

77
2ej



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

*Diseño de cojinetes hidrostáticos
para molino cañero*

T E S I S

Que para obtener el título de

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

(A R E A M E C Á N I C A)

P r e s e n t a

RICARDO SALDÍVAR RÍOS

Director

Dr. Luis F. Martínez Báez

México, D. F.

1999



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

269647



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

PAG INACION

DISCONTINUA.

Dedico este trabajo a quien con su amor,
esfuerzo y cariño me ha permitido
alcanzar
las metas que me he propuesto en la vida.

¡Gracias!

A mi madre

Belem Rios Alvarez

A mis hermanos Héctor, Diana, Oswaldo, Karina y Paola.

Quienes siempre me apoyaron y

Acompañaron.

A mis maestros de la Facultad de Ingeniería

por sus enseñanzas.

Con agradecimiento a mi asesor

Dr. Luis F. Martínez Báez.

A la Facultad de Ingeniería.

A la Universidad Nacional Autónoma de México.

Índice

<i>INTRODUCCIÓN</i>	III
<i>OBJETIVOS</i>	v
<i>1. PROBLEMÁTICA DE LOS MOLINOS DE CAÑA DE LOS INGENIOS AZUCAREROS</i>	1
1.1 <i>OBTENCION DE AZUCAR A PARTIR DE CAÑA</i>	1
1.2 <i>ESTUDIO DE CARGAS SOBRE COJINETES DE LOS MOLINOS</i>	7
1.2.1 <i>DCL, ECUACIONES DE FUERZAS Y MOMENTOS</i>	8
<i>2. ESTUDIO DE COJINETES</i>	20
2.1 <i>LUBRICACION HIDROSTATICA</i>	21
2.2 <i>RECESOS</i>	22
2.3 <i>RESTRICTORES DE FLUJO</i>	23
<i>3. ESTUDIO DE COJINETES HIDROSTATICOS AUTOCOMPENSADOS</i>	30
3.1 <i>PELICULA DE LUBRICANTE ENTRE DOS SUPERFICIES CILINDRICAS</i>	30
3.2 <i>ECUACIONES DE LA LUBRICACION DE REYNOLDS</i>	32
3.3 <i>FLUJO EN LOS RECESOS</i>	37
3.4 <i>PELICULA DE LUBRICANTE ENTRE DOS SUPERFICIES CILINDRICAS: CASO TRIDIMENSIONAL.</i>	39
3.5 <i>LUBRICANTE</i>	44

<i>4. DISEÑO DE COJINETE AUTOCOMPENSADO</i>	46
<i>4.1 SOLUCION A LA ECUACION DE REYNOLDS</i>	47
<i>4.2 SOLUCION DE LA ECUACION DE FLUJO EN LOS RECESOS</i>	50
<i>4.3 DISEÑO DE COJINETE HIDROSTÁTICO</i>	52
<i>5. RESULTADOS</i>	59
<i>6. CONCLUSIONES</i>	65
<i>APENDICE</i>	68
<i>REFERENCIAS</i>	77
<i>BIBLIOGRAFIA</i>	78

Introducción

La industria azucarera ha sido un sector muy afectado por la introducción de sustancias químicas con un poder endulzante muy superior al del azúcar natural (sacarina), por lo que actualmente se urge a los ingenieros y técnicos para la detección de problemas y obtención de soluciones que aumenten la competitividad.

Un problema que resulta familiar a la mayoría de los ingenios es el desgaste en los muñones y cojinetes del rodillo superior de los molinos. Este inquietante problema tiene repercusiones económicas para los ingenios ya que el desgaste exige al final de casi cada zafra el maquinado e inclusive el cambio total de los cojinetes y flechas. Además, se tienen altos consumos de energía utilizada para vencer las fuerzas de fricción entre muñones y cojinetes. Estimaciones conservadoras hechas por Muñoz G. y Lewinsky revelan que las pérdidas por fricción en un molino alcanzan hasta un 22% de la potencia total suministrada al molino Ref. [2], aunque en situaciones en donde la lubricación es muy mala este valor podría alcanzar hasta un 30%. Minimizar el problema de fricción y con ello el consumo de energía son los objetivos principales de este trabajo. La tendencia actual en los ingenios es la diversificación de los productos obtenidos de la caña (pulpa, papel, alcohol, tableros, alimento animal) y es necesario mejorar su eficiencia en el uso de energía.

La idea de abordar el problema surge del Dr. Luis F. Martínez Báez, director de esta tesis, quien durante varios años ha desarrollado proyectos relacionados con el diseño de cojinetes. El resultado de su investigación doctoral, lo llevó a proponer un modelo matemático general para determinar el comportamiento de la película de lubricante entre dos superficies cilíndricas con desalineamiento [1]. Además, la investigación arrojó como resultado el programa de computadora "HYDROSTAT" con capacidad, entre otras, de trabajar con cojinetes hidrostáticos parciales o de 360° con recesos o sin recesos; que ofrece resultados gráficos en pantalla siendo muy ventajoso para tener claro el comportamiento del cojinete.

Otro problema relacionado y que no es tan evidente en el ingenio, es la disposición final del lubricante utilizado en los cojinetes, ya que al no contar con usos adicionales se desecha en lugares aledaños al ingenio causando problemas de tipo ambiental.

En el capítulo 1 se describe la problemática existente en los molinos y en los cojinetes que soportan y transmiten la carga de los rodillos; también se aborda el problema de analizar las cargas sobre los cojinetes del rodillo superior de un molino Fulton (0.90x1.80m) de tres rodillos con el cabezote inclinado.

El capítulo 2 explica el funcionamiento de la lubricación hidrostática e hidrodinámica; el porque de la necesidad de utilizar recesos y como en base a necesidades específicas se puede escoger el mejor restrictor para un sistema.

El desarrollo general de las ecuaciones de la lubricación para el caso bidimensional y tridimensional se hace en el capítulo 3; este incluye el análisis del flujo en los recesos. Al final del capítulo se propone el lubricante y sistema de bombeo a utilizar en el programa de cómputo. Lo ventajoso de la propuesta es que se trata de agua mezclada con un agente natural; con esto se pretende evitar el uso del lubricante actual y con ello eliminar una fuente de contaminación hacia el medio ambiente.

El diseño del cojinete autocompensado se realiza por completo en el capítulo 4; este incluye el planteamiento de la solución numérica de las ecuaciones de Reynolds de la lubricación y de flujo en los recesos. También se describe el método y los pasos seguidos para llegar al diseño óptimo de un cojinete hidrostático.

En los capítulos finales se hace la selección de equipo comercial, se presentan los planos del cojinete, el reporte técnico y conclusiones.

Objetivos

Este trabajo está dirigido a reducir el problema de desgaste en los cojinetes y muñones de los rodillos superiores de los rodillos. De igual manera, se busca disminuir las pérdidas de energía asociadas a este problema. Para lograrlo se plantean los siguientes objetivos:

*Evaluación general de las condiciones de trabajo de los molinos de caña de los ingenios azucareros. En México, los molinos más utilizados son de la marca Fulton y de la marca Farrell con tres rodillos; por esto el estudio se enfocará a este tipo de molinos.

*Justificación de la propuesta de cambio del sistema de lubricación utilizado actualmente en los cojinetes superiores por un sistema de lubricación hidrostático.

*Revisión bibliográfica existente sobre la lubricación hidrostática.

*Análisis y determinación de las fuerzas y momentos aplicados en los rodillos.

*Selección del lubricante para el sistema. La elección debe de hacerse en base a las condiciones de trabajo de la bomba seleccionada (carga hidráulica, gasto, viscosidad manejada, eficiencia, etc.). Dado que se requieren de cargas hidráulicas muy elevadas y a que el gasto es casi constante, la bomba que se elija debe de ser de desplazamiento positivo.

*Selección del restrictor de flujo más acorde para el sistema de lubricación. Selección del material y dimensionado del restrictor.

*Aplicación de la teoría sobre la lubricación hidrostática en conjunto con el análisis de fuerzas del rodillo superior para el diseño de sus cojinetes. La opción final debe incluir la ubicación y número de recesos en el cojinete; los cuales hagan del diseño el más óptimo.

*Diseño de la tubería (incluyendo cédula y material), de las uniones y enlaces roscados del sistema de inyección de lubricante. Selección de los materiales.

*Selección de accesorios tales como: válvula de alivio, válvula antiretorno, manguera para alta presión y elementos de enlace.

Capítulo 1

PROBLEMATICA DE LOS MOLINOS DE CAÑA DE LOS INGENIOS AZUCAREROS

INTRODUCCION

La industria azucarera mexicana, aunque vigorosa, adolece de un retraso tecnológico de varios años. Modernizarla totalmente es prácticamente imposible ya que la inversión sería incosteable. Una alternativa sería la de modernizar parte de la maquinaria para mejorar el proceso. Un problema que se presenta en los molinos utilizados para extraer el jugo de la caña, es el de tener un alto consumo de energía debido a la fricción en los cojinetes. Además, que después de la zafra y aún durante la misma se tengan que rectificar, reparar o sustituir las chumaceras y los muñones de los rodillos debido al desgaste y ralladuras que presentan.

1.1 OBTENCIÓN DE AZÚCAR A PARTIR DE LA CAÑA

El tratamiento de la caña comienza en el campo, cuando la concentración de azúcar en el tallo es la máxima. Antes de ser recolectada, se queman las hojas de la plantación con el fin de eliminar el exceso de follaje y para matar insectos venenosos. Hecho lo anterior, se recolecta y se prepara para su transporte al ingenio.

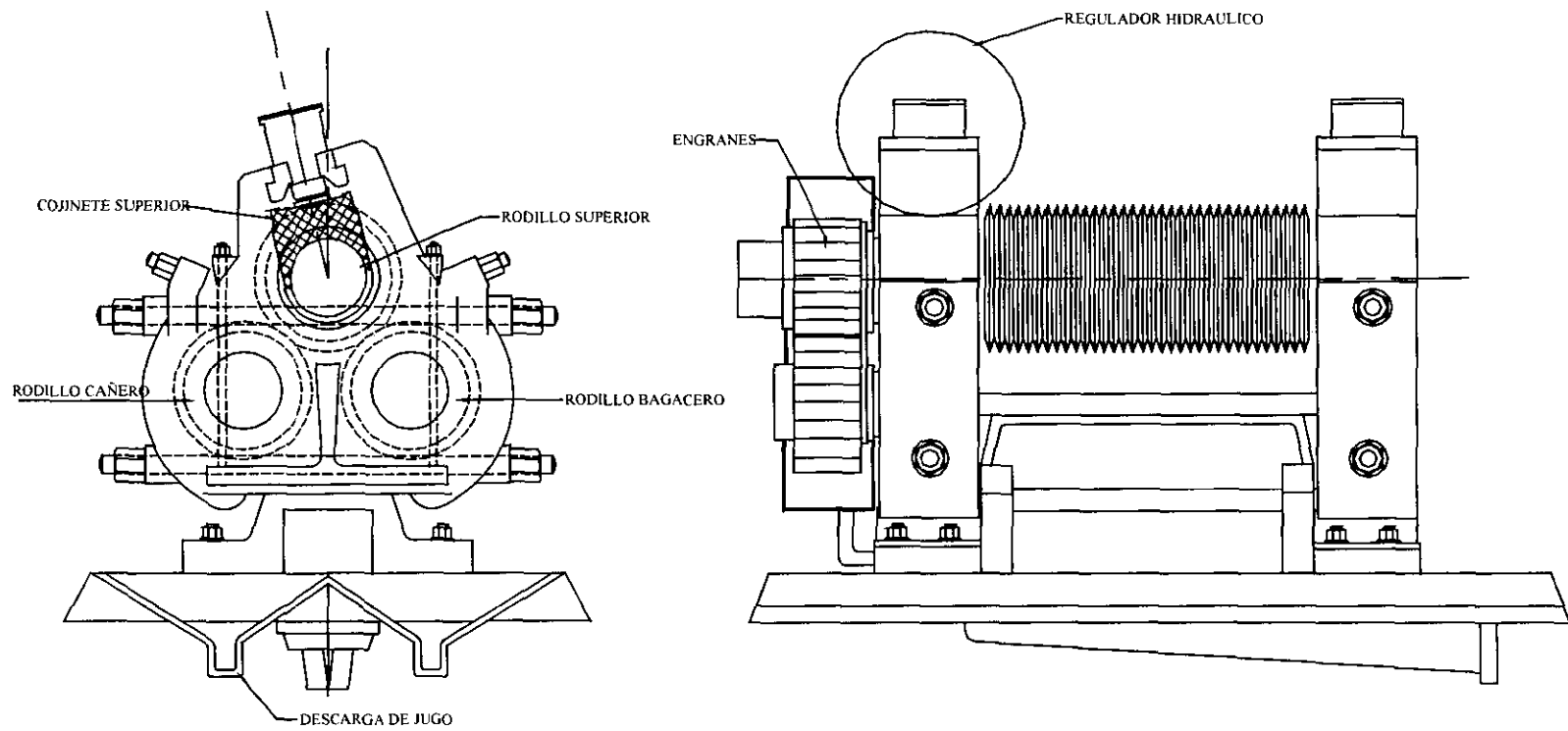


Figura 1.1 Molino Fulton Co. 36x84" con el cabezote inclinado.

Cuando llega al ingenio se pesa, se selecciona, se descarga y se lava. Entra a un transportador que la lleva hacia los molinos. Los molinos son elementos mecánicos en donde se realiza la extracción del jugo. En México, los molinos que se utilizan tienen tres rodillos (Fig. 1.1) accionados por engranes que a su vez son movidos por el vapor generado en el ingenio.

Antes de pasar a los molinos la caña pasa por la trituradora o desmenuzadora que, como su nombre lo indica, se encarga de triturar la caña para abrir la corteza y facilitar la extracción del jugo cuando esta pase por los demás molinos.

Un tandem de extracción de jugo está formado por un tren de cuatro molinos seguido uno de otro. Al pasar la caña se extrae aproximadamente en cada paso:

*Después del primer molino	55-60%
*Después del segundo molino	65-67%
*Después del tercer molino	70-72%
*Después del cuarto molino	73-75%

Se busca extraer la mayor cantidad de jugo, por lo que el bagazo al final del cuarto molino se vuelve a recircular a cualquier molino; esto dependiendo de la cantidad de sacarina que aún contenga.

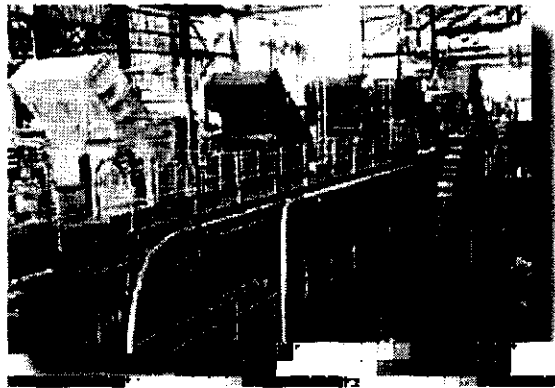


Figura 1.2 Moderna planta para la obtención de azúcar con molinos que incluyen alimentadores de bagazo

El jugo obtenido pasa a los tanques de clarificación, es aquí en donde se obtienen precipitados que se unen a las impurezas; después de agregar 0.3% de leche de cal el jugo pasa a los tanques de coagulación en donde se sedimenta. Posteriormente se extraen las sales cálcicas y la materia coloidal coagulada.

Los jugos clarificados se envían a evaporadores; la solución resultante se hierve en calderas al vacío para extraer el excedente de agua que aún esté presente en la solución. Después de este paso se forman cristales de azúcar que se acumulan en la superficie y los que son separados por centrifugación; aquí no todo el producto se cristaliza y transforma en azúcar. El producto líquido resultante se conoce como melaza.

El azúcar sólido obtenido de esta operación está lista para refinarse. Primero se prensa, se lava y se centrifuga; el producto de esta operación es un líquido amarillento que es filtrado para su blanqueo. De nueva cuenta pasa a las cámaras de vacío y a las centrifugadoras con lo que se obtiene un producto formado por cristales blancos que una vez secos se moldean y se empaquetan.

Algunos productos secundarios de la caña de azúcar son: los piloncillos, moscabados, dulces, alcoholes, celulosa, papel, bagazo para combustible, glucosa, etc...

ANTECEDENTES

Inicialmente la extracción del jugo se lograba haciendo pasar caña entre dos rodillos verticales operados manualmente o por animales. Después se construyeron mecanismos movidos con vapor y con un arreglo horizontal de los rodillos. La ventaja de este nuevo arreglo es que se obtienen dos compresiones con una sola pasada (lo que se traduce en mayor extracción de jugo), y la alimentación es más sencilla. El inconveniente que presentan es que después de pasar por el rodillo cañero el bagazo tiene que ser llevado por medio de una guía al rodillo bagacero. Como el espacio que se forma entre el rodillo superior y la guía siempre se encuentra en contacto con la caña, se producen fuerzas de fricción muy altas que se oponen al movimiento de la caña con el consecuente consumo de energía.

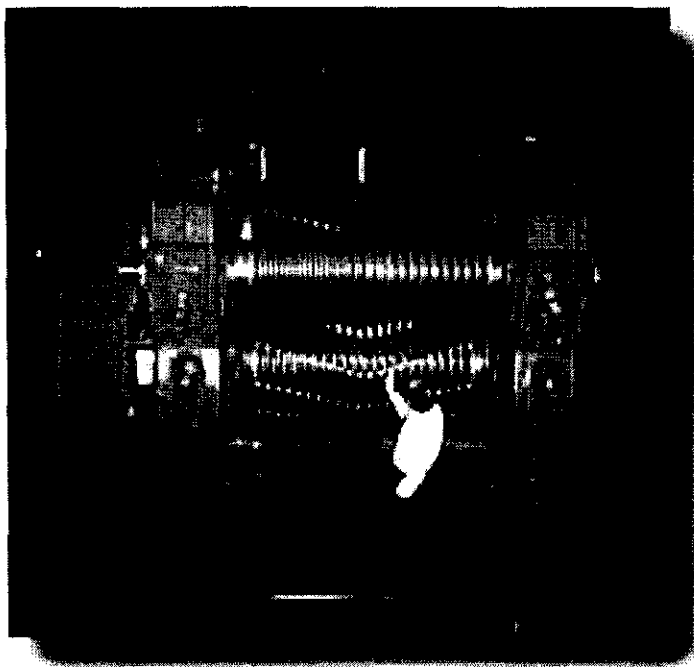


Figura 1.3 Molino para la extracción de jugo, nótese las líneas que corren en forma de "zig-zag" en el rodillo inferior (Chevrons).

Los rodillos inferiores se sostienen por cojinetes que soportan y transmiten la carga a la estructura del molino. En algunos molinos Fulton, por ejemplo, estos cojinetes son parciales y cuentan con compartimentos internos que permiten la circulación de agua de enfriamiento (Fig.1.4).

La chumacera del rodillo superior (Fig.1.5) está compuesta por dos secciones de cojinetes parciales, la carga en la parte inferior es baja y solo soporta el peso del rodillo cuando el molino se encuentra detenido. La parte superior del cojinete recibe la carga que le es transmitida al rodillo; esta sección no es fija y tiene la libertad de moverse verticalmente, sin embargo, este movimiento está restringido por un pistón hidráulico o "cabezote" que se encuentra conectado al cojinete.

Si se controla la presión en el pistón hidráulico, se puede también controlar la fuerza que se ejerce sobre la cama de caña que pasa a través de los rodillos; además se evita el golpeteo entre las secciones parciales del cojinete.

La velocidad de los rodillos oscila entre 3 y 5 rpm, pero no se sabe con certeza si esta velocidad es la correcta para obtener la mayor extracción de jugo con el menor número de pasadas. Claro está que la velocidad de los rodillos no es la única variable; también se tienen las propiedades físicas de la caña, como lo son la dureza y el porcentaje de fibra. Por ejemplo, una caña suave será “exprimida” más fácil que una caña dura y este es un factor que indudablemente intervendrá en la velocidad de los rodillos.

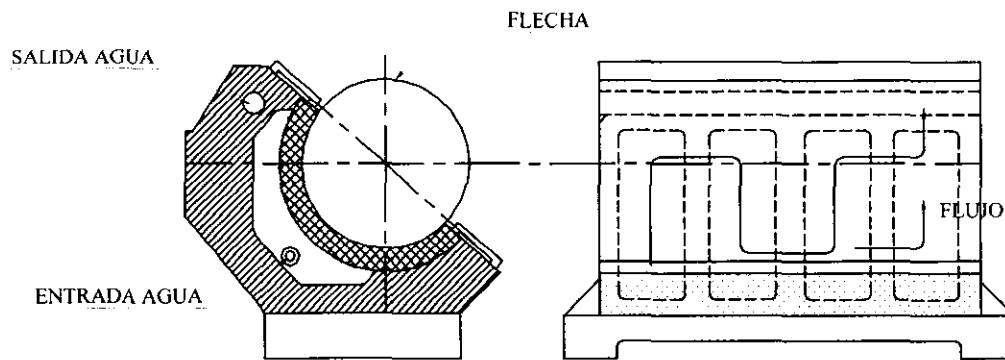


Figura 1.4 Cojinete inferior de un molino Fulton

La cama de caña nunca es uniforme, y al avanzar por los molinos ésta provoca esfuerzos muy elevados sobre los rodillos. El carácter irregular de la carga transmitida a los cojinetes por los rodillos produce un constante efecto de "martilleo"; esto aunado a la baja velocidad, causa que la película de lubricante nunca llegue a desarrollarse por completo. En consecuencia, se tiene de manera periódica el contacto entre muñones y cojinetes provocando el desgaste del material.

