n_g = \frac{W_{t2}}{W_{t1}}$$

se obtiene que el factor de seguridad es:

$$n_s = \frac{M_{cr}}{M_k} = \frac{18,879 \text{ k}}{83} = 170$$

BIBLIOGRAFIA

1. INCO, Estudio de Recreaciones contra Provedores de Artículos Eléctricos Electrónicos-Lavadoras (parte III), 1979 Dic/043/14 - 888/43/01, Instituto Nacional del Consumidor.
2. Izquierdo G., Mecánica de la acción, Tesis de Licenciatura, UNAH, México, 1984.
3. Bacon, O. C., Smith, J. E., Industrial Engineering Chemical, 40, 2361, U.S.A., 1948.
4. Durham, J. H., Industrial Engineering Chemical, 50, 5821, U.S.A., 1947.
5. Groovers, H. P., Zimmers Jr, E. W., Computer-Aided Design and Manufacturing, Prentice-Hall, New Jersey, U.S.A., 1984.
6. I-deas, Exceed User's Guide, Structural Dynamics Research Corp., U.S.A., 1978.
7. Meguid, A. S., Integrated Computer-Aided Design of Mechanical Systems, Elsevier Applied Science, U.S.A., 1987.
8. Angeles J., Análisis y Síntesis Cinemáticas de Sistemas Mecánicos, Limusa S.A. México, 1978.
9. Angeles J., Software para el Análisis Digital de Sistemas Mecánicos, VII Congreso de la Academia Nacional de Ingeniería, Oaxaca, México, 1981.
10. Mabi, H. H., Givirk, M. F., Mecanismos y dinámica de maquinaria, Limusa S.A. México, 1988.
11. Suh, C., Radcliffe, W. C., Education and Mechanism Design, Wiley, U.S.A., 1978.
12. Shigley, E. J., Haisler Jr, J. J., Teoría de Máquinas y Mecanismos, McGraw-Hill, México, 1984.
13. Jastrzebski Z., Materiales para Ingeniería, Interamericana, U.S.A., 1988.
14. Diver E. W., Química y Tecnología de los plásticos, CECSA, México, 1982.
15. Shigley, E. J., Mitchell, Disño en Ingeniería Mecánica, McGraw-Hill, México, 1985.
16. Faulkner L., Plastics Gearing, Marcel Dekker, Inc. U.S.A., 1988.

17. I.N.P., La era del plástico. Seminario impartido por el I.N.P., México, 1987.
18. UNAM., El método del Elemento Finito en la Ingeniería. Fac. de Ingeniería, UNAM, marzo 1984 parte 1, México.
19. Dally, Wiley, Experimental Stress Analysis. International Student, U.S.A., 1987.
20. Segerling, J. L., Applied Finite Element Analysis. John Wiley & Sons, INC., U.S.A., 1976.