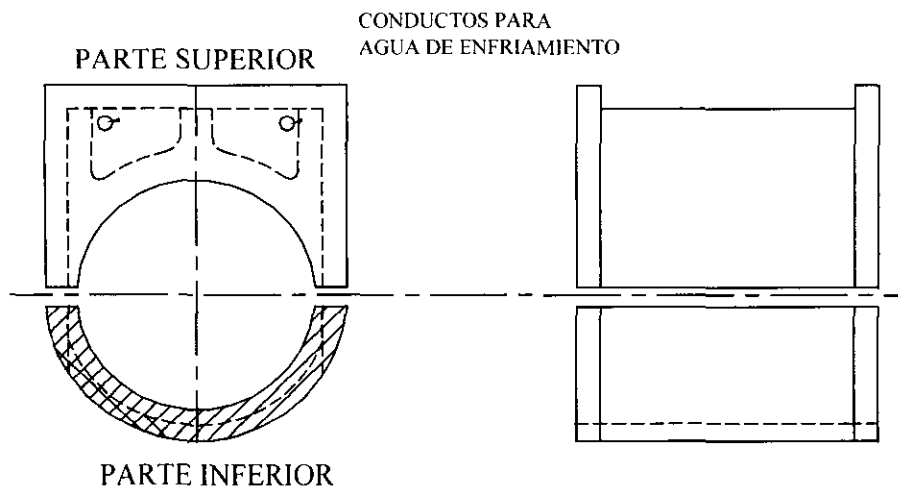


Figura 1.5 Esquema de cojinete superior. la parte inferior soporta una carga muy baja cuando el molino está en funcionamiento.

Es obvio que la estructura del molino soporta toda la carga transmitida por los rodillos, por lo que el problema se puede asociar directamente a la capacidad de carga de la película de lubricante.

Debido a que no se puede aumentar en forma desproporcionada la velocidad de los rodillos, el problema se reduce a la elección de otro sistema de lubricación. La propuesta que acomete este trabajo es la de cambiar el sistema actual por otro de lubricación hidrostática. Las características de este tipo de lubricación se describen más adelante.

1.2 ESTUDIO DE LAS CARGAS SOBRE LOS COJINETES DE LOS MOLINOS

Muñoz G. y Lewinsky [2] estudiaron el comportamiento de las cargas sobre los rodillos en los molinos, el cual sirvió como punto de partida para el planteamiento hecho en este capítulo. A diferencia de estos autores, aquí se consideran empotramientos rígidos en los puntos de apoyo; además, se estudia el efecto al desplazamiento de la carga resultante R a lo largo del rodillo sobre las reacciones en los cojinetes.

El ajuste que se hace inicialmente en los rodillos inferiores determina la distancia D_{rx} (Fig. 1.6) y se mantiene constante en todo el proceso de extracción del jugo. La distancia D_{ry} es variable en todo momento y va desde un valor mínimo (D_{rymin}) hasta un valor máximo ($D_{rymáx}$).

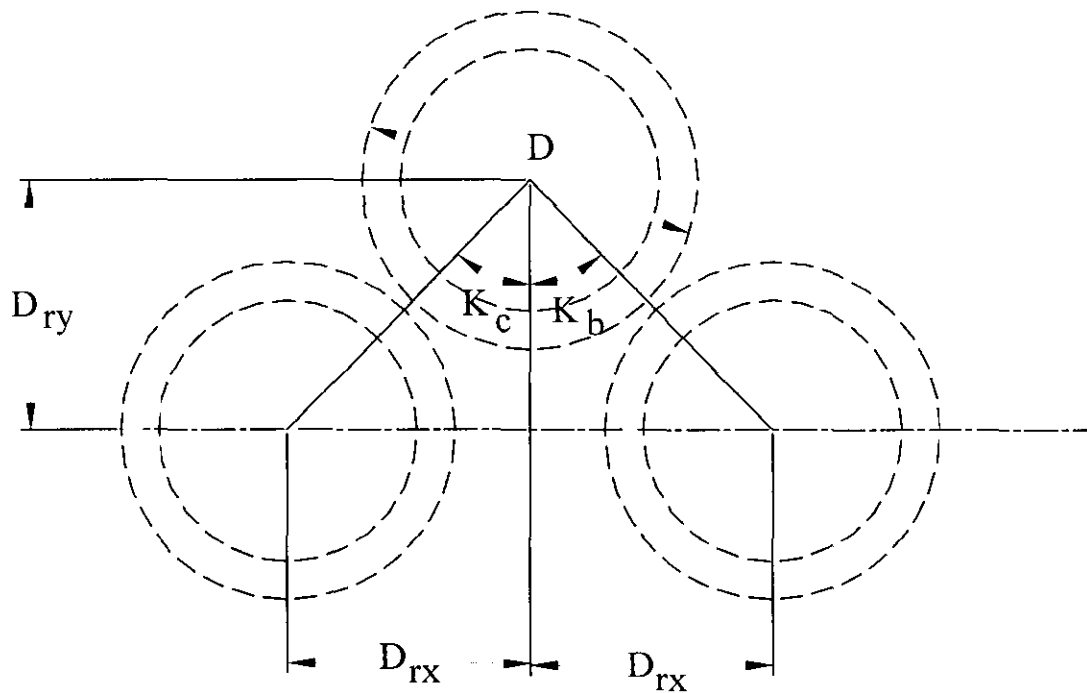


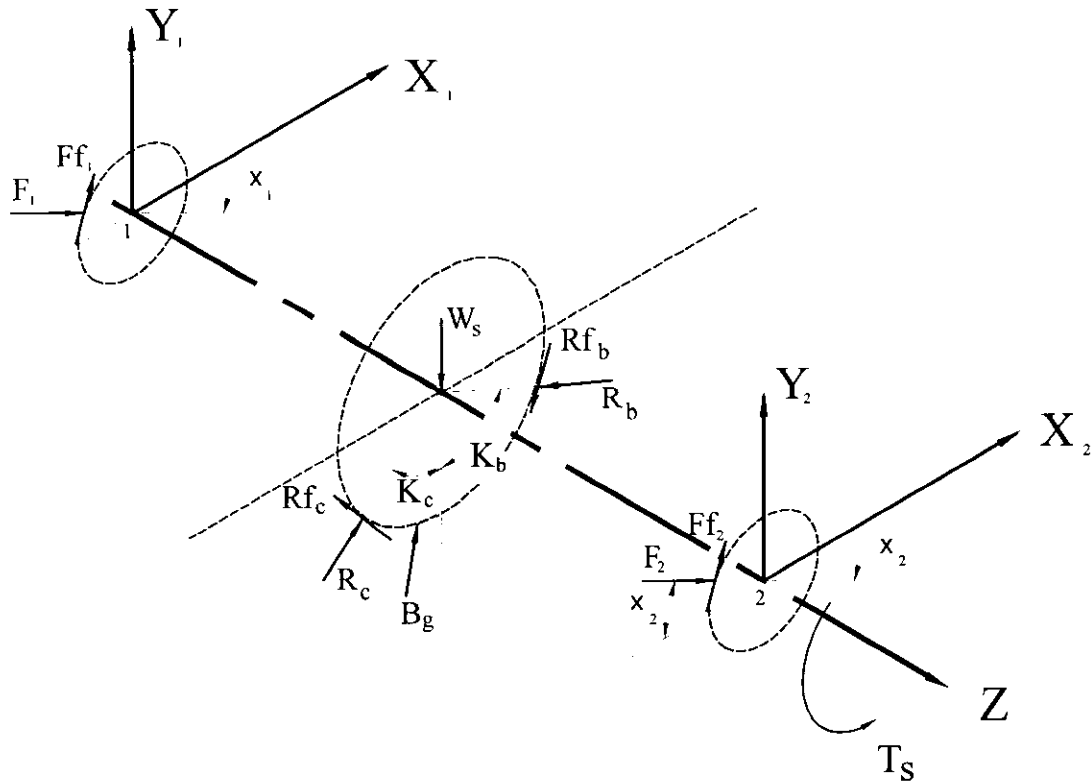
Figura 1.6 Disposición esquemática de los rodillos de los molinos cañeros de tres rodillos, la distancias D_{ry} y D_{rx} se pueden ajustar.

1.2.1 DCL, ECUACIONES DE FUERZAS Y MOMENTOS

En la figura 1.7 se observa el diagrama de cuerpo libre del rodillo superior. La dificultad de establecer la magnitud y la dirección de las cargas ejercidas por los rodillos inferiores sobre el superior, se debe a las fluctuaciones que se tienen al paso de la caña entre los rodillos. Una buena aproximación es la de considerar todas estas fuerzas aplicadas como una sola en un punto central del rodillo.

Haciendo la sumatoria de fuerzas en torno a los los ejes x , y y z se obtienen las siguientes ecuaciones (ver fig. 1.7):

$$(1.1) \quad \sum F_x = F_1 \cos x_1 + F_2 \cos x_2 + F_{f1} \cos(90 - x_1) + F_{f2} \cos(90 - x_2) - R_b \cos k_b - R_c \cos k_c + \\ - R_{f_c} \sin k_c - R_{f_b} \sin k_b + T_{CX} + T_{BX} = 0$$



1,2 Puntos de apoyo entre los cojinetes y los muñones.

C_s Centro geométrico de la flecha.

T_s Par aplicado al rodillo por la transmisión de engranes.

W_s Peso del rodillo superior.

R_c, R_b Cargas radiales sobre el rodillo superior generadas por el paso de la caña del lado cañero y bagacero

Ff_1, Ff_2 Fuerza de fricción en los apoyos 1 y 2.

x_1, x_2 Ángulos de inclinación de las reacciones en el rodillo superior del lado 1 y 2.

K_b, K_c Ángulos de inclinación en el rodillo superior de las cargas del cañero y bagacero.

Rf_c, Rf_b Cargas tangenciales provocadas por el paso de la caña en el área de abertura entre los rodillos.

B_g Fuerza producida por la caña al pasar por la barra guía.

T_{CX}, T_{BX} Componentes horizontales de las reacciones producidas por los engranes cañero y bagacero.

T_{CY}, T_{BY} Componentes verticales de las reacciones producidas por los engranes cañero y bagacero.

F_{1y}, F_{2y} Fuerza producida por el cabezote en 1 y 2.

Figura 1.7 Diagrama de cuerpo libre del rodillo superior.

$$(1.2) \quad \sum Fy = -F_1 \text{sen} x_1 - F_2 \text{sen} x_2 + Ff_1 \text{sen}(90 - x_1) + Ff_2 \text{sen}(90 - x_2) + R_b \text{sen} k_b + R_c \text{sen} k_c + \\ + Rf_c \text{sen} k_c - Rf_b \text{sen} k_b - W_s - W_{cs} + B_g + T_{CY} - T_{BY} = 0$$

El objetivo es hacer una aproximación de las fuerzas y momentos que actúan en los cojinetes, específicamente en los puntos centrales 1 y 2; es así que tomamos los momentos con respecto a estos puntos. Las ecuaciones quedan como sigue:

$$(1.3) \quad \sum Mx_1 = L_{1A} [-R_b \text{sen} k_b - R_c \text{sen} k_c + Rf_b \text{sen} k_b - Rf_c \text{sen} k_c - B_g] + (L_{rod}/2) W_s \\ + (L_{1A} + L_{2A}) [F_2 \text{sen} x_2 - F_2 \text{sen}(90 - x_2)] + (L_{1A} + L_{2A} + L) (-T_{CY} + T_{BY})$$

$$(1.4) \quad \sum My_1 = L_{1A} [-R_b \text{cos} k_b + R_c \text{cos} k_c - Rf_b \text{sen} k_b - Rf_c \text{cos} k_c] + \\ + (L_{1A} + L_{2A}) [F_2 \text{cos} x_2 + F_2 \text{cos}(90 - x_2)] - (L_{1A} + L_{2A} + L) (T_{CX} + T_{BX})$$

Para el punto 2 las ecuaciones de momentos quedan como:

$$(1.5) \quad \sum Mx_2 = L_{2A} [R_b \text{sen} k_b + R_c \text{sen} k_c - Rf_b \text{cos} k_b + Rf_c \text{cos} k_c + B_g] - (L_{rod}/2) W_s \\ + (L_{1A} + L_{2A}) [-F_1 \text{sen} x_1 + Ff_1 \text{sen}(90 - x_1)] + L (-T_{CY} + T_{BY})$$

$$(1.6) \quad \sum My_2 = L_{2A} [R_b \text{cos} k_b - R_c \text{cos} k_c + Rf_b \text{sen} k_b + Rf_c \text{sen} k_c] + \\ + (L_{1A} + L_{2A}) [F_1 \text{cos} x_1 + Ff_1 \text{cos}(90 - x_1)] - L (T_{CX} + T_{BX})$$

El planteamiento de las ecuaciones de fuerzas y momentos para los rodillos cañero y bagacero es análogo al que se utilizó para el rodillo superior; las fuerzas y puntos de apoyo que se pensaron convenientes se muestran en las figuras 1.8 y 1.9. Las ecuaciones correspondientes al planteamiento descrito se enumeran a continuación:

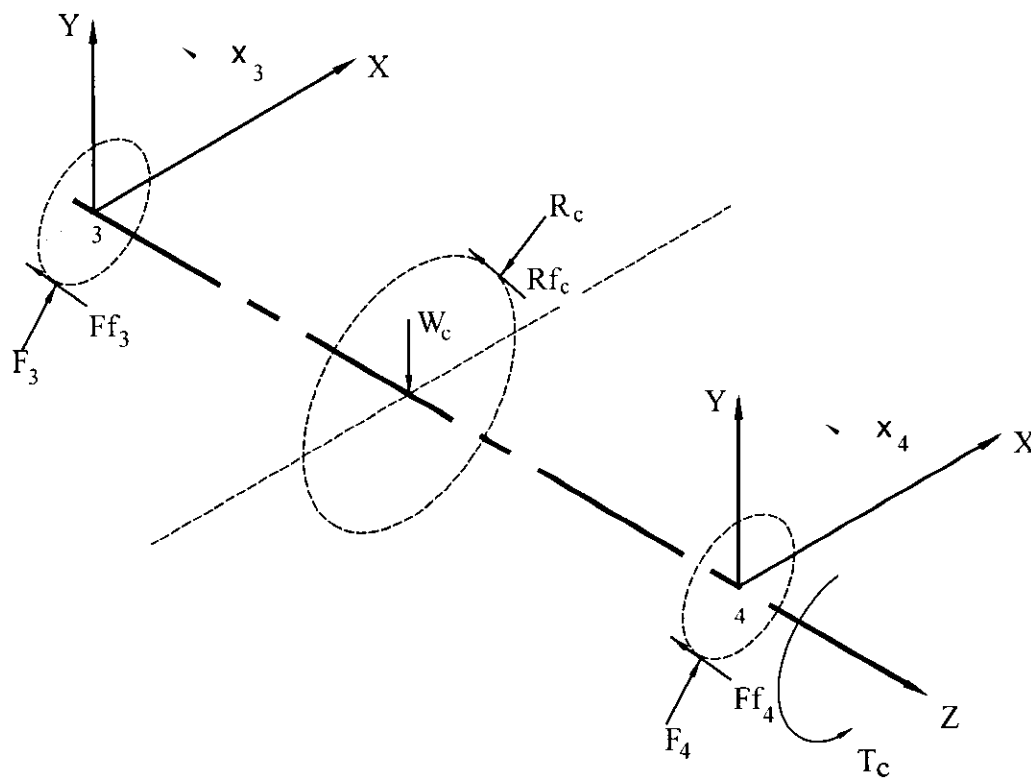
Para el rodillo cañero:

$$(1.7) \quad \sum Fx = F_3 \text{cos} x_3 + F_4 \text{cos} x_4 + Ff_3 \text{sen} x_3 + Ff_4 \text{sen} x_4 - R_c \text{cos} k_c - Rf_c \text{sen} k_c + T_{CX} = 0$$

$$(1.8) \quad \sum Fy = F_3 \text{sen} x_3 + F_4 \text{sen} x_4 - Ff_3 \text{cos} x_3 - Ff_4 \text{cos} x_4 - R_c \text{sen} k_c + Rf_c \text{cos} k_c - T_{CY} - W_C = 0$$

$$(1.9) \quad \sum Mx_3 = L_{1A} [R_c \text{sen} k_c - Rf_c \text{cos} k_c] + (L_{1A} + L_{2A}) [-F_4 \text{sen} x_4 + Ff_4 \text{cos} x_4] + \\ + (L_{1A} + L_{2A} + L) T_{CY} + (L_{rod}/2) W_c$$

$$(1.10) \quad \sum My_3 = L_{1A} [-R_c \text{cos} k_c - Rf_c \text{sen} k_c] + (L_{1A} + L_{2A}) [F_4 \text{cos} x_4 + Ff_4 \text{sen} x_4] + \\ + (L_{1A} + L_{2A} + L) T_{CX}$$



W_c Peso del rodillo cañero.

F_3, F_4 Reacciones en los puntos 4 y 5.

Ff_3, Ff_4 Fuerzas de fricción tangenciales.

x_3, x_4 Inclinación de las fuerzas resultantes

Figura 1.8 Diagrama de cuerpo libre para el rodillo cañero.

Esquematización de fuerzas aplicadas

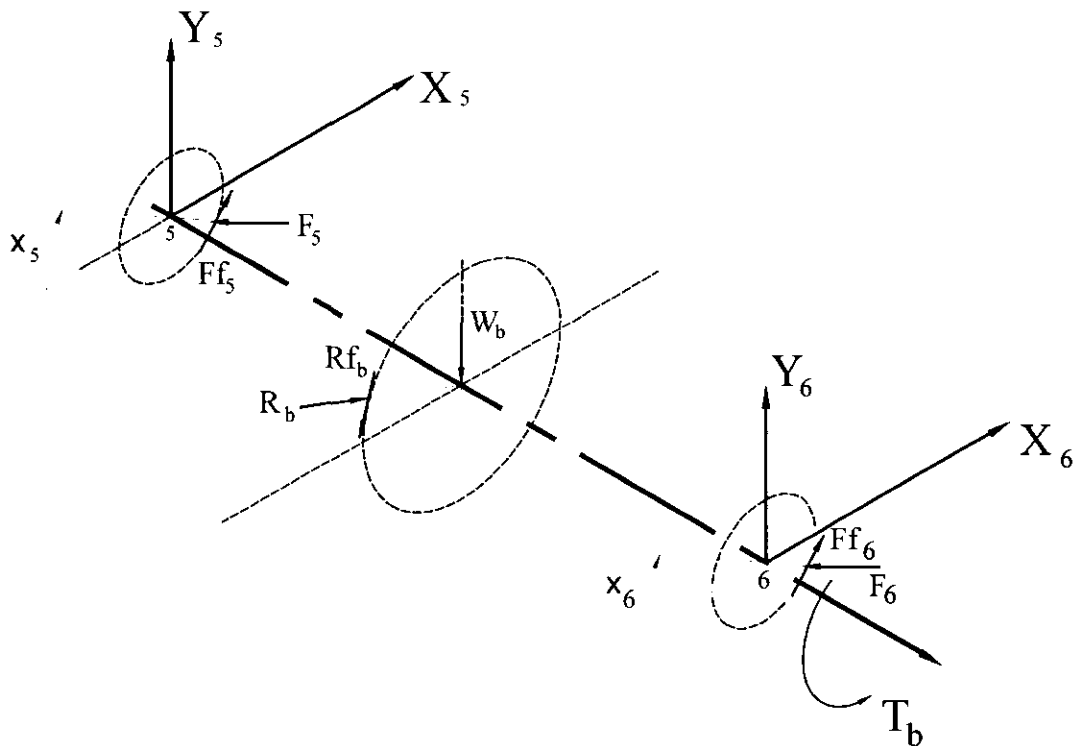
$$(1.11) \quad \sum Mx_4 = L_{2A} [-R_c \text{sen}k_c + Rf_c \text{cos}k_c] + (L_{1A} + L_{2A}) [F_3 \text{sen}x_3 - Ff_3 \text{cos}x_3] + L(T_{CY}) - (L_{rod}/2)W_c$$

$$(1.12) \quad \sum My_4 = L_{2A} [R_c \text{cos}k_c + Rf_c \text{sen}k_c] - (L_{1A} + L_{2A}) [F_3 \text{cos}x_3 + Ff_3 \text{sen}x_3] + L(T_{CX})$$

Para el rodillo bagacero:

$$(1.13) \quad \sum Fx = Ff_5 \text{cos}S_5 - Ff_5 \text{sen}x_5 + Ff_6 \text{cos}x_6 - Ff_6 \text{sen}x_6 + R_b \text{cos}k_b - Rf_b \text{sen}k_b - T_{BX} = 0$$

$$(1.14) \quad \sum Fy = -F_5 \text{cos}S_5 + Ff_5 \text{sen}x_5 - F_6 \text{cos}x_6 + Ff_6 \text{sen}x_6 - R_b \text{sen}k_b - Rf_b \text{cos}k_b - W_b + T_{BY} = 0$$



W_b Peso del rodillo bagacero.

F_5, F_6 Reacciones en 5 y 6.

Ff_5, Ff_6 Fuerzas de fricción tangenciales.

x_5, x_6 Ángulos de las reacciones

Figura 1.9 Diagrama de cuerpo libre del rodillo bagacero con las fuerzas y reacciones aplicadas sobre él.

$$(1.15) \quad \sum Mx_5 = L_{1A} [R_b \text{sen} k_b + Rf_b \text{cos} k_b] - (L_{1A} + L_{2A}) [F_6 \text{sen} x_6 + Ff_6 \text{cos} x_6] - (L_{1A} + L_{2A} + L) T_{BY} + (L_{rod}/2) W_b$$

$$(1.16) \quad \sum My_5 = L_{1A} [R_b \text{cos} k_b - Rf_b \text{sen} k_b] - (L_{1A} + L_{2A}) [-F_6 \text{sen} x_6 + Ff_6 \text{cos} x_6] + (L_{1A} + L_{2A} + L) T_{BX}$$

$$(1.17) \quad \sum Mx_6 = L_{2A} [-R_b \text{sen} k_b - Rf_b \text{cos} k_b] + (L_{1A} + L_{2A}) [F_5 \text{sen} x_5 + Ff_5 \text{cos} x_5] - L(T_{BY}) - (L_{rod}/2) W_b$$

$$(1.18) \quad \sum My_6 = L_{2A} [-R_b \text{cos} k_b + Rf_b \text{sen} k_b] + (L_{1A} + L_{2A}) [F_5 \text{cos} x_5 - Ff_5 \text{sen} x_5] + L(T_{BX})$$

En su conjunto las 18 ecuaciones anteriores forman un sistema con 24 incógnitas, es obvio que no se conocen todas las componentes y reacciones del sistema. Para dar una aproximación que se asemeje a la realidad, se proponen ecuaciones complementarias para la solución.

Las reacciones que se tienen en los cojinetes superiores se generan por el paso de la caña entre los rodillos; es decir, si no pasa caña no hay fuerzas de reacción. El concepto sirve para hacer la siguiente analogía: toda la carga que recibe el rodillo superior por parte de los cabezotes se considera como peso del rodillo, para el caso del análisis de fuerzas verticales los rodillos cañero y bagacero no son afectados, ya que ellos siguen teniendo las mismas reacciones. Todas las fuerzas generadas por el paso de la caña entre los rodillos se considera concentrada en un solo punto tanto del lado cañero como del bagacero, la reacción que se tiene en el rodillo superior debido a estas reacciones es R .

Haciendo la sumatoria de fuerzas en X e Y (Fig.1.10):

$$(1.19)$$

$$\sum Fx = -R_b (\text{sen} K_b + \mu_{can} \text{cos} K_b) + R_c (\text{sen} K_c - \mu_{can} \text{cos} K_b) + B_x \text{sen} \beta + PHT \text{sen}(a_c) = R \text{sen} \theta$$

$$(1.20)$$

$$\sum Fy = R_b (\text{cos} K_b - \mu_{can} \text{sen} K_b) + R_c (\text{cos} K_c + \mu_{can} \text{sen} K_b) + B_x \text{sen} \beta + PTH \text{cos}(a_c) - W_{es} + -W_s + T_{cy} - T_{by} = R \text{cos} \theta$$

Hugot [3] , sugiere que B_g sea el 25% de la presión hidráulica total ($PHT = \text{Suma de las fuerzas de los dos cabezotes}$ ó $PHT = F_{1y} + F_{2y}$). También, en el mismo estudio se propone que $R_b = 20R_c$.

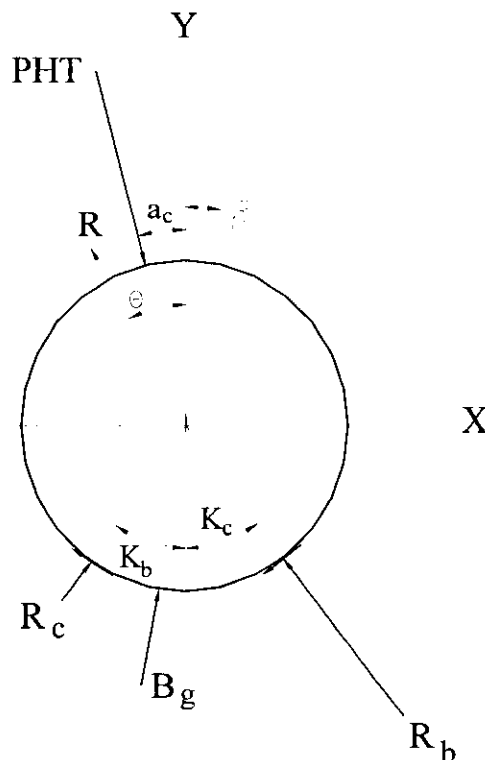


Figura 1.10 Las fuerzas que son aplicadas sobre el rodillo se pueden considerar concentradas solo en unos puntos específicos.

La conveniencia de las suposiciones hechas por Hugot estriba en que simplifican el problema de encontrar las componentes de R_c y R_b . De la ecuación 1.20:

$$(1.21) \quad R_c = \frac{PHT(\cos(a_c) - .25 \cos \beta)}{20(\cos K_b - \mu_{can} \text{ sen } K_b) + (\cos K_c + \mu_{can} \text{ sen } K_c)}$$

$$R_b = 20R_c$$

Dividiendo la ecuación 1.19 entre la 1.20 y despejando θ

$$\theta = \text{angtan} \left(\frac{C_1}{C_2} \right)$$

donde

$$C_1 = -R_b(\sin K_b + \mu_{can} \cos K_b) + R_c(\sin K_c - \mu_{can} \cos K_c) + B_g \sin \beta$$

$$C_2 = R_b(\cos K_b - \mu_{can} \sin K_b) + R_c(\cos K_c + \mu_{can} \sin K_c) + B_g \cos \beta$$

$$M_{11} = R_X L_{1A}$$

$$M_{14} = (T_{BX} + T_{CX})(L_{1A} + L_{2A} + L)$$

Según el teorema de la superposición [4], en donde se estudian los efectos que tiene cada fuerza por separado en los apoyos; se hace por un lado, la sumatoria de deformaciones y por el otro el de ángulos de deformación que se tienen a lo largo de la flecha. Ya que los desplazamientos lineales y angulares son mínimos por considerar apoyos rígidos, se tiene:

$$(1.22) \quad F_{2X} = \frac{M_{11}L_{1A} + M_{14}(L_{1A} + L_{2A} + L) - 2M_{2Y}(L_{1A} + L_{2A})}{(L_{1A} + L_{2A})^2} - \mu_{lub}F_{2Y}$$

$$(1.23) \quad M_{2Y} = \frac{C_4 - C_3(3L_{TOT} - L_{1A} - L_{2A})}{3(L_{1A} + L_{2A})^2 - 2(3L_{TOT} - L_{1A} - L_{2A})(L_{1A} + L_{2A})}$$

en donde

$$C_3 = M_{11}L_{1A} + M_{14}(L_{1A} + L_{2A} + L)$$

$$C_4 = M_{11}L_{1A}(3L_{TOT} - L_{1A}) + 2M_{14}L_{TOT}^2$$

Haciendo la sumatoria en torno al eje x

$$(1.24) \quad F_{1X} = R_X + T_{BX} + T_{CX} - F_{2X} - \mu_{lub}(F_{1Y} + F_{2Y})$$

Tomando momentos alrededor de l (Fig. 1.11)

$$(1.25) \quad M_{1Y} = (F_{2X} + \mu_{lub}F_{2Y})(L_{1A} + L_{2A}) - (T_{BX} + T_{CX})L_{TOT} - R_X L_{1A}$$

Las fórmulas anteriores sirven para estimar las reacciones en dirección X y los momentos en torno a Y en ambos cojinetes, sólo resta calcular los momentos generados en torno al eje X :

$$(1.26) \quad M_{1X} = PHT(L_{1A}) + (F_{2Y} - \mu_{lub}F_{2X})(L_{1A} + L_{2A}) + (T_{BY} - T_{CY})L_{TOT}$$

$$(1.27) \quad M_{2X} = PHT(L_{2A}) + (-F_{1Y} + \mu_{lub}F_{1X})(L_{1A} + L_{2A}) + (T_{BY} - T_{CY})L$$

Para demostrar la utilidad de las ecuaciones 1.21-1.27, se resuelven para los siguientes valores:

$PHT = 285$ Ton; $\mu_{cam} = 0.3$; $\mu_{lub} = 0.0$; potencia del molino = 250 CP; velocidad angular = 3.5 rpm;

$L_{TOT} = 10.6$ pies; $l_{rod} = 7$ pies; $l_{coj} = 1.625$ pies; $\beta = 5^\circ$; $\alpha_c = 15^\circ$; $k_b = 37^\circ$ y $k_c = 35^\circ$.

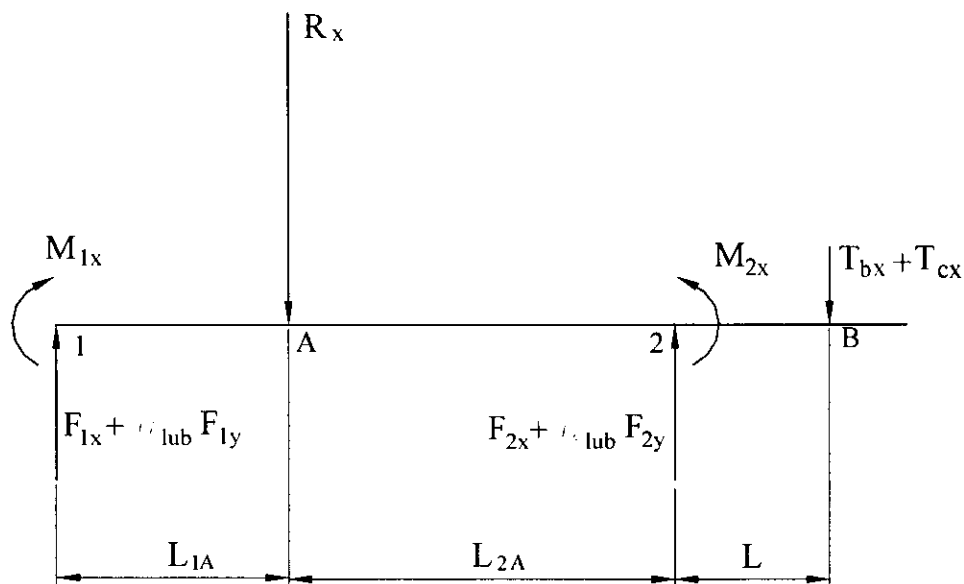


Figura 1.11 DCL y reacciones verticales aplicadas en el rodillo superior
 R_x varía su posición axial a lo largo del rodillo, generando los momentos reactivos M_{1x} y M_{2x}

La tabla 1.1 muestra los resultados obtenidos; las graficas 1.1-1.4 muestran la variación de las reacciones y momentos conforme cambia la posición axial de la componente R_x .

Al observar los resultados gráficos se puede concluir que las reacciones horizontales F_{1x} y F_{2x} tienen un comportamiento en que una desciende mientras la otra asciende. Este comportamiento se puede explicar si recordamos que conforme se aproxima la componente R_x hacia algún extremo provoca que la reacción horizontal en este punto crezca pero en el lado contrario disminuya. Los resultados obtenidos asumen que el ángulo del cabezote (medido a partir del eje Y en el sentido contrario al de las manecillas del reloj), es de 15° , este es común en algunos molinos de la marca Fulton.

TABLA 1. REACCIONES Y MOMENTOS PARA EL RODILLO SUPERIOR DE UN MOLINO 0.98x1.8 m ($R=320.14$ Ton, $R_c= 15.1$ Ton, $R_b=301$ Ton, $PHT=285$ Ton)

L (m)	x_1 Grados	F_1 (Ton)	F_{1X} (Ton)	M_{1X} Ton-m	M_{1Y} Ton-m	x_2 Grados	F_2 (Ton)	F_{2X} (Ton)	M_{2X} Ton-m	M_{2Y} Ton-m
0	-44.26	204.2	146.3	251.3	-31.4	-65.5	156.5	64.8	814.9	14.55
0.1	-45	201.6	142.3	223.7	-40	-64.33	158.1	68.5	787.4	13
0.2	-46	198.2	137.7	196.2	-46	-62.8	160.3	73.3	760	11.3
0.3	-47.2	194.3	131.9	168.7	-51.2	-61	162.9	79	732.3	9.3
0.4	-48.6	189.7	125.3	141.2	-53.9	-58.9	166.3	85.7	704.8	7.3
0.5	-50	184.9	117.9	113.6	-54.9	-56.8	170.25	93.2	677.3	5.2
0.6	-52.4	179.8	109.6	86.1	-54.5	-54.6	174.8	101.3	649.8	3.18
0.7	-54.7	174.5	100.2	58.55	-52.7	-52.3	180.2	110.2	622.3	1.3
0.8	-57.3	269.3	91.4	31	-49.8	-50	186	119.6	594.7	-0.35
0.9	-60	164.2	81.6	3.4	-46	-47	192.5	129.4	567.2	-1.6
1	-63.4	159.3	71.4	-24	-41.5	-45.6	199	139.6	539.6	-2.56
1.1	-66.86	154.9	61	-51.5	-36.36	-43.3	206.9	150.1	512.13	-2.94
1.2	-70.6	151	50.2	-79	-30.8	-41.6	214.8	160.8	484.6	-2.74
1.3	-74.5	147.8	39.4	-106.7	-25	-39.7	223	171.8	457	-1.84
1.4	-78.7	145.3	28.6	-134.1	-19.2	-38	231.5	182.4	429	-0.173
1.5	-82.8	143.6	17.82	-161.7	-13.53	-36.4	240	193.2	402	2.36
1.6	-87	142.6	7.22	-189.2	-8.17	-34.9	248.7	203.8	374.5	5.86
1.7	-88.74	142.5	3.13	-216.8	-3.3	-33.6	257.3	214.15	346.9	10.4

La lubricación actual en los cojinetes no es la adecuada; el movimiento del rodillo provoca el rompimiento de la película de aceite y este sale rápidamente por los costados del cojinete. Los resultados muestran que las fuerzas y momentos generados en los cojinetes son muy elevados; posiblemente esta sea la razón de que haya contacto entre los metales. En general, las condiciones que prevalecen en los ingenios son parecidas. Se puede diseñar un sistema de lubricación hidrotático para los cojinetes que reduzca el rozamiento. El diseño de un sistema hidrostático para estos cojinetes se plantea en los siguientes capítulos.

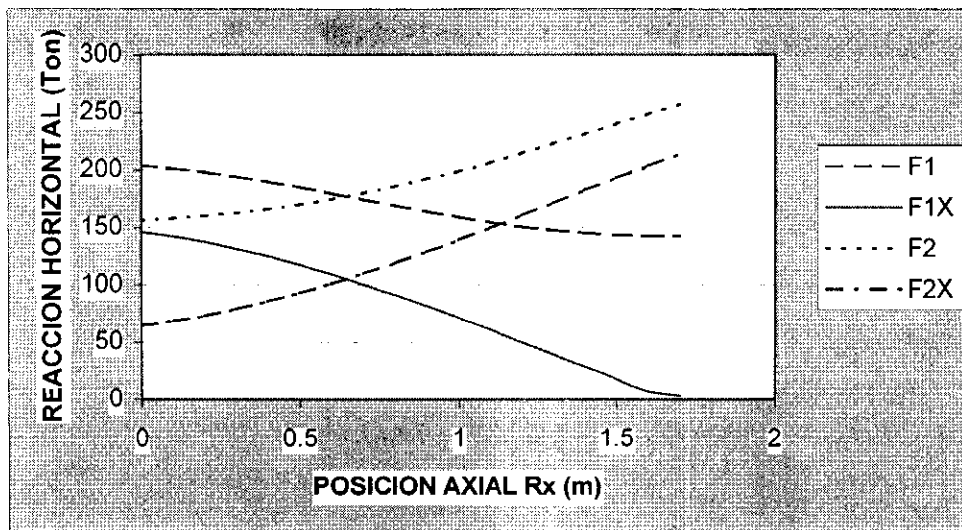


Figura 1.12 Variación de la posición de R_x y sus efectos en las reacciones horizontales en los puntos 1 y 2.

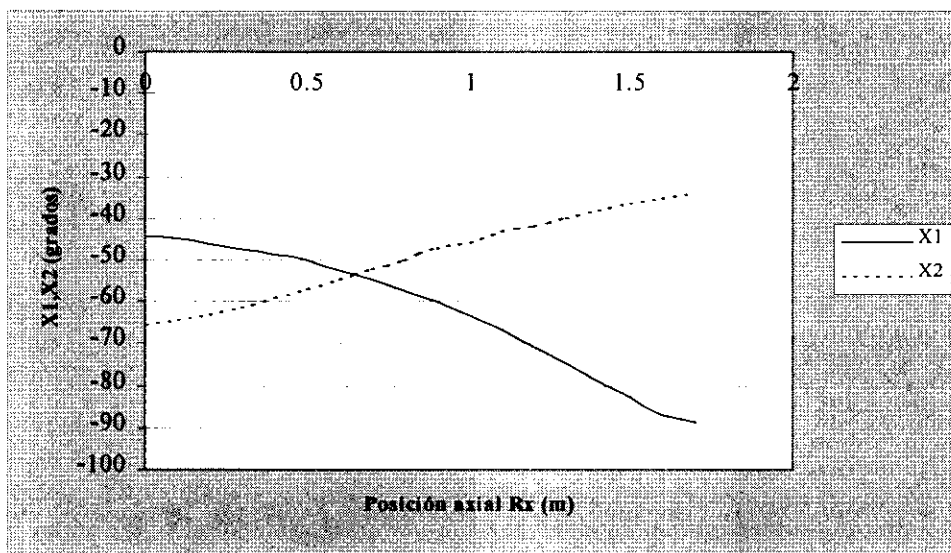


Figura 1.13 Posición angular de la fuerza de reacción en cada cojinete vs. posición axial de la fuerza externa a lo largo del rodillo (ver fig 1.7).

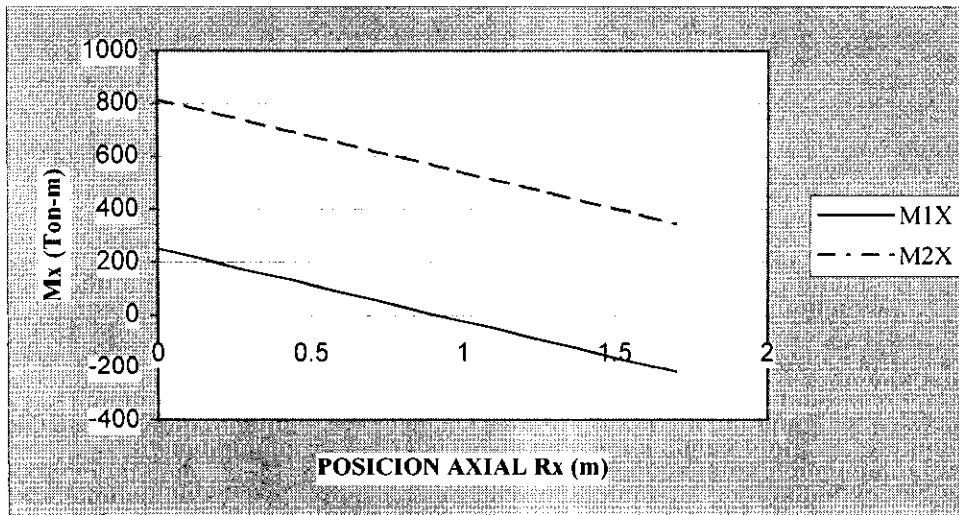


Figura 1.14 Momentos alrededor de X vs. posición axial de R_x .

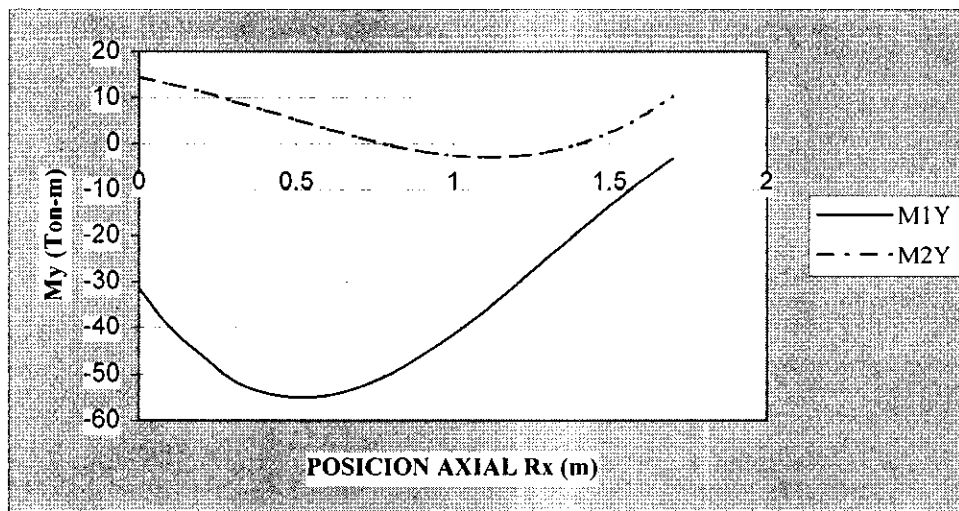


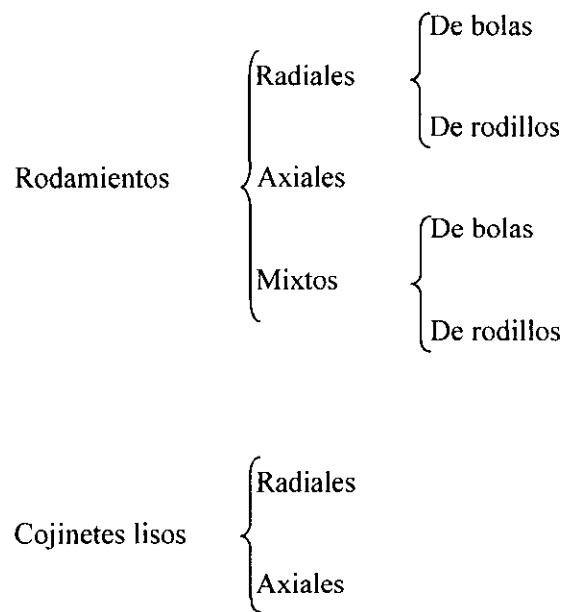
Figura 1.15 Variación de momentos alrededor del eje Y en los puntos 1 y 2 de cada cojinete vs. posición axial de R_x a lo largo del rodillo.

Capítulo 2

ESTUDIO DE COJINETES

INTRODUCCION

Hoy en día, el uso de maquinaria es vital en nuestra sociedad. Sistemas mecánicos, motores eléctricos, generadores, turbinas, etc.; todos ellos contienen en sus sistemas componentes que requieren soportar cargas y que al mismo tiempo giran. Los elementos que permiten realizar estas acciones son: los rodamientos y los cojinetes. Por la forma en que soportan la carga estos se clasifican de la siguiente manera:



Los cojinetes axiales se subdividen en cojinetes de disco y de patín. Los radiales en enterizos (de casquillo), teja (semipartido), sectores pivotantes y de rótula. Además, por el tipo de lubricación los cojinetes axiales pueden ser hidrodinámicos, hidrostáticos o mixtos.

2.1 LUBRICACIÓN HIDROSTÁTICA

Cuando se tiene el caso de que la velocidad de la flecha no es lo suficientemente alta como para generar la película hidrodinámica; se debe suministrar el lubricante por otros medios para generarla. El principio es simple, y como la lubricación hidrodinámica, tiene como fin evitar el contacto entre superficies metálicas de máquinas; ello para minimizar el par de rozamiento en donde el movimiento rotatorio es demasiado lento como para producir una película de lubricante.

Se suministra aceite o un fluido que sirva como lubricante entre dos superficies (Fig. 2.1). Supóngase que no hay pérdidas por fricción en la tubería de suministro, y que el gasto y la presión que resiste la bomba son suficientes para levantar a la placa. Ahora ya no importa si la placa está en movimiento está se apoyará siempre sobre la película de aceite. Si la carga aumenta, y se mantiene el flujo entrante, las nuevas condiciones de restricción hacen que se desarrolle una presión más alta; que podría seguir sosteniendo la carga hasta que fuera mayor que la de presión que pueda desarrollar la bomba.

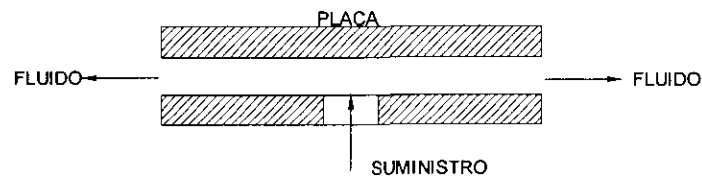


Figura 2.1 Principio de la lubricación hidrostática, el lubricante se suministra con la presión suficiente para levantar la placa.

Este principio, aunque sencillo, es muy efectivo cuando se requiere soportar grandes cargas con movimientos lentos. Un ejemplo es el que se tiene en los observatorios astronómicos; en donde la

importancia de la precisión es tan relevante como la del soporte de los grandes espejos. En estos telescopios el uso de zapatas hidrostáticas se vuelve una solución indispensable.

Debido a que las presiones de bombeo son relativamente bajas con respecto a las grandes cargas que se soportan; a que el coeficiente de fricción es cercano a cero y a que no se necesitan altas revoluciones, los cojinetes hidrostáticos se convierten en soluciones adecuadas para muchos sistemas.

Aunque las pérdidas por fricción en un cojinete hidrostático son bajas, la potencia total requerida para la operación hidrostática puede ser muy alta, pues se requiere de una importante cantidad de potencia para presurizar al fluido. Por eso, el diseño involucra la optimización del flujo de acuerdo a la capacidad de carga.

Intentar predecir el funcionamiento de los cojinetes hidrostáticos (también llamados cojinetes presurizados externamente), involucra el conocimiento de la distribución de presiones dentro de la película de lubricante que resulta de la inyección del fluido por uno o más puntos.

La capacidad de carga del cojinete estará determinada por la integración de la distribución de presiones en toda la superficie del cojinete. La cantidad de flujo que se suministre estará regida por las condiciones de presión en la película y la correspondiente caída de presión provocada por el restrictor.

2.2 RECESOS

Los recesos son ranuras practicadas en la parte interior del cojinete hidrostático; es por donde se alimenta el lubricante (Fig. 2.2). Los cojinetes hidrostáticos para fluidos incompresibles son diseñados con recesos de suministro, que ocupan una fracción de la superficie del cojinete.

Si el receso tiene suficiente profundidad, el flujo que se dá prácticamente es sin restricción; por lo que la caída de presión desde la alimentación hasta los bordes del receso es muy pequeña. Esta es la razón de considerar la presión uniforme dentro del receso.

La cantidad y tamaño de recesos que puede tener un cojinete dependerá de las condiciones de carga máxima (magnitud y dirección) que se tengan en la flecha. Desafortunadamente no hay un procedimiento directo para determinar la forma, ubicación o número de recesos en el cojinete*.

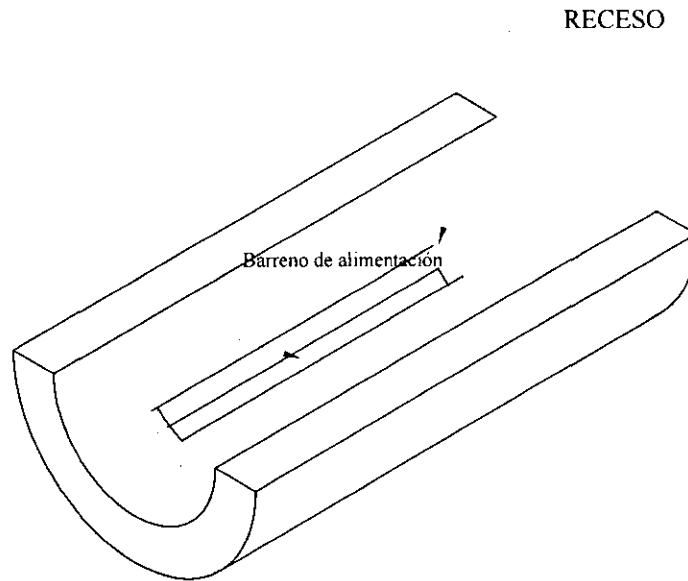


Figura 2.2 Cojinete parcial de 180° con un receso y un barreno de alimentación.

La metodología utilizada aquí es la de interacción con el programa "HYDROSTAT". Los beneficios de utilizar un programa de computadora se verán más adelante, en donde su utilización se traducirá en ahorro de tiempo y por ende, en costo.

2.4 RESTRICTORES DE FLUJO

En un cojinete hidrostático la película de lubricante separa la flecha del cojinete. El lubricante se mantiene por medio de una fuente externa, sin embargo, si se modifica la carga externa o los momentos externos, se cambia también la posición de la flecha y la restricción al flujo proveniente de cada receso también se modifica. Al usar restrictores de flujo se logra la distribución adecuada

* Para la estimación y optimización de los recesos de el cojinete que será utilizado más adelante como ejemplo de cálculo, se utiliza el programa "HYDROSTAT" desarrollado por el Dr. Luis F. Martínez Báez (FI); el cual a partir de las ecuaciones de Navier-Stokes y de flujo en los recesos, hace una aproximación de la capacidad de carga del cojinete.

de todo el gasto, y se asegura la alimentación de los recesos en donde la restricción externa por la flecha haya aumentado.

FUNCIÓN

Supongase que se tiene un cojinete hidrostático con cuatro receso distanciados 90° uno de otro; y que se quiere utilizar en un sistema para levantar un peso que gira lentamente.

Como se mencionó antes, el cojinete requerirá de un sistema de bombeo que suministre lubricante con la presión suficiente para levantar a la flecha. El cojinete se encuentra conectado a una bomba por medio de un múltiple de distribución; el sistema descrito se parecería al de la figura 2.3.

Cuando entra en funcionamiento la bomba, esta proporciona el lubricante; la presión en cada receso estará determinada por la aplicación de la carga. Si suponemos que no hay pérdidas en la tubería, la única restricción que se tiene a la salida de cada receso es la obstrucción que origina la flecha y su posición.

El espesor de la película estará determinado por las características del flujo y por la presión que desarrolle el receso. Se hace hincapié en que la presión de la bomba estará regida por la restricción total en el cojinete y el sistema. De acuerdo a las condiciones mostradas en la figura 2.3, el receso *1* es el que tiene que resistir la mayor proporción del peso de la flecha y la fuerza *F*; mientras los restantes tres ayudan a la alineación. Al tener esta condición, y ya que los cuatro recesos son alimentados por un múltiple de distribución, el lubricante seguirá el camino que le sea más fácil (recesos *2*, *3* y *4*), dejando al receso *1* sin la cantidad de lubricante necesario para levantar a la flecha. Es más, el lubricante en el receso *3* se opone a la labor del receso *1*.

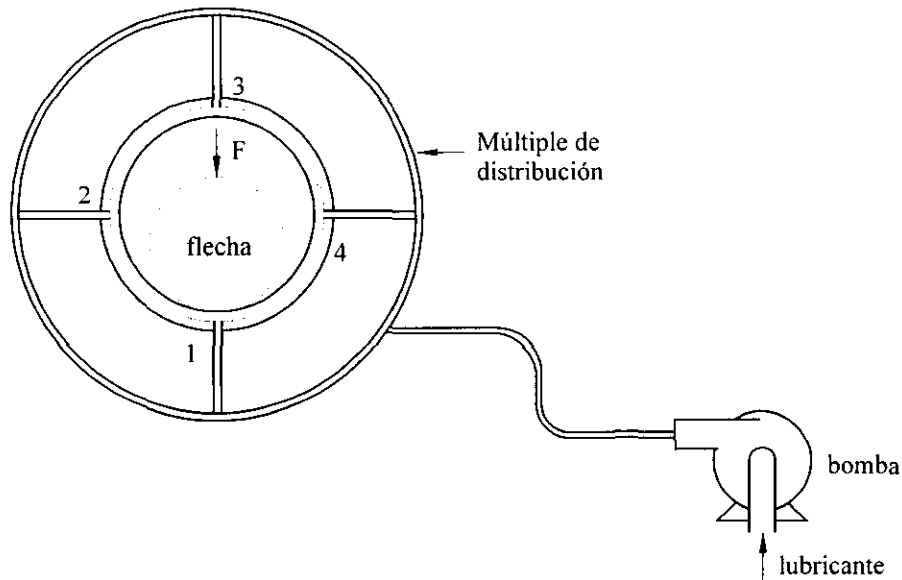


Figura 2.3 Sistema de lubricación hidrostática con cuatro recesos sin restrictores y conectado directamente a la bomba.

La situación anterior se puede remediar si se instala una bomba de desplazamiento positivo para cada receso de todos los cojinetes; algo que resulta impráctico en muchos casos; o puede diseñarse el sistema con elementos compensadores o restrictores que colocados en cada línea de los recesos restringen el paso del lubricante. Ahora la bomba tendrá una restricción extra.

Con el restrictor se evita que el flujo se dirija en su totalidad a los recesos con menor restricción por parte de la flecha, y se logra tener lubricante en aquellos recesos con mayor restricción (Fig. 2.4).

TIPOS

Los restrictores externos mas comunes son los tubos capilares, las placas con orificio y las válvulas compensadoras. Las válvulas compensadoras permiten la modificación de la rigidez del cojinete a expensas de una mayor complejidad mecánica.

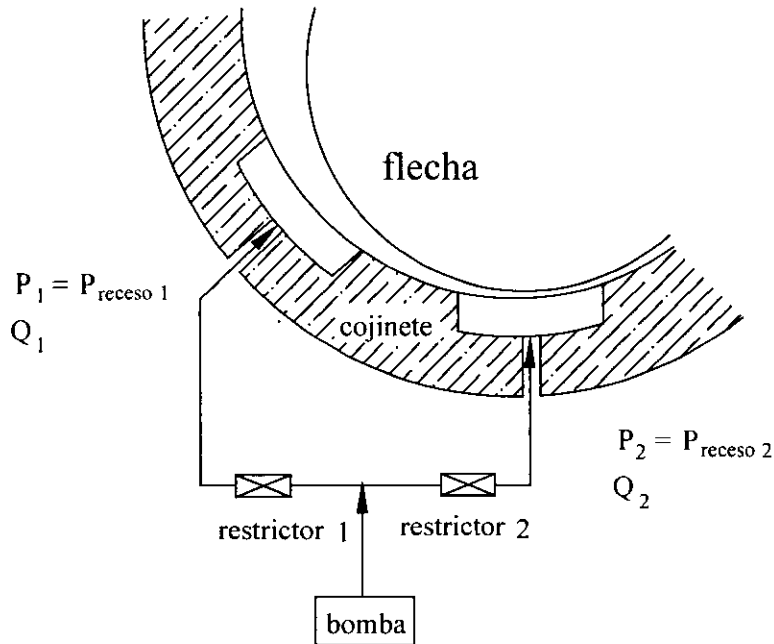


Figura 2.4 Restrictores de flujo, que colocados en la línea de alimentación regulan el gasto hacia el receso.

Los restrictores más usados para fluidos incompresibles son los tubos capilares y las placas con orificio. Las placas proveen de alta rigidez al cojinete, sin embargo, su uso implica la calibración o construcción de acuerdo a normas y su posible desgaste hacen necesario la recalibración y rediseño; esto resulta menos ventajoso que los capilares en donde la relación de resistencia externa a la resistencia de la película es independiente de la viscosidad del fluido. Además, la restricción puede controlarse a través de la longitud. La desventaja de los capilares es que tienen cierta tendencia a taponarse.

TUBO CAPILAR. Es un tubo relativamente pequeño ($l_c > 20d_c$), la ecuación que relaciona el gasto y la presión para un flujo laminar incompresible en este tipo de elemento es:

$$P_s - P_r = \frac{128\mu}{\pi d_c^4} Q l_c \quad \text{ó} \quad Q_r = \frac{k_c (P_s - P_r)}{\mu} \quad \text{donde; } k_c = \frac{\pi d_c^4}{128 l_c}$$

P_s y P_r son la presión de suministro y del receso, la constante k_c es particular para cada restrictor capilar, recuérdese que estas ecuaciones son sólo válidas para el caso en que el flujo es laminar, es decir:

$$N_r = \frac{4\rho Q}{\pi d_c \mu} \leq 2000$$

Los valores del diámetro del capilar (d_c) se pueden obtener de la tabla 2.1.

El caso más común en la mayoría de las aplicaciones es cuando la carga varía. Rippel [6] realizó estudios para esta situación; los resultados obtenidos abordan dos situaciones que se pueden presentar; una, que el espesor de la película cambie (lo que lleva también al cambio en la presión en el receso) y dos, que el gasto a través del restrictor cambie también. Para analizar estas situaciones Rippel definió el número característico del cojinete el cual sirve para entender mejor como podría responder el cojinete bajo ciertas condiciones externas de carga y desalineamiento.

NÚMERO CARACTERÍSTICO

Todas las variables que se presentan en un cojinete pueden ser expresadas en relación a la presión en el receso y a la presión de suministro. La relación entre las dos presiones se conoce como número característico del cojinete (β); otras características de funcionamiento se pueden estimar a partir del parámetro β :

$$\beta = \frac{P_r}{P_s} \quad ; \quad (0 < \beta < 1)$$

El gasto de lubricante a través del restrictor queda establecido como:

$$Q_r = k_Q \frac{k_c}{\mu} P_s \quad ; \quad k_Q = (1-\beta)$$

Tabla 2.1--Diámetros de tubos capilares [6]

No.	Diámetro dc (pulg)	Espesor de pared (pulg)	No.	Diámetro dc (pulg)	Espesor de pared (pulg)
7	0.150±.003	0.015±.001	19	0.027±0.0015	0.0075±.0005
8	0.135±.003	0.015±.001	20	0.023±0.0015	0.006±.0005
9	0.118±.003	0.015±.001	21	0.020±0.0015	0.006±.0005
10	0.106±.003	0.014±.001	22	0.016±0.0015	0.006±.0005
11	0.091±.003	0.013±.001	23	0.013+0.0025	0.006±.00025
12	0.085±.003	0.012±.001		-0.00125	
13	0.071±.003	0.012±.001	24	0.012+0.00025	0.005±.00025
14	0.063±.003	0.010±.001		-0.00125	
15	0.054±.0015	0.009±.0005	25	0.010+0.00025	0.005±.00025
16	0.047±.0015	0.009±.0005		-0.00125	
17	0.042±.0015	0.008±.0005	26	1.010+0.00025	0.004±.00025
18	0.033±.0015	0.008±.0005		-0.00125	

Potencia de bombeo del cojinete

$$H_{bc} = k_H \frac{k_C}{\mu} P_s^2 \quad ; \quad k_H = (1-\beta) \beta$$

Rigidez del cojinete

$$S_r = k_s (a_f A_p P_s) (a_f q_f / k_C)^{1/3} \quad ; \quad k_s = 3(1-\beta)^{2/3} \beta^{3/4}$$

A_p = Area proyectada del cojinete

a_f = Coeficiente de carga del cojinete

Para escoger el restrictor más acorde a las necesidades del sistema de lubricación Rippel proporciona la tabla 2.2; en ella se compara costo, fabricación, espacio físico, vida útil y reutilización de los tres elementos más comunes. El hacer la mejor elección depende en mucho del equilibrio de todos estos rubros; no hay que olvidar que la orientación de este trabajo es la de solucionar un problema que existe actualmente en los ingenios azucareros y cuya necesidad inmediata es la de obtener una respuesta confiable y acorde a sus necesidades.

Tabla 2.2-- Consideraciones para elementos compensatorios* [6]

CONSIDERACION	CAPILAR	PLACA-ORIFICIO	VALVULA
COSTO INICIAL	2	1	3
FABRICACION E INSTALACION	2	3	1
ESPACIO REQUERIDO	2	1	3
REUTILIZACION	1	2	3
VIDA UTIL	1	2	3
AJUSTABILIDAD	2	3	1

*En donde 1 es lo mejor o lo más deseable.

Capítulo 3

ESTUDIO DE COJINETES HIDROSTATICOS

AUTOCOMPENSADOS

INTRODUCCION

Para determinar el comportamiento de la película de lubricante en el espacio que se forma entre el cojinete y la flecha, es necesario conocer los parámetros de forma así como la distribución de velocidad y presión que se obtienen a partir de las ecuaciones de Navier-Stokes.

3.1 PELICULA DE LUBRICANTE ENTRE DOS SUPERFICIES CILINDRICAS

Tratándose de dos superficies cilíndricas, que son excéntricas, el espesor de la película de lubricante puede variar en la dirección tangencial (Fig. 3.1). Cuando el sistema no está cargado estos pudieran estar concéntricos y el espesor de la película sería constante en cualquier punto entre la flecha y el cojinete. La línea de centros (Fig. 3.1), es la que se forma entre el centro de la flecha y el centro del cojinete, la distancia entre estos se conoce como excentricidad e , el radio del cojinete es r_b (bearing) y el radio de la flecha es r_j (journal); el claro radial se define como:

$$(3.1) \quad c = r_b - r_j$$

El origen del sistema coincide con el centro geométrico del cojinete (sistema de referencia fijo). Los ángulos se miden en el sentido antihorario. La línea O_1B forma el ángulo θ con el eje x , la línea de centros (e) forma el ángulo θ_0 con el eje x , γ es el ángulo complementario del ángulo θ_0 . El ángulo β se forma con la intersección de las líneas O_1B y O_2B .

Suponiendo un punto A , fijo en la superficie de la flecha, la distancia medida desde este punto hasta la superficie del cojinete será la distancia h , la cual se toma perpendicular a la superficie de la flecha.

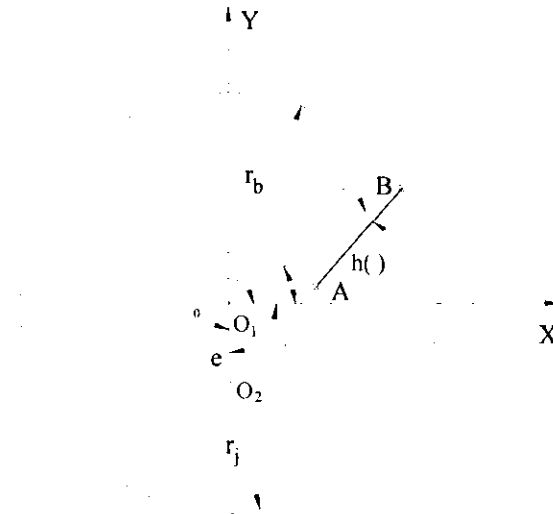


Figura 3.1 Parámetros geométricos para calcular $h(\theta)$.

Es espesor de la película h a un punto A se deriva de:

$$(3.2) \quad (r_j + h)\cos\beta - e\cos(\gamma + \theta) = r_b$$

$$(3.3) \quad \cos(\gamma + \theta) = \cos(\theta_0 - \theta)$$

$$(3.4) \quad \text{sen}(\gamma + \theta) = \text{sen}(\theta - \theta_0)$$

El ángulo β está en función de θ , de la figura 3.1 se observa que :

$$(3.5) \quad \frac{\text{sen } \beta}{e} = \frac{\text{sen}(\theta - \theta_0)}{r_j + h}$$

Relacionando (3.5) con el Teorema de Pitágoras se encuentra el $\cos\beta$ en función de θ .

$$(3.6) \quad \cos\beta = 1 - \frac{e^2}{(r_j + h)^2} \text{sen}^2(\theta - \theta_0)$$

sustituyendo (3.6) en (3.2)

$$(3.7) \quad (r_j + h) \left[1 - \frac{e^2}{(r_j + h)^2} \text{sen}^2(\theta - \theta_0) \right] + e \cos(\theta_0 - \theta) = r_b$$

La excentricidad es una fracción muy pequeña de r_j , usualmente $e / (r_j + h)$ es menor a 0.001. Valores más bajos se encuentran en situaciones especiales, si esta fracción se eleva al cuadrado el resultado estará por el orden de 10^{-4} , esta es razón suficiente para considerar que el término es despreciable comparado con los demás valores. De ello se desprende que:

$$(3.8) \quad (r_j + h) + e \cos(\theta_0 - \theta) = r_b$$

Considerando la relación $\epsilon = e/c$, simplificando y despejando h de la ecuación (3.8) se obtiene el valor del espesor de la película en función de θ y de la excentricidad.

$$(3.9) \quad h(\theta) = c(1 - \epsilon \cos(\theta_0 - \theta))$$

3.2 ECUACIONES DE LA LUBRICACION DE REYNOLDS

Las ecuaciones de la lubricación de Reynolds se obtienen a partir de las ecuaciones de Navier-Stokes; para flujos incompresibles newtonianos, estas son:

$$(3.10) \quad \begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + \rho g_x \\ \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) &= - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho g_y \\ \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) &= - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \rho g_z \end{aligned}$$

Los términos del lado izquierdo de la ecuación representan las fuerzas de inercia producidas en un fluido en movimiento y se pueden escribir como una derivada material o total para simplificar su notación.

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} &= \frac{Du}{Dt} \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} &= \frac{Dv}{Dt} \\ \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} &= \frac{Dw}{Dt} \end{aligned}$$

Para analizar el problema de la lubricación se hacen las siguientes consideraciones:

1. Los fluidos utilizados son viscosos y newtonianos.
2. En todo momento el flujo es laminar.
3. El análisis se realiza cuando el líquido se encuentra en régimen estable y permanente.
4. La viscosidad y la densidad permanecen constantes.
5. Las fuerzas de inercia son pequeñas comparadas con las producidas por los esfuerzos viscosos, es decir, $(Du/Dt=0, Dv/Dt=0, Dw/Dt=0)$.
6. Al tratarse de películas muy delgadas, los términos que representan las fuerzas de gravedad son muy pequeños comparados con los demás términos, por lo que se pueden despreciar.

Cosidérese el canal dibujado en la figura 3.2, en él x va en el sentido del movimiento relativo, y en el mismo punto que x pero perpendicular al movimiento relativo y z en todos los puntos a lo largo de la superficie. El uso de este sistema de referencia es congruente con el utilizado para la obtención del espesor de la película $h(\theta)$.

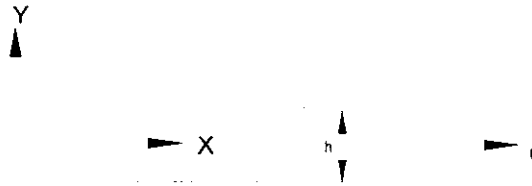


Figura 3.2 Sistema de referencia para simplificar las ecuaciones de Navier-Stokes.

Simplificando las ecuaciones (3.10) se obtienen las siguientes relaciones:

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial P}{\partial x} &= \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\
 \frac{\partial P}{\partial y} &= \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\
 \frac{\partial P}{\partial z} &= \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right)
 \end{aligned}
 \tag{3.11}$$

$$(3.12) \quad \frac{du}{dx} + \frac{dv}{dy} + \frac{dw}{dz} = 0$$

Considérese el elemento diferencial que se muestra en la figura 3.3a, en el se observa la variación de la velocidad en la dirección z . El movimiento del lubricante se debe principalmente al cambio de presión de un punto a otro; por lo que el sentido de la velocidad puede variar dependiendo de si el gradiente de presiones es positivo o negativo.

La variación de presión conforme se avanza en x se debe principalmente a: 1) el giro de la flecha y 2) al cambio de u con la altura h .

El flujo es permanente por lo que $(\partial/\partial x)(\partial u/\partial x) = 0$, además, los movimientos más importantes y sus velocidades se dan en los ejes x e z ; en el eje y estas variaciones son muy pequeñas comparadas con los demás movimientos. De la misma manera u y v no varían con z , la velocidad w no cambia conforme se avanza en x , además, $(\partial w/\partial z) = 0$ (régimen estable y permanente) por lo que la segunda derivada es nula.

Debido a que el espesor de la película h es muy pequeño, no se produce una diferencia de presión en dirección y que sea significativa, es decir $(\partial P/\partial y) = 0$. En general, si se toman en cuenta las consideraciones hechas anteriormente las ecuaciones (3.11) se simplificarán quedando como sigue.

$$(3.13) \quad \frac{\partial P}{\partial y} = 0$$

$$(3.14) \quad \frac{\partial P}{\partial z} = \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}$$

$$(3.15) \quad \frac{\partial P}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

ahora estamos en condiciones de integrar las ecuaciones (3.13) y (3.14) con respecto de y .

$$(3.16) \quad \Rightarrow \quad dy \left(\frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) = d \left(\frac{du}{dy} \right)$$

Integrando nuevamente la ecuación (3.15)

$$(3.17) \quad u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} y^2 + C_1 y + C_2$$

Para calcular el valor de las constantes C_1 y C_2 se establecen las condiciones de frontera, así cuando

$$y=0 \quad \Rightarrow \quad u=0 \quad ; \quad y=h \quad \Rightarrow \quad u=U$$

De aquí se desprende que $C_2=0$

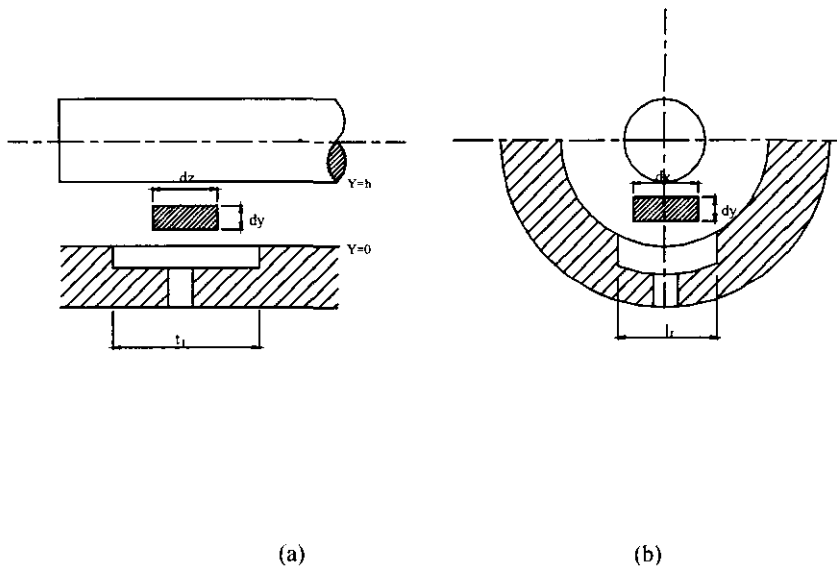


Figura 3.3 Perfil de velocidades en x, y y z

$$C_1 = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} h + \frac{U}{h}$$

y

sustituyendo en la ecuación (3.16), se obtiene la expresión que define el perfil de velocidades en la dirección x .

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} y^2 + \left(\frac{U}{h} - \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} h \right) y$$

Reacomodando términos

$$(3.18) \quad u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} (y^2 - hy) + U \frac{y}{h}$$

Realizando el mismo procedimiento en la ecuación (3.13), pero con las condiciones de frontera

$$y=0 \quad w=0 \quad ; \quad y=h \quad w=0$$

se llega a la expresión que define el perfil de velocidades en la dirección z :

$$(3.19) \quad w = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial z} (y^2 - hy)$$

Nuestro principal interés es determinar la ecuación del comportamiento de la velocidad (v) en la dirección y , si derivan las ecuaciones (3.17) y (3.18) con respecto de x e y respectivamente; se sustituye el resultado en la ecuación de la conservación de la masa para flujo tridimensional (3.12). se obtiene la expresión que relaciona v en términos de P .

$$(3.18'') \quad \frac{du}{dx} = \frac{1}{2\mu} \left[\frac{d}{dx} (y^2 - hy) \right] + \frac{d}{dx} \left(U \frac{y}{h} \right)$$

$$(3.19'') \quad \frac{dw}{dz} = \frac{1}{2\mu} \left[\frac{d}{dz} (y^2 - hy) \right]$$

Sustituyendo las ecuaciones (3.18'') y (3.19'') en (3.12), y reacomodando términos:

$$(3.20) \quad dv = \left[-\frac{1}{2\mu} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial P}{\partial x} (y^2 - hy) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial P}{\partial z} (y^2 - hy) \right) \right] - \frac{\partial}{\partial x} U \frac{y}{h} \right] dy$$

Ya que se desea conocer la variación de v , integramos de 0 a h para obtener la ecuación que predice el comportamiento de v en función de la presión y del claro radial h .

$$(3.21) \quad \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial P}{\partial x} h^3 \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial P}{\partial z} h^3 \right) = 6\mu \left[U \frac{\partial}{\partial x} h + 2V \right]$$

La ecuación (3.21) se conoce como la ecuación de Reynolds de la lubricación. Es una ecuación diferencial parcial, no lineal, de segundo orden y primer grado. Está en función de los cambios de presión y del espesor de la película en dirección x y z . El primer término del lado derecho expresa la variación de cambio de h con respecto de x . El segundo término del lado derecho incluye la velocidad en la película de lubricante en la dirección vertical (asumiendo una película desplegada), según la convención tomada en la figura 3.2. Los dos términos del lado izquierdo involucran el cambio de presión; el primero lo hace en la dirección x (alrededor de la flecha y o recesos), y el segundo a lo largo de la flecha (dirección axial). La importancia de esta ecuación se hará evidente más adelante.

3.3 FLUJO EN LOS RECESOS

En la ecuación de Reynolds de la lubricación se encuentran variables que aún son desconocidas; como la presión y velocidad que están en función de x y z . El análisis hecho para obtener la ecuación de la lubricación, contempla un volumen de control ubicado en la película que se forma entre el cojinete y la flecha sin importar su posición. Ahora se ubica el volumen de control en un receso; esto con la finalidad de hacer el balance másico y determinar la cantidad de lubricante que fluye a través de él. El volumen de control tiene las mismas dimensiones que el receso y se proyecta por encima de él a una altura $h(\theta, z)$ (fig.3.4).

El lubricante es alimentado por la parte exterior del receso a través de un barreno de diámetro D_r , el fluido solo puede salir por las cuatro caras laterales del volumen de control.

Ahora, para encontrar el gasto total a través del volumen de control haremos las siguientes suposiciones:

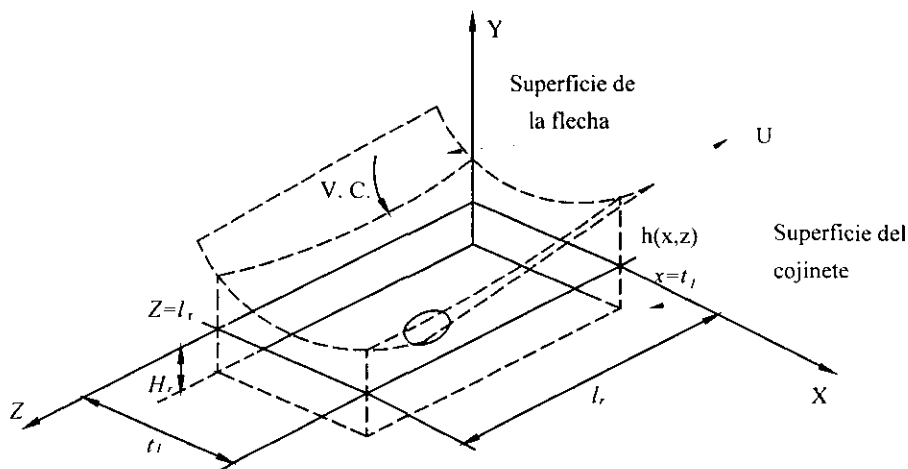


Figura 3.4 La parte inferior representa un receso con dimensiones t_1 , l_r y H_c . La parte superior que se proyecta es el volumen de control utilizado para el cálculo de gasto de lubricante.

- Que la curvatura del cojinete es despreciable o que el cojinete se encuentra extendido.
- Que los acabados en los bordes del receso no provocan turbulencia en el fluido.

Para la cara $(yz)_{x=0}$ del receso, el gasto volumétrico se calcula como:

$$(3.22) \quad Q(yz)_{x=0} = \int_0^{l_r} \left[\int_0^h u dy \right] dz$$

sustituyendo el valor de u obtenido en la ecuación (3.17)

$$(3.23) \quad Q(yz)_{x=0} = \int_0^{l_r} \left[\int_0^h \left(\frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} (y^2 - hy) + U \frac{y}{h} \right) dy \right] dz$$

$$Q(yz)_{x=0} = \int_0^{l_r} \left[\left(\frac{U}{2} h - \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) dz \right]_{x=0}$$

Con la ecuación 3.22 se encuentra el gasto de lubricante que sale en $(yz)_{x=0}$, de una manera similar se puede encontrar el flujo de lubricante en (yz) cuando $x=l_l$.

$$(3.24) \quad Q(yz)_{x=l_l} = \int_0^{l_r} \left[\left(\frac{U}{2} h - \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) dz \right]_{x=l_l}$$

Ahora bien, para hacer la evaluación del gasto de lubricante en el costado $(xy)_{z=0}$:

$$(3.25) \quad Q(xy)_{z=0} = \int_0^{l_l} \left[\int_0^h w dy \right] dz$$

sustituyendo el valor de w obtenido en (3.18) y evaluando para $(xy)_{z=0}$ y $(xy)_{z=l_r}$, se llega a las expresiones para calcular el gasto de lubricante

$$(3.26) \quad Q(xy)_{z=0} = \int_0^{l_l} \left[- \frac{1}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial z} h^3 dz \right]_{z=0}$$

$$(3.27) \quad Q(xy)_{z=lr} = \int_0^{l_r} \left[-\frac{1}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial z} h^3 dz \right]_{z=lr}$$

Para encontrar el gasto volumétrico total que pasa por las cuatro caras del volumen de control

$$Q_{TOT} = Q(yz)_{x=0} + Q(yz)_{x=l_r} + Q(xy)_{z=0} + Q(xy)_{z=l_r}$$

$$(3.28) \quad Q_{TOT} = \int_0^{l_r} \left[\left(\frac{U}{2} h - \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) dz \right]_{x=0} + \int_0^{l_r} \left[\left(\frac{U}{2} h - \frac{1}{2\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) dz \right]_{x=l_r} +$$

$$+ \int_0^{l_r} \left[-\frac{1}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial z} h^3 dz \right]_{z=0} + \int_0^{l_r} \left[-\frac{1}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial z} h^3 dz \right]_{z=l_r}$$

Al hacer un rápido análisis de la ecuación 3.28 se puede pensar que el siguiente paso es la integración; pero sería una decisión incorrecta ya que la variable h , para el caso de los molinos, es una variable tridimensional y no bidimensional, es decir, h también varía sobre el eje Z . En el siguiente apartado se desarrolla formalmente la expresión para calcular h con todas las variables involucradas para el caso tridimensional.

3.4 PELICULA DE LUBRICANTE ENTRE DOS SUPERFICIES CILINDRICAS: CASO TRIDIMENSIONAL [1].

Como quedó establecido, las ecuaciones de Reynolds de la lubricación y del flujo en los recesos quedan en términos de la variación de la altura $h(\theta, z)$ de la película de lubricante. En el apartado 3.1 se dedujo h para el caso bidimensional, pero es evidente que la flecha puede tener una cantidad ilimitada de movimientos en torno a los ejes X , Y y Z . Consideremos la figura 3.5, en donde el sistema XYZ se encuentra en el centro geométrico del cojinete (fijo). El sistema xyz esta separado una distancia e a un ángulo θ_0 con respecto al plano XZ ; este sistema esta fijo a la flecha y se mueve con esta.

En el caso general la flecha se desalineará un ángulo γ pasando de z a z'' , la dificultad que implica determinar el espesor h en términos de γ se puede reducir si se piensa que este mismo movimiento se puede lograr si primero se gira un ángulo α alrededor de x , y después β alrededor de y' ; o si primero se gira β alrededor de y , y después α alrededor de x' . La matriz para transformar el sistema

coordenado $x''y''z''$ al sistema XYZ es:

$$(3.29) \quad \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 & -\sin \beta \\ \sin \alpha \sin \beta & \cos \beta & \sin \alpha \cos \beta \\ \cos \alpha \sin \beta & -\sin \alpha & \cos \alpha \cos \beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x'' \\ y'' \\ z'' \end{bmatrix}$$

Ahora, para determinar las componentes de x_0, y_0 y z_0 en el sistema XYZ la matriz de transformación es:

$$(3.30) \quad \begin{bmatrix} x'' \\ y'' \\ z'' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \phi & -\sin \phi & 0 \\ \sin \phi & \cos \phi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{bmatrix}$$

entonces

$$\begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \beta \cos \phi & -\cos \beta \sin \phi & -\sin \beta \\ \sin \alpha \sin \beta \cos \phi + \cos \alpha \sin \phi & -\sin \alpha \sin \beta \sin \phi + \cos \alpha \cos \phi & \sin \alpha \cos \beta \\ \cos \alpha \sin \beta \cos \phi - \sin \alpha \sin \phi & -\cos \alpha \sin \beta \sin \phi - \sin \alpha \cos \phi & \cos \alpha \cos \beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{bmatrix}$$

ya que $y_0 = z_0 = 0$

$$(3.31) \quad \begin{aligned} X &= x_0 \cos \beta \cos \phi \\ Y &= x_0 (\cos \alpha \sin \phi + \sin \alpha \sin \beta \sin \phi) \\ Z &= x_0 (-\sin \alpha \sin \phi + \cos \alpha \sin \beta \cos \phi) \end{aligned}$$

$$\text{si } e_d \ll r_b \quad ; \quad e_d \ll r_j \quad \Rightarrow \quad \phi \cong \theta$$

Ademas $x_0 = /r_j + h /$

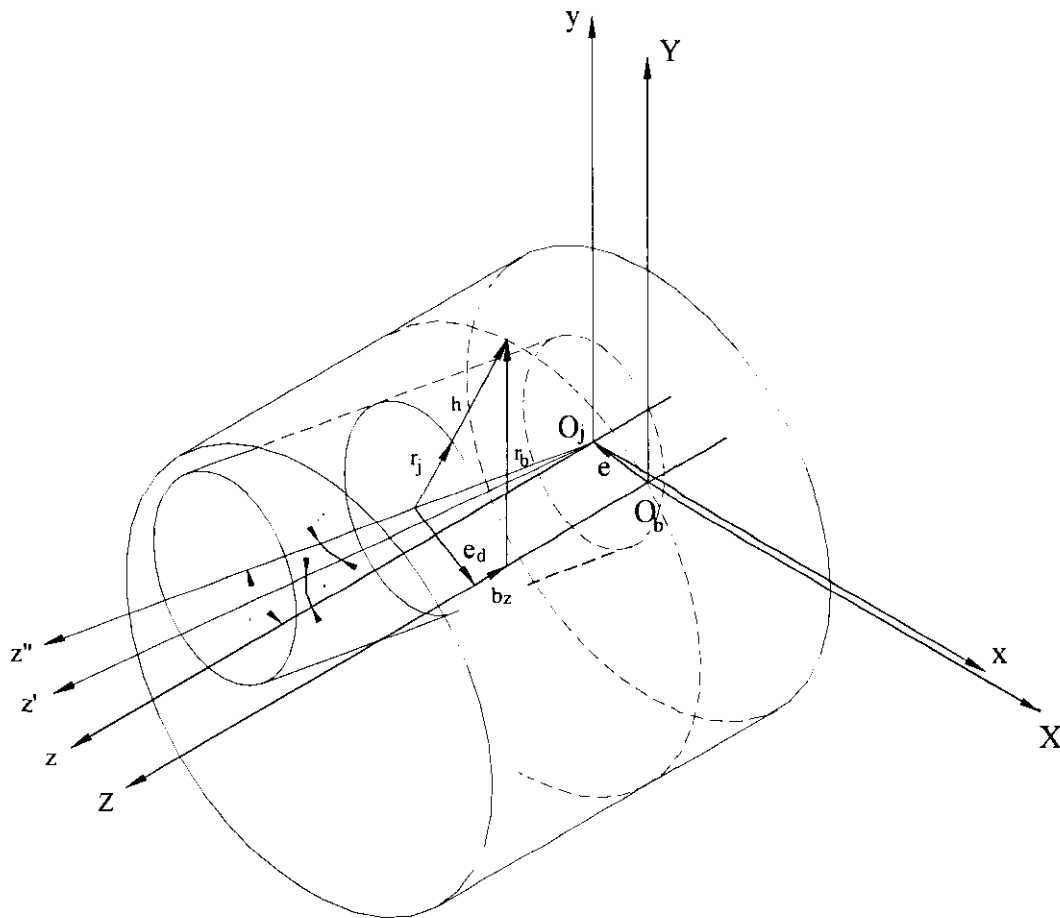


Figura 3.5 Sistema tridimensional y parámetros para obtener $h(\alpha, \beta, \theta, z)$ Ref. [1]

$$\begin{aligned}
 X &= r_j + h \cos \beta \cos \theta = r_{hx} - e_{dx} \\
 Y &= r_j + h(\cos \alpha \sin \theta + \sin \alpha \sin \beta \cos \theta) = r_{hy} - e_{dy} \\
 Z &= r_j + h(-\sin \alpha \sin \theta + \cos \alpha \sin \beta \cos \theta) = b_z
 \end{aligned}
 \tag{3.32}$$

Inicialmente, cuando el eje de la flecha se encuentra paralelo al eje del cojinete (Fig. 3.6) estos se encuentran separados una distancia e . Cuando el eje de la flecha gira α , el vector e , cambia a la nueva posición e_d (también perpendicular a Z) con ángulo θ_{0d} . Cuando el eje z' gira un ángulo β , el

vector e_d toma una nueva posición; θ_{0d} y c_z también toman nuevos valores.

$$e_{dy} = AD + e \operatorname{sen} \theta_0$$

pero $AD = O_j D \operatorname{sen} \alpha$
 $O_j D = z'' \cos \beta$

$$\therefore e_{dy} = z'' \cos \beta \operatorname{sen} \alpha + e \operatorname{sen} \theta_0$$

de la misma manera

$$e_{dx} = DP + e \cos \theta_0$$

pero $DP = z'' \operatorname{sen} \beta$

$$\therefore e_{dx} = z'' \operatorname{sen} \beta + e \cos \theta_0$$

$$e_d = \left(z'' \cos \beta \operatorname{sen} \alpha + e \operatorname{sen} \theta_0 \right)^2 + \left(z'' \operatorname{sen} \beta + e \cos \theta_0 \right)^2 \quad \text{y} \quad \theta_{0d} = \operatorname{arctan} \frac{e_{dy}}{e_{dx}}$$

despejando las componentes de r_b de las dos primeras ecuaciones (3.32)

$$r_{bx} = r_j + h (\cos \beta \cos \theta) + (e \cos \theta_0 + z \operatorname{sen} \beta)$$

$$r_{by} = r_j + h (\cos \alpha \operatorname{sen} \theta + \operatorname{sen} \alpha \operatorname{sen} \beta \cos \theta) + (e \operatorname{sen} \theta_0 + z \cos \beta \operatorname{sen} \alpha)$$

elevando al cuadrado, sumando y agrupando

$$a r_j + h^2 + 2(b_1 + b_2) r_j + h + c = 0$$

resolviendo la ecuación cuadrática y tomando el valor positivo de la raíz

$$(3.33) \quad h(\theta, z, \alpha, \beta) = \left(\frac{1}{a} \left(-b + \sqrt{b^2 - ac} \right) \right) - r_j$$

en donde:

$$a = \cos^2 \beta \cos^2 \theta + \sin^2 \alpha \sin^2 \beta \cos^2 \theta + \cos^2 \alpha \sin^2 \theta + 2 \cos \alpha \sin \theta \sin \alpha \sin \beta \cos \theta$$

$$b_1 = -e(\cos \alpha \sin \theta \sin \theta_0 + \sin \alpha \sin \beta \cos \theta \sin \theta_0 + \cos \theta \cos \beta \cos \theta_0)$$

$$b_2 = z(\sin \theta \sin \alpha \cos \alpha \cos \beta + \cos \theta \sin \beta \cos \beta + \cos \theta \sin^2 \alpha \sin \beta \cos \beta)$$

$$c = e^2 - r_b^2 + z^2(\sin^2 \alpha \cos^2 \beta + \sin^2 \beta) - 2ez(\sin \theta_0 \sin \alpha \cos \beta + \cos \theta_0 \sin \beta)$$

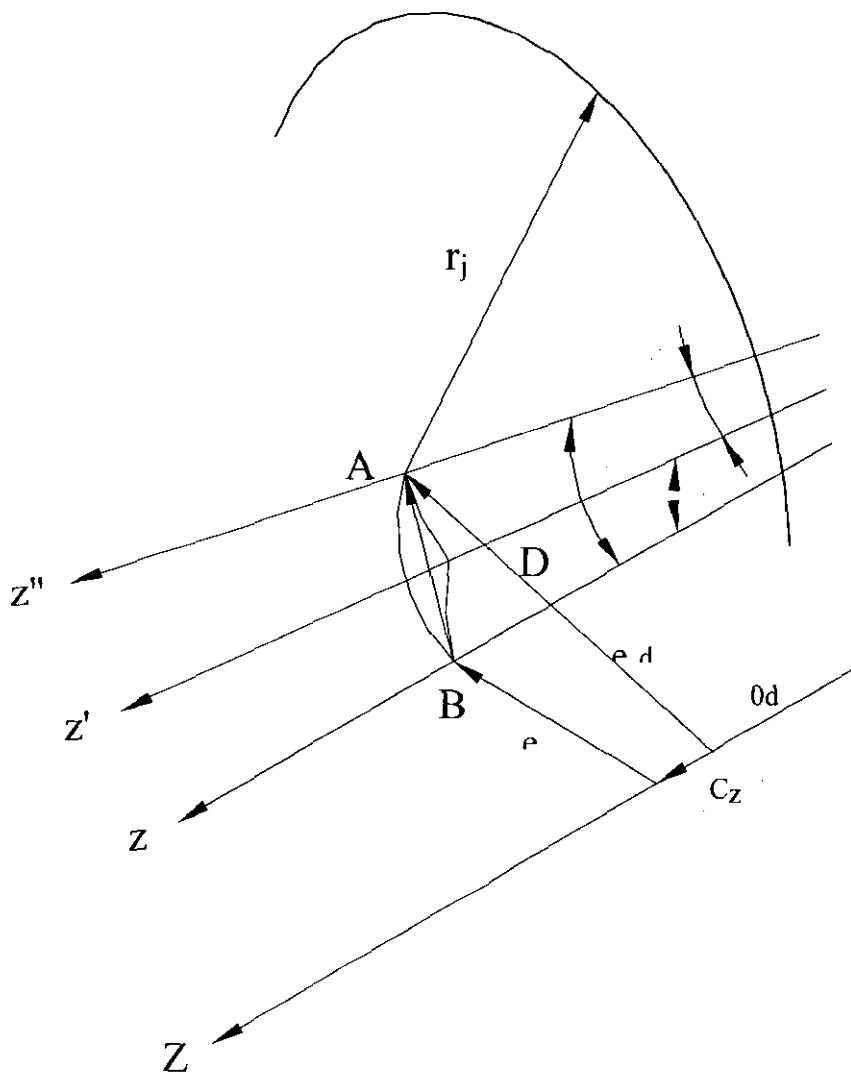


Figura 3.6 Parámetros geométricos y detalle del movimiento del vector e_d . Ref. [1]

Con la ecuación 3.33 se calcula el claro radial para el caso tridimensional cuando hay desalineamiento en la flecha.

3.5 LUBRICANTE

El aceite que se utiliza en los ingenios para la lubricación de las chumaceras no tiene usos adicionales al ya mencionado. Al contaminarse con jugo de caña se convierte en un producto inservible; esto hace que el ingenio deseche cantidades importantes del lubricante hacia el medio ambiente.

Con el fin de evitar esta situación se propone el uso de un lubricante, que además de utilizarse en el cojinete, no produzca daños al medio ambiente al desecharse.

Un ingenio basa su actividad principal en la fabricación de azúcar, simultáneamente se obtienen productos en menor cantidad, tales como mieles y melazas. Específicamente se propone la utilización de algunas de estas mieles en un sistema de lubricación para molinos y desmenuzadoras en sustitución del lubricante utilizado actualmente y que carece de usos adicionales.

Ahora bien, se propone el uso de una bomba L1H10-Poclairn de pistones (apéndice A4), la cual puede manejar líquidos cuyas viscosidades oscilan entre 0.1-0.2 Pa-s. La viscosidad de las mieles finales es un parámetro de mucha importancia si se quiere bombear por tuberías y al parecer este parámetro no

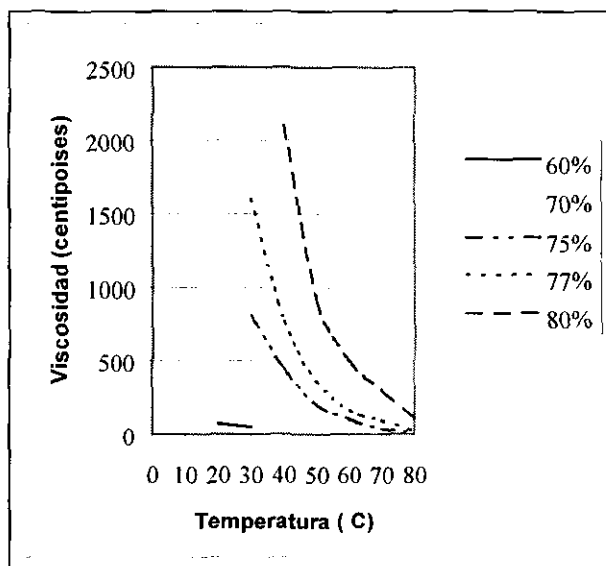


Figura 4.7 viscosidad contra temperatura para varias concentraciones de mieles Ref[11].

está relacionado directamente con la concentración *Brix* . La figura 4.7 [11], muestra el cambio en la viscosidad de las mieles contra la de temperatura a diferentes concentraciones.

La gráfica muestra que aún a bajas concentraciones *Brix* a temperatura ambiente, la viscosidad es demasiado alta para la bomba que se escogió ($100cP = 0.1Pa-s$); para mejorar esta situación se propone agregar agua para diluir y obtener una viscosidad media entre 0.1 y 0.2 Pa-s. Esta mezcla se puede utilizar como lubricante en el cojinete; teniendo la ventaja de que la temperatura de trabajo será muy cercana a la ambiental manteniendo su viscosidad prácticamente constante.

Capítulo 4

DISEÑO DE COJINETE AUTOCOMPENSADO

INTRODUCCION

Para obtener la solución matemática de las ecuaciones de la lubricación de Reynolds y del flujo en los recesos se requiere del planteamiento de dos ecuaciones diferenciales parciales en forma simultánea.

Es así como el problema se reduce a la solución de una de las formas de la ecuación de Reynolds junto con la del flujo en los recesos. Para encontrar la solución se deben conocer ciertos parámetros como: la forma del cojinete (esta se establece inicialmente y se modifica para eficientizar la capacidad de carga del mismo) y las condiciones de frontera en los límites del cojinete y en la zona donde es alimentado el lubricante. Consideración importante es el que la flecha se desalinea un ángulo α y β , lo que se traduce en un cambio en el espesor de la película de lubricante $h(\theta, \alpha, \beta, z)$ o claro radial.

Debido a la complejidad del cálculo del claro radial involucrado en la ecuación de la lubricación, la solución analítica de las dos ecuaciones diferenciales se vuelve una tarea no menos que imposible; por lo cual se plantea la solución por medio de un modelo numérico.

Para acercar la solución se divide el cojinete en una malla de $m \times n$ (m en la dirección x , n en la dirección z) con un nodo central. La alternativa de solución es la de encontrar la distribución de presiones en toda la superficie y en los recesos, junto con el gasto de lubricante para ciertas condiciones de desalineamiento y carga.

Se parte del fundamento de que la presión en los límites externos del cojinete (P_{atm}) y del múltiple de donde se distribuye el lubricante a los recesos (P_{mult}) permanecen constantes. Los métodos numéricos discretizan un volumen de control (caso tridimensional), el cual corresponde a todo el espacio formado entre la flecha y el cojinete, y que es ocupado por el lubricante. Se obtiene la solución en un punto interno (nodo) el cual representa el mismo valor en todo el volumen $\Delta X \Delta Y \Delta Z$. Para encontrar la solución del siguiente punto de la malla se utiliza el valor de los nodos vecinos; el procedimiento continúa hasta obtener los valores correspondientes de toda la malla.

4.1 SOLUCION DE LA ECUACION DE REYNOLDS

La ecuación de Reynolds obtenida en el capítulo anterior cae dentro de la clasificación de las ecuaciones diferenciales elípticas ($A=1, B=0, C=1$) [7].

$$(3.21) \quad 6\mu \left[U \frac{\partial}{\partial x} h + 2V \right] = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial P}{\partial x} h^3 \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial P}{\partial z} h^3 \right)$$

Ahora que se conoce el tipo de ecuación se puede emprender un método para obtener la solución.

Los métodos numéricos ofrecen una buena cantidad de formas para obtener la solución de las ecuaciones diferenciales parciales (EDP). Todos inician con el método de Euler [13] y después se modifican para darle al método más exactitud y rápida convergencia. La forma más utilizada es la de aproximación de derivadas en diferencias finitas, junto con las condiciones iniciales y de frontera, para ello se elige una cuadrícula extendida a lo largo de la zona de las variables que comprende toda el área extendida del cojinete (Fig. 4.1).

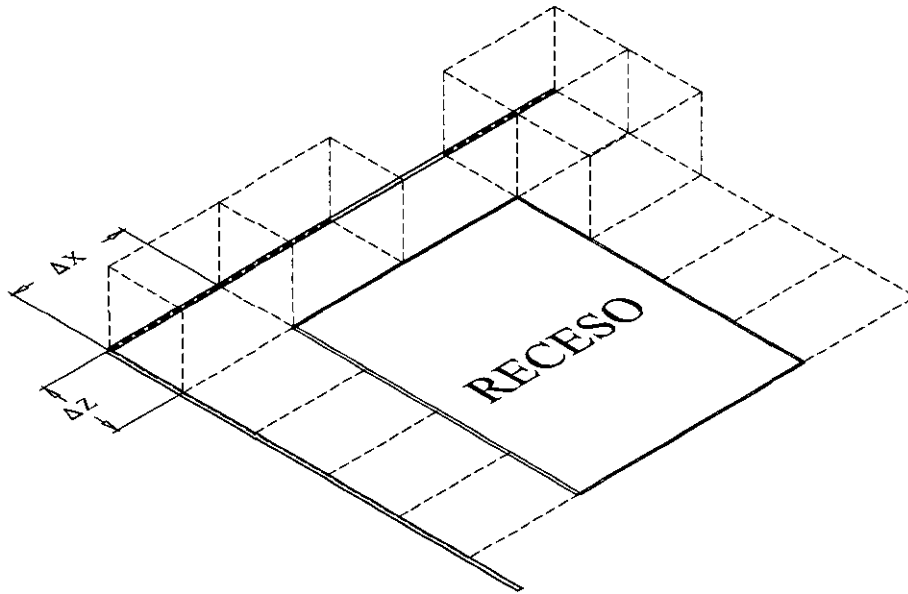


Figura 4.1 Malla sobre el cojinete, volumen diferencial $\Delta X = 2\pi r_j/m$; $\Delta Z = L/m$; $\Delta Y = h$

Desarrollando las derivadas de la ecuación (3.21):

$$(4.1) \quad \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} + \frac{3}{h} \frac{\partial h}{\partial x} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{3}{h} \frac{\partial h}{\partial z} \frac{\partial P}{\partial z} = \frac{6\mu}{h^3} \left[U \frac{\partial h}{\partial x} \right]$$

Se pueden utilizar diferencias hacia atrás o hacia adelante, pero las diferencias centrales conducen a una solución más rápida y exacta. También, partiendo del hecho de que más adelante se obtendrán las soluciones de los puntos adyacentes al receso (i_n, j_n), y que estos mismos valores serán utilizados para aproximar la solución de sus vecinos, se escoge la expansión en diferencias centrales de la ecuación (4.1).

Iniciando de las expresiones obtenidas a partir de la serie de Taylor [7] y aplicadas a nuestro caso:

$$(4.2) \quad P(i,j) = a(i,j)P(i+1,j) + b(i,j)P(i-1,j) + c(i,j)P(i,j+1) + d(i,j)P(i,j-1) + e(i,j)$$

En donde:

$$a(i, j) = \frac{(\Delta z)^2}{2[(\Delta x)^2 + (\Delta z)^2]} \left[1 + \frac{1}{2} f_1 \right]$$

$$b(i, j) = \frac{(\Delta z)^2}{2[(\Delta x)^2 + (\Delta z)^2]} \left[1 - \frac{1}{2} f_1 \right]$$

$$c(i, j) = \frac{(\Delta z)^2}{2[(\Delta x)^2 + (\Delta z)^2]} \left[1 + \frac{1}{2} f_2 \right]$$

$$d(i, j) = \frac{(\Delta z)^2}{2[(\Delta x)^2 + (\Delta z)^2]} \left[1 - \frac{1}{2} f_2 \right]$$

$$e(i, j) = \frac{(\Delta x)^2 (\Delta z)^2}{2[(\Delta x)^2 + (\Delta z)^2]} f_3$$

Donde los coeficientes f_1 , f_2 y f_3 quedan definidos como:

$$f_1 = \frac{3}{2h(i, j)} [h(i+1, j) - h(i-1, j)]$$

$$f_2 = \frac{3}{2h(i, j)} [h(i, j+1) - h(i, j-1)]$$

$$f_3 = \frac{3\mu U}{\Delta x} [h(i-1, j) - h(i+1, j)]$$

El sistema de ecuaciones que resulta se puede resolver por medio del método de Gauss-Seidel [7], pero debido a los requerimientos de memoria y a que el método tiene una lenta convergencia se propone una variación al método. Southwell¹ propuso el empleo de un factor de “sobrerelajación” que tiende a la solución con mayor rapidez (método de sobre-relajación sucesiva o *SRS*).

¹ Southwell hizo estudios para lograr una mayor rapidez de convergencia del método de Gauss-Seidel y también para facilitar su empleo en sistemas de cómputo [7].

Reescribiendo la ecuación para el cálculo de presiones²:

$$P_{(i,j)}^{(K-1)} = a_{(i,j)}P_{(i-1,j)}^{(K)} + b_{(i,j)}P_{(i+1,j)}^{(K)} + c_{(i,j)}P_{(i,j-1)}^{(K)} + d_{(i,j)}P_{(i,j+1)}^{(K)} + e_{(i,j)}$$

restando y sumando $P_{(i,j)}^{(K)}$ del lado derecho:

$$(4.3) \quad P_{(i,j)}^{(K-1)} = P_{(i,j)}^{(K)} + [a_{(i,j)}P_{(i-1,j)}^{(K)} + b_{(i,j)}P_{(i+1,j)}^{(K)} + c_{(i,j)}P_{(i,j-1)}^{(K)} + d_{(i,j)}P_{(i,j+1)}^{(K)} + e_{(i,j)} - P_{(i,j)}^{(K)}]$$

Dado que el problema planteado tiene condiciones en la frontera constantes (condiciones de Dirichlet) la estimación óptima del coeficiente de relajación (cr) se calcula como [7]:

$$cr_{opt} = \frac{4}{2 + \sqrt{4 + c^2}} ; \quad c = \left(\cos \frac{\pi}{m} + \cos \frac{\pi}{n} \right)$$

En donde m y n son el número de divisiones de la malla en cada lado de la región rectangular. El término entre corchetes de la ec. (4.3) se conoce como residuo [$r_{(i,j)}^{(K)}$]; la ecuación se modifica incluyendo el factor de sobrerelajación (cr) para obtener la nueva relación iterante.

$$(4.4) \quad P_{(i,j)}^{(K-1)} = P_{(i,j)}^{(K)} + cr(r_{(i,j)}^{(K)})$$

Esta expresión tiene rápida solución para el caso en que el cojinete no tiene recesos; cuando estos existen la ecuación 4.4 ya no es suficiente. La forma de complementar la solución plantea el uso de la ecuación de flujo en los recesos.

4.2 SOLUCION DE LA ECUACION DE FLUJO EN LOS RECESOS

En el capítulo anterior se estableció la ecuación para calcular el flujo en un receso, dado que la solución analítica de la ecuación 3.28 es demasiado difícil por la complejidad y la cantidad de variables que intervienen en el cálculo del espesor de la película de lubricante h ; se propone la solución aproximada de manera numérica utilizando la regla trapezoidal. Para simplificar más, se utiliza la aproximación de las derivadas parciales por medio de las diferencias centrales[▲].

² Se adicionan los subíndices para mostrar que se calcula un nuevo valor a partir de las iteraciones anteriores.

▲ La conveniencia de utilizar las diferencias centrales permite adaptar cada aproximación para cada lado de cada receso.

Finalmente, la ecuación para calcular el flujo de lubricante a través de un receso queda como:

$$(4.5) \quad q_r = N_1 + \frac{1}{12\mu} [N_2 + N_3 + N_4 + N_5 + P_0(D_1 + D_2)]$$

ó

$$(4.6) \quad P_0 = \frac{12\mu(q_r - N_1) + N_2 + N_3 + N_4 + N_5}{D_1 + D_2}$$

de donde

$$N_1 = \frac{U}{2} \left\{ \sum_{j_{\min}+1}^{j_{\max}-1} [h(i_{\min}, j) + h(i_{\max}, j)] \Delta z + [h(i_{\min}, j_{\min}) + h(i_{\min}, j_{\max}) + h(i_{\max}, j_{\min}) + h(i_{\max}, j_{\max})] \frac{\Delta z}{2} \right\}$$

$$N_2 = \left\{ \sum_{j_{\min}+1}^{j_{\max}-1} P(i_{\min-1}, j) h^3(i_{\min}, j) + P(i_{\max+1}, j) h^3(i_{\max}, j) \right\} \frac{\Delta z}{\Delta x}$$

$$N_3 = \left\{ \sum_{j_{\min}+1}^{j_{\max}-1} P(i, j_{\min-1}) h^3(i, j_{\min}) + P(i, j_{\max+1}) h^3(i, j_{\max}) \right\} \frac{\Delta x}{\Delta z}$$

$$N_4 = \left\{ P(i_{\min-1}, j_{\min}) h^3(i_{\min}, j_{\min}) + P(i_{\min-1}, j_{\max}) h^3(i_{\min}, j_{\max}) + P(i_{\max+1}, j_{\min}) h^3(i_{\max}, j_{\min}) + P(i_{\max+1}, j_{\max}) h^3(i_{\max}, j_{\max}) \right\} \frac{\Delta z}{2\Delta x}$$

$$N_5 = \left\{ P(i_{\min}, j_{\min-1}) h^3(i_{\min}, j_{\min}) + P(i_{\max}, j_{\min-1}) h^3(i_{\max}, j_{\min}) + P(i_{\min}, j_{\max+1}) h^3(i_{\min}, j_{\max}) + P(i_{\max}, j_{\max+1}) h^3(i_{\max}, j_{\max}) \right\} \frac{\Delta x}{2\Delta z}$$

$$D_1 = \left\{ \sum_{j_{\min}+1}^{j_{\max}-1} (h^3(i_{\min}, j) + h^3(i_{\max}, j)) \frac{\Delta z}{\Delta x} + \sum_{j_{\min}+1}^{j_{\max}-1} (h^3(i, j_{\min}) + h^3(i, j_{\max})) \frac{\Delta z}{\Delta x} \right\}$$

$$D_2 = \left\{ h^3(i_{\min}, j_{\min}) + h^3(i_{\min}, j_{\max}) + h^3(i_{\max}, j_{\min}) + h^3(i_{\max}, j_{\max}) \right\} \left(\frac{\Delta z}{2\Delta x} + \frac{\Delta x}{2\Delta z} \right)$$

Con las ecuaciones 4.4 y 4.6 se estima la presión en los puntos vecinos de los recesos, los valores de i_{min} , $i_{máx}$, j_{min} y $j_{máx}$ se muestran en la figura 4.2 y corresponden a las coordenadas de las cuatro esquinas del receso.

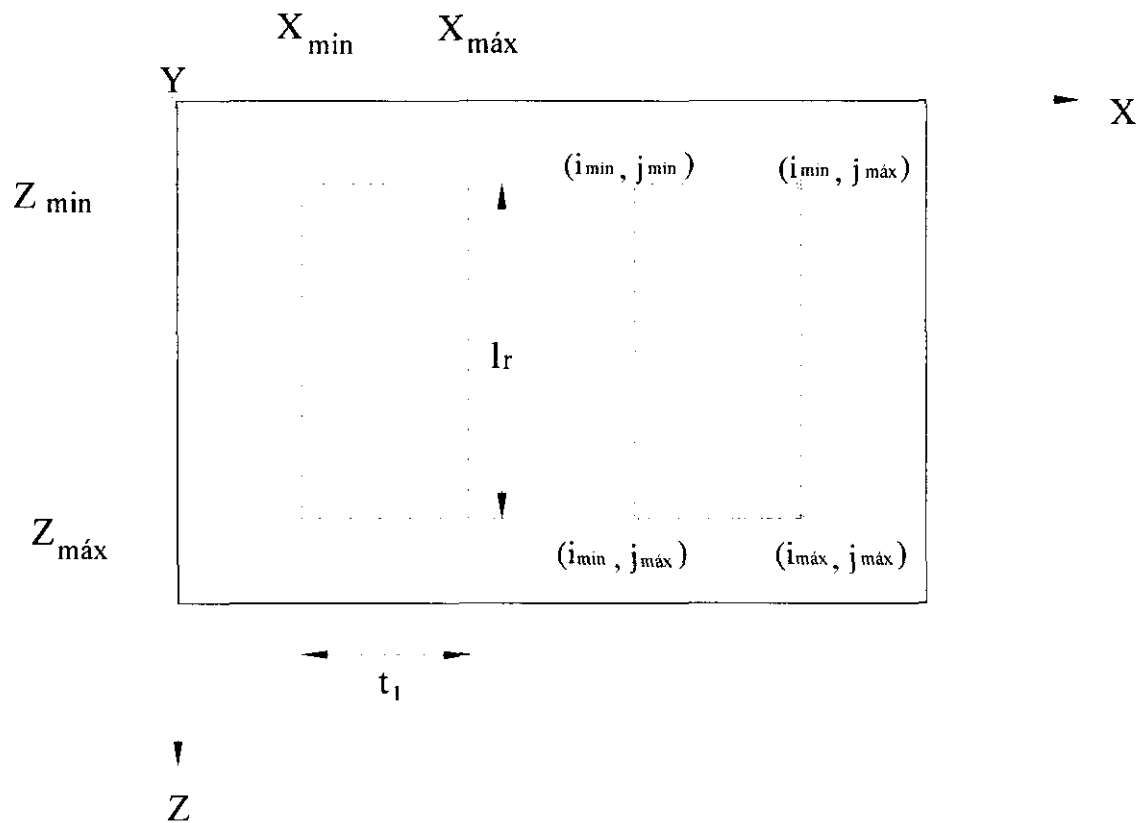


Figura 4.2 Sistema coordenado para determinar la ubicación de los recesos dentro del cojinete.

4.3 DISEÑO DE COJINETE HIDROSTÁTICO

Como base para el cálculo, se tomó un cojinete ya existente (Plano D763-B1251 A) que corresponde a los molinos 3, 4 y 5 del Ingenio El Potrero, Potrero, Veracruz. El análisis de cargas hecho en el capítulo 1 demuestra que la carga más alta es de 257.3 Ton a 92.2° y varía hasta los 146° . La diferencia entre estos ángulos es el ángulo de acción de la fuerza (aaf), se toma como parámetro para realizar los cálculos de la distribución de presión en la película de lubricante a distintas inclinaciones de la fuerza externa.

Además, se consideró al molino con una inclinación del cabezote de 15° con respecto a la vertical [3].

Dado que no hay procedimiento establecido para determinar el número y ubicación de los recesos se comienza colocando uno en cada punto en donde los ángulos de aplicación de la carga son críticos (91° y 146°). Recordando que la flecha se desalinea repetidamente se opta por colocar en el cojinete un receso a cada lado del plano central. Ahora, se cuenta con cuatro puntos de apoyo con ello se pretende que el cojinete pueda responder a las variaciones en el desalineamiento. Con este diseño crece la capacidad de carga y de momentos, aunque, con la desventaja de aumentar los puntos por donde se alimenta el lubricante (Fig. 4.4).

Se hizo un cálculo con los parámetros geométricos dados en el plano del cojinete, lubricante con viscosidad mínima manejada por la bomba seleccionada ($\nu = 0.1 \text{ Pa-s}$), y con restrictores de tubo capilar; este dio como resultado que los cuatro recesos no eran suficientes para soportar las 257 Ton de carga (dada en la tabla 1 del capítulo 1) en los puntos críticos.

El resultado no es satisfactorio, se pueden hacer algunas variaciones:

- *Cambiar de lubricante para obtener una viscosidad diferente;
- *Variar el diámetro y la longitud del tubo capilar;
- *Aumentar el tamaño de los recesos; y,
- *Aumentar el número de recesos.

La bomba escogida puede manejar como máximo una viscosidad de 0.2 Pa-s por lo que este es uno de los parámetros que por el momento no vamos a modificar para evitar el tener que cambiar de bomba prematuramente.

Experiencias anteriores obtenidas por el director de esta tesis, indican que las relaciones de l/d_c para restrictores capilares son por lo regular arriba de 30, además, si se aumenta el diámetro la caída de presión disminuye. Otra opción para variar la restricción, y con ello la capacidad de carga, sería la de aumentar la longitud del capilar, pero debido a lo limitado del espacio este paso no es recomendable. En instalaciones en donde se tiene el espacio suficiente para colocar los capilares se puede aumentar la longitud del capilar.

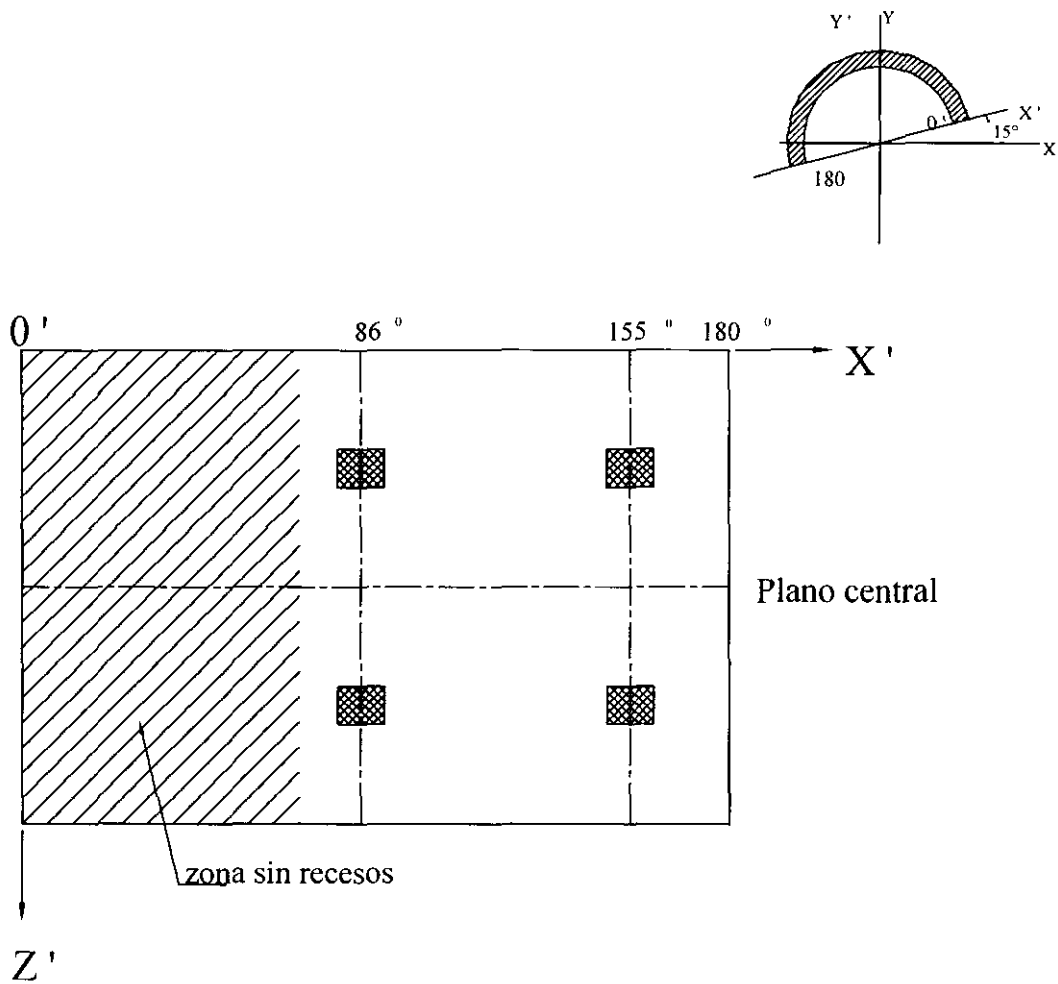


Figura 4.4 Cojinete parcial de 180°, 2+2 con recesos ubicados a ambos lados del plano central.

Una opción para tratar de elevar la capacidad de carga del cojinete es la de aumentar el tamaño de los recesos; pero se pierde capacidad de respuesta en cuanto a los momentos a costa de aumentar el gasto de lubricante, esto indica la tendencia de aumentar el número de recesos con la reducción de su tamaño.

Debido a que no se conocía el número de recesos que se debían agregar, se tomó la decisión de colocar un receso a cada lado del plano central a 121° (zona central); esto con el fin de aumentar la capacidad de carga en la zona donde ocurre con mayor frecuencia la aplicación de la carga externa (Fig. 4.4). Los resultados obtenidos demostraron que no se tenía la capacidad para soportar la carga en uno de los puntos críticos (91.2°). El problema presentado era que al no encontrar el punto de equilibrio, la flecha tendía a “saltar” los recesos colocados a 86° dirigiéndose al costado en donde

no existían recesos (Fig. 4.4). Con este resultado se tomó la decisión de “abrir” los recesos 1 y 3 en 10° para llevarlos a 75° , con este cambio se obtuvo un arreglo que resiste la variación de la fuerza externa desde los 91.2° hasta los 146° , y se evitó el “salto” de la flecha en el punto crítico superior hacia una zona sin recesos.

Una variación más que se consideró necesaria, fué la de mover todos los recesos en dirección Z en un tramo aproximadamente a $1/3$ de la longitud del cojinete hacia el lado más cercano al rodillo, con la finalidad de aumentar la capacidad de carga en donde al parecer actualmente se tiene el mayor contacto entre cojinete y flecha*.

Los resultados obtenidos con el programa "HYDROSTAT" se analizan en capítulo 5. Se comenzó con el punto crítico superior y se cambió la dirección aumentando 5° en cada cálculo; con ello se determinó la capacidad de carga en distintos puntos y se constató el adecuado funcionamiento del cojinete para todos los casos posibles.

4.4 DISEÑO MECÁNICO DE SISTEMA Y COMPONENTES

DETERMINACIÓN DEL ESPESOR DE LA PARED DEL MÚLTIPLE DE DISTRIBUCIÓN

Para el cálculo del espesor de la pared se usaron como base las normas ASME/ANSI B36.10 y B36.19 del CODE FOR PRESSURE PIPING y ANSI "PRESSURE CLASSIFICATION SYSTEM" de donde se tomaron las ecuaciones de diseño para la presión mínima requerida.

MATERIAL: Según el Metals handbook [9] los materiales utilizados para tuberías con elevadas presiones de trabajo son varios, pero debido a que también se requiere resistencia a la corrosión la lista se reduce a sólo dos materiales:

A254 Tubo de acero acabado en cobre para uso general en la conducción de fluidos.

A423 Para tubo de acero de baja aleación con o sin costura para aplicaciones en donde la resistencia a la corrosión es importante

* Fotografías tomadas por el director de esta tesis en una visita realizada a un ingenio, muestran un rallado más pronunciado sobre el muñón en una zona que abarca aproximadamente $1/3$ de la longitud del mismo y que es muy cercana al rodillo.

Composición media , % (ASTM)

Especificación	Grado	C	Mn	P	S	Si	Ni	Cu
A254	-	.05-.15	.27-.063	.050	.06	--	--	--
A423	1	.15	.55	.06-.016	.06	.10	.20-.70	.20-.60
	2	.15	.50-1.0	.04	.05	--	.40	.30-1.0

Propiedades mecánicas (ASTM)

Especificación	Grado	Esf. Tensión (lb/pulg ²)	Esf. Último (lb/pulg ²)
A254	--	42000	25000
A423	1,2	60000	37000

Para calcular el diámetro interno, Nolte [10] proporciona la siguiente fórmula que involucra las características del fluido:

$$(4.6) \quad D = 0.276Q^{0.479} S^{0.142} \mu^{0.027}$$

en donde

D: Diámetro económico interno, pulg

Q: Gasto, galones por minuto (U.S.A.)

S: Gravedad específica (agua=1.0 a 60 °F)

μ: Viscosidad, centipoise

El gasto máximo total del cojinete es de 1.58 galones/min (6 lt/min) y la viscosidad es de 1 cP ; con estos valores se obtiene un diámetro económico de 0.3662 pulgadas (9.31mm). Por el momento se escoge un tubo de 3/8" con un diámetro interno de 0.423 pulgadas (10.75mm).

Con la fórmula dada por el código ASME (4.7) se calcula el espesor de la pared de la tubería:

$$(4.7) \quad t = \frac{PD_0}{2S} \quad \begin{array}{l} t: \text{Espesor de la pared, pulg.} \\ P: \text{Presión de diseño, lb/pulg}^2 \\ S: \text{Esf. Último del material, lb/pulg}^2 \end{array}$$

$$t_{A254} = 0.07994 \text{ pulgadas (2.01mm)}$$

$$t_{A423} = 0.0456 \text{ pulgadas (1.584mm)}$$

De la tabla de datos para tubería comercial proporcionada por Crane [8], el tubo más adecuado es uno con diámetro nominal de 3/8" cédula 80, el espesor de la pared es de 3.74mm, y diámetro exterior de .0675 pulgadas (17.145mm). Ya que se requiere alta resistencia al ataque corrosivo se escoge el acero A423 grado 2, con esto también se obtiene un factor de seguridad en el espesor de la pared de 2.

Ahora, utilizando el mismo método y material se obtiene el espesor de la pared del tubo capilar:

$$t_{\text{capilar}} = \frac{5000(.03937)}{2(35 \times 10^3)} \quad t_{\text{capilar}} = 2.82 \times 10^{-3} \text{ pulgadas (.07143mm)}$$

Dado este valor, se toma la decisión de escoger un espesor de la pared de 1mm para obtener mayor seguridad en el funcionamiento del capilar.

CALCULO DEL CONECTOR

El enlace roscado es el elemento de unión entre el capilar y el cojinete. Se escogió el mismo material del capilar para evitar corrosión por la formación de pares galvánicos. Dado que el diámetro del tubo capilar es muy reducido (1mm) y se necesita su unión con el cojinete (ver apéndice plano 2) es necesario "avellanar" el capilar para aumentar el diámetro hasta que la unión sea posible. Al avellanar, el área sujeta a la presión del fluido es la del cono interno (Fig 4.5). Esta superficie es la que se utiliza para determinar el valor de la fuerza a la que estará sujeto el enlace:

$$F_e = P_{\text{máx}} A_{\text{cono}} \quad P_{\text{máx}} = 345 \text{ bar (5000lb/pulg}^2)$$

Faires [12] proporciona una fórmula para el cálculo del área de tracción a la que está sujeta una unión roscada:

$$(4.8) \quad A_s = \left(\frac{6F_c}{S_y} \right)^2$$

A_s : Área de tracción, lb/pulg²

F_c : Fuerza a la que está sujeto el enlace, lbf

S_y : esfuerzo último del material, lb/pulg²

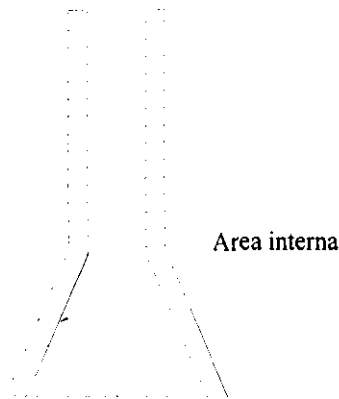


Figura 4.5 Area en la cual se ejerce la presión máxima de 5000psi.

Calculando el área interna del cono y con ello la fuerza debido al fluido:

$$A_{cono} = 0.1725153 \text{ in}^2, \quad F_c = 863 \text{ lb},$$

Con un factor de seguridad de 1.5: $F_c = 1230 \text{ lb}$

Con la ecuación (4.8) y usando un acero A423 grado 2 se obtien:

$$A_s = 0.2287 \text{ in}^2$$

$$A_s = 200 \text{ mm}^2$$

Escogiendo una cuerda métrica ISO serie fina [13] se tiene:

M18 x 1.5 – 15 longitud, con una tolerancia de .05mm para cuerdas internas y externas.

Los planos del cojinete y de los conectores se encuentran en el apéndice. También se incluyen los planos de instalación y los planos en vista isométrica.

Capítulo 5

RESULTADOS

Los cálculos realizados con el programa se muestran a continuación. Se comenzó con el punto crítico superior, ubicado a 91.2° , y se modificó aumentando 5° en cada iteración. Con ello se determinó la capacidad de carga en distintos puntos y se constató el buen funcionamiento del cojinete para todos los casos posibles (según los valores encontrados en el capítulo 1). Los primeros resultados obtenidos son con velocidad angular nula y con la flecha alineada:

Longitud del capilar = 0.30 m

Diámetro del capilar = 0.001 m

Longitud de los recesos = 0.053 m

Ancho de los recesos = 0.042 m

Fuerza externa promedio (F_e) = 257 300 Kgf

Fuerza resultante promedio (F_r) = 256 604 Kgf

Presión máxima = 327 bar

TABLA 5.1 Resultados de las iteraciones con la flecha alineada.

Angulo Fe (grados)	Angulo Fr (grados)	Mx (kg-m)	My (kg-m)	Potencia efectiva (kW)	Gasto total (cm ³ /s)
91.2	271.4	1175.3	-324	3.53	102.31
95	275.2	1042.1	-186.6	3.49	101.18
100	280	920.3	-40.3	3.48	100.7
105	285.5	878.1	16.3	3.46	100.28
110	290.4	793.4	109.7	3.48	100.83
115	295.3	762.1	204.1	3.41	98.9
120	299.6	742.9	287.3	3.38	98
125	304.6	718.4	388.7	3.33	96.5
130	309.5	690.2	491	3.28	95
135	315.11	708.4	632.6	3.14	90.9
140	319.66	694.6	750.8	3.08	89.38
143	323.1	738	884	2.91	84.43
146	326.4	755.8	983	2.83	81.9

La tabla 5.1 muestra los resultados obtenidos con el programa "HYDROSTAT". Se modificó el ángulo de la fuerza externa y el programa analizó el comportamiento de la presión en cada receso. El ángulo de la fuerza resultante es el que logra que la flecha llegue al equilibrio; su magnitud, dirección y sentido dependen de la ubicación de los recesos en el cojinete así como de la presión del lubricante existente en ellos. El gasto total corresponde al de los seis recesos del cojinete. Los resultados completos de las iteraciones se muestran en el apéndice A2.

En la tabla 5.2 se muestran los resultados finales obtenidos para el caso en que la flecha presenta desalineamiento. Los cálculos contemplan una velocidad angular de 4rpm (situación típica en la mayoría de los ingenios).

Fuerza externa promedio (Fe) = 257 300 Kgf

Fuerza resultante promedio (Fr) = 255 722 Kgf

Presión máxima = 336 bar

TABLA 5.2 Resultados de las iteraciones con la flecha desalineada y velocidad angular 4rpm.

Angulo Fe (grados)	Angulo Fr (grados)	Mx (kg-m)	My (kg-m)	Potencia efectiva (kW)	Gasto total (cm ³ /s)
91.2	271.6	-43.5	-112	3.51	101.62
95	275.4	-1237.7	-187.2	3.4	98.44
100	280.77	-5066.4	-266.7	3.36	97.37
105	286.6	-10529	-512	3.35	97.07
110	291.55	-14609	-1213.8	3.34	96.75
115	296	-16612	-2288.5	3.33	96.46
120	299.78	-16591.2	-3230.3	3.3	95.64
125	304.2	-15264.9	-4156.1	3.28	95.1
130	309.3	-13372	-4841	3.22	93.28
135	314.6	-10325	-4659.2	3.14	90.93
140	319.5	-7477.5	-3747.3	3.06	88.8
143	322.89	-4741	-2177.2	2.94	85.16
146	326.7	-1741.7	-111.8	2.8	81.24

La presión máxima desarrollada por el sistema (336 bar) es muy cercana a la que puede dar la bomba seleccionada, afortunadamente la presión máxima no sobrepasa a la de la bomba en todo el rango de variación de la fuerza y con ello se puede asegurar que la elección ha sido la correcta. La potencia utilizada para presurizar al fluido es muy baja en todo los casos y sólo corresponde a un cojinete. Los cálculos completos se muestran al final, en el apéndice A3, en ellos se demuestra que en todos los casos no se presenta el contacto entre la flecha y el cojinete.

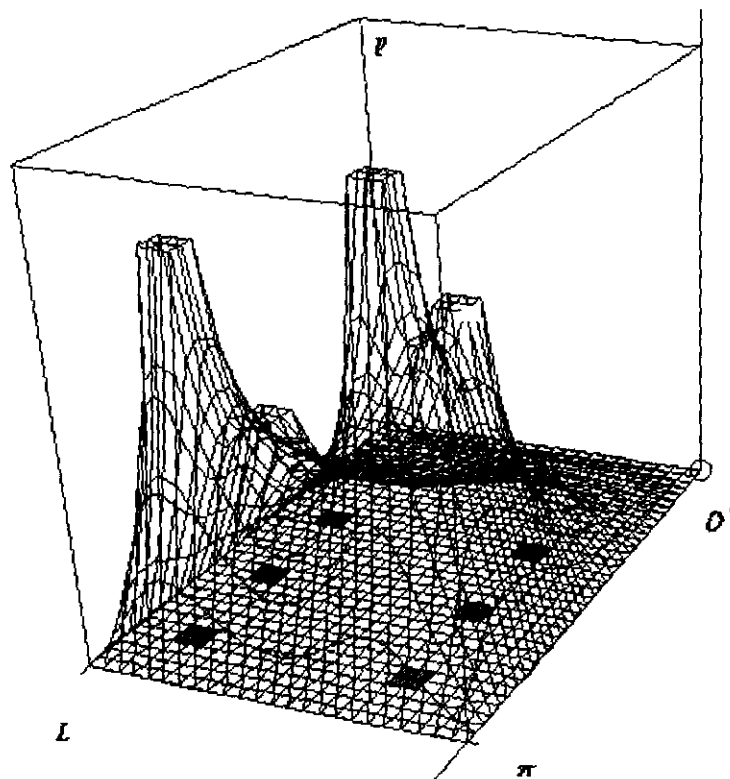


Figura 4.5 Distribución de presiones de cojinete parcial de 180° , 3+3, con desalineamiento máximo en α y $\omega=4$ rpm. Vista posterior.
Obtenida en programa "HYDROSTAT".

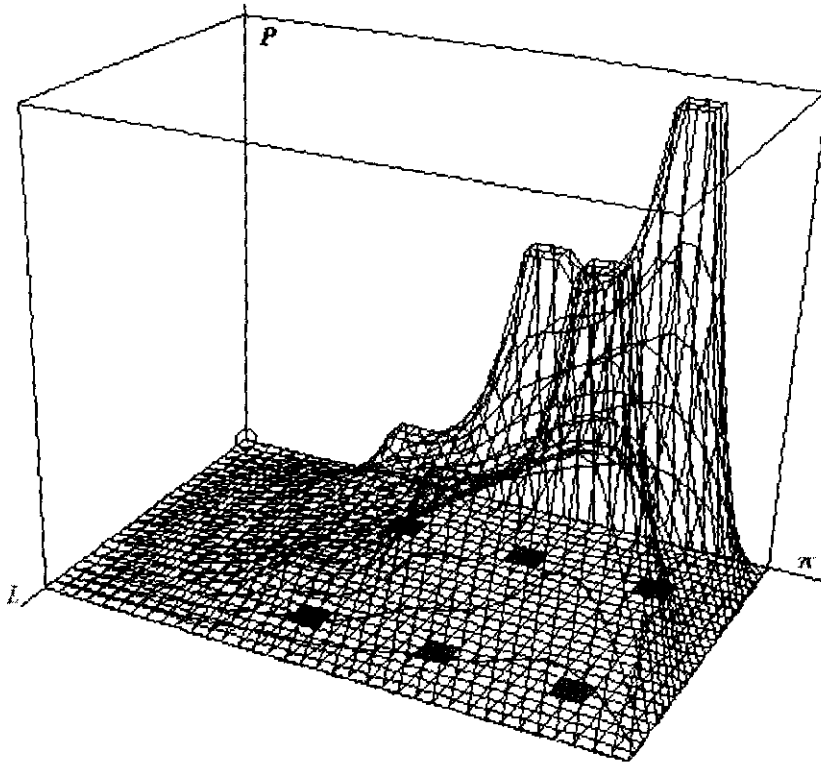


Figura 4.6 Distribución de presiones de un cojinete parcial de 180°, 3+3, con desalineamiento máximo en α y $\omega=4$ rpm. Fuerza exterior en punto crítico a 146.2°. Vista anterior. Obtenida en programa "HYDROSTAT".

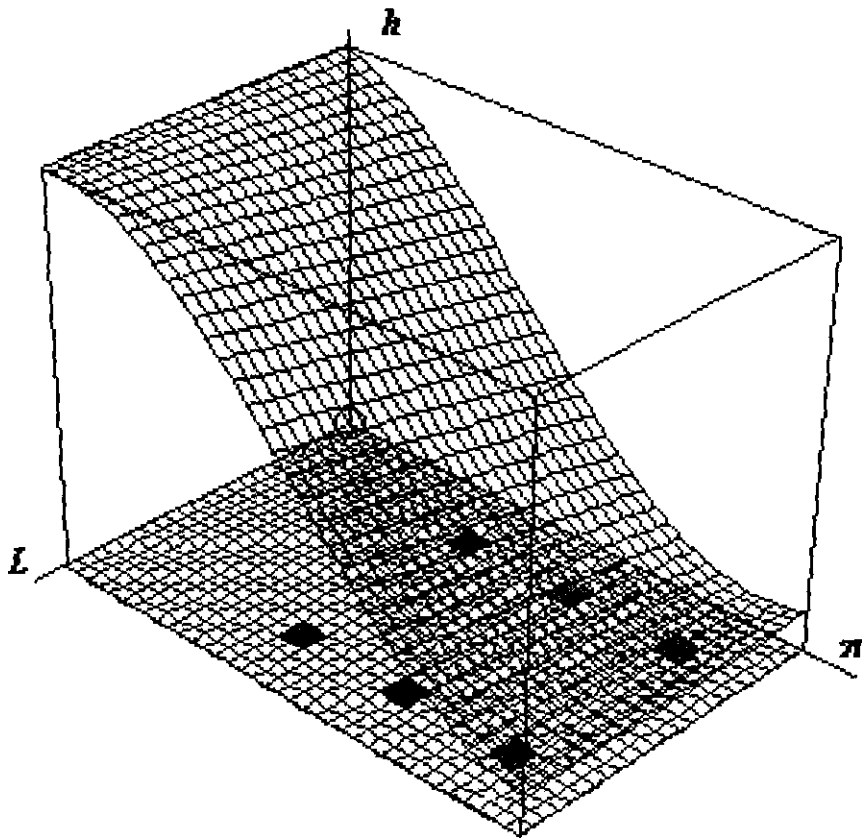


Figura 4.7 Distribución de claro radial de un cojinete parcial 180° , 3+3, con desalineamiento máximo en α y $\omega = 4$ rpm. Fuerza exterior en punto crítico a 146.2° . Vista anterior. Obtenida en programa "HYDROSTAT".

Capítulo 6

CONCLUSIONES

Una de las características principales de los sistemas de lubricación hidrostática es que dan lugar a un bajo coeficiente de fricción. La aplicación de este tipo de sistemas a una amplia gama de mecanismos en donde se presentan altas pérdidas de potencia por el rozamiento entre sus piezas puede ser muy ventajoso.

El trabajo abordó el análisis de las fuerzas en un molino de tres rodillos con un arreglo específico; aunque se conoce que en la industria azucarera existen otros tipos de arreglos y molinos aparte del que aquí se trató; las ecuaciones obtenidas en el capítulo 1 pueden modificarse para cualquier caso particular.

Se hizo el planteamiento para calcular las reacciones más importantes en los seis cojinetes y se resolvieron para el rodillo superior; sin embargo, las ecuaciones restantes pueden ser resueltas fácilmente si se conocen las fuerzas en el rodillo superior. Con la finalidad de preveer el caso crítico de una fuerza concentrada, como resultado de la introducción de un objeto de densidad muy superior a la de la caña o del bagazo (piedras, piezas de acero u otro material); se consideró la variación en la posición de la fuerza resultante a lo largo del rodillo. Esta variación permitió estimar las fuerzas y momentos resultantes en el punto central de cada cojinete.

El análisis anterior sirvió como punto de partida en el diseño del cojinete, al conocer las reacciones y momentos se pudieron colocar los recesos en el lugar en donde estas fuerzas y momentos pudieran soportarse. Se diseñó el cojinete para que ofreciera la mayor capacidad de respuesta a los momentos externos; los resultados de la tabla 5.2 muestran la variación de los momentos en X e Y del cojinete diseñado.

Los cojinetes parciales tienen menor capacidad de respuesta a los momentos externos que los cojinetes completos.

Uno de los objetivos inicialmente planteados fue el de cambiar el lubricante actual por otro no contaminante. El programa "HYDROSTAT" permite determinar la viscosidad del lubricante requerido a manera de que el cojinete cumpla con los requerimientos de la capacidad de cargas y momentos así como minimizar la potencia requerida. En este caso se encontró que la viscosidad necesaria podría cumplirse con una mezcla de agua y melaza, esta última en un bajo porcentaje. Esta mezcla cumple con la propuesta inicial de constituirse en un lubricante no contaminante. Con la figura 4.7 se pueden hacer las combinaciones para obtener el lubricante con la viscosidad que pueda manejar la bomba. No se dan cantidades ya que estas dependen del funcionamiento general del sistema y de las mieles que se producen en cada ingenio, que como se sabe, tienen distintas concentraciones *Brix*. El gasto de la bomba escogida es suficiente para alimentar a los seis cojinetes de un molino.

A pesar de que los restrictores capilares son de los más comunes y de los más utilizados no se debe descartar el uso, en lo futuro, de los restrictores placa-orificio. Aunque presentan el inconveniente de que con el uso y el tiempo la restricción puede variar. Por el momento, y dado que la conexión entre el receso y el múltiple se debe hacer mediante tubería, se aprovecha parte de ella para el capilar. Además, se acomodan fácilmente en la parte superior del cojinete. La desventaja del capilar es su tendencia a taponarse, es por ello que debe plantearse su limpieza en el período de reparaciones. Fuera de esto los capilares no presentan otros inconvenientes.

No se pudo admitir una falla que detenga el proceso, por eso en el sistema de lubricación se debe contar con dos bombas de suministro y con un sistema de tubería alterno. El uso de fluidos orgánicos favorece la formación de películas en la pared interior de la tubería pudiéndose presentar la obstrucción de la misma; para prevenirlo se debe contemplar revisión y limpieza en el mismo período de reparaciones.

Lo presentado, no contempla el cálculo de pérdidas por fricción en la tubería de conexión entre bomba y múltiple y en los accesorios, por tratarse de una variable que es diferente en cada ingenio y en cada molino lo que daría para cada arreglo un valor diferente.

El criterio en la selección de material para el múltiple y restrictor fué el de tener alta resistencia a la corrosión provocada por los jugos de caña. Se pensó en la aparición de "pares galvánicos"; a pesar de que la unión acero-bronce no es de las más agresivas se pudo presentar corrosión a escala reducida.

El claro radial y el desalineamiento se debe a dos razones: 1) la deflexión de la flecha y 2) por los movimientos generados por el paso de la caña entre los rodillos.

En un estudio posterior (presentado en el apéndice A.6) se determinó el desalineamiento debido a la deflexión. Para el caso en que se considera que la fuerza resultante R_y se encuentra en el centro del rodillo y apoyos libres en los cojinetes el resultado es de 0.117° . Otro análisis considerando los momentos que producen los cojinetes hidrostáticos alrededor de su punto central, el ángulo de deflexión se reduce a 0.1167° .

Los resultados obtenidos para el diseño aquí presentado den un valor de ese ángulo de 0.01223° , lo que indica que haría falta llevar a cabo algunos cambios en el diseño propuesto; por ejemplo, incrementar la viscosidad del lubricante, reposicionar los recesos o redimensionar los capilares a manera de aumentar los momentos producidos en los cojinetes y disminuir el ángulo de deflexión.

Como resultado de este trabajo se concluye que el análisis de fuerzas y el diseño del cojinete se deben hacer conjuntamente, esto con el fin de revisar el comportamiento del cojinete junto con el rodillo y aprovechar el análisis del comportamiento de ambos. Es decir, se necesita revisar conforme se avanza en el diseño los cambios producidos por los momentos y la fuerza del cojinete sobre la deflexión en el rodillo.

Apéndice

A.1 LISTA DE MATERIALES

<i>No.</i>	<i>Nombre</i>	<i>Material</i>	<i>Tamaño</i>	<i>Cantidad</i>
1	Tubo capilar	A423 grado 2	300mm	6
2	Enlace roscado (conector)	A423 grado 2	M18x1.5-13 long.	4
3	Enlace roscado (conector)	A423 grado 2	M18x1.5	2
4	Unión "T"	A423 grado 2	3/8"	6
5	Válvula check	A423 grado 2	½" diam.	1
6	Válvula alivio	-	½" diam.	1
7	Boquilla	A423 grado 2	Indicada Plano 2	6
8	Bomba de pistones	-	L1H10-Poclain	1
9	Manguera alta presión	Tubo interno teflón negro extruido con trenza exterior de acero inoxidable	-	-

A.2 RESULTADOS COMPLETOS DEL CÁLCULO REALIZADO PARA LA SITUACIÓN EN QUE LA FLECHA ESTÁ ALINEADA

angulo de la fuerza extena:100°
 hmax= 2.225733E-04
 DEPFI-UNAM 11-04-1998 10:47:28
 PROGRAMA:0dfza100 CALCULO# 1
 DATOS:m=36 n=24 orc=1.4 ccnv=0.1bar rb=0.2414524m l=0.635m angb=180.0o
 rj=0.2413m rpm=0.00 mu= .1 Pa-s fe=257300.0kgf angfe=100.0o
 zfe=0.0m mexx= 0.0kg-m meyy= 0.0kg-m #r=6 C=.000631
 qt=527cm3/s pmax=345bar POTmax= 18.2kW lr=0.053m ar=0.042m dc= 1.0mm
 lc=%300.0mm Ar/Ab=0.028 lz/L=0.583 t1/t2=0.167 fe(ad)=0.2386 Q(ad)= 5.17
 RESULT: it= 252 epi=.01 epr=.00 it2=252 it3= 0 it4= 8 it5= 0 it6= 0
 fr=255838.7kgf angfr=280.77o POTef= 3.36kW qtc= 97.37cm3/s
 t0= 68.7o t0d(0)= 76.16o t0d(L/2)= 68.66o t0d(L)= 57.07o
 e=0.777 %ed(0)=0.955 %ed(L/2)=0.777 %ed(L)=0.620
 mxx= -5066.4kg-m myy= -266.7kg-m alfa=0.00578o beta=0.00000o
 fr(ad)=0.2372 Mxx(ad)= -0.007 Qc(ad)= 0.96
 RECESO 1 ang=90.0o z=0.159m qri= 1.33cm3/s p=328.69bar
 RECESO 2 ang=130.0o z=0.159m qri= 15.28cm3/s p=158.23bar
 RECESO 3 ang=170.0o z=0.159m qri= 25.25cm3/s p= 36.38bar
 RECESO 4 ang=90.0o z=0.503m qri= 9.48cm3/s p=229.12bar
 RECESO 5 ang=130.0o z=0.503m qri= 20.24cm3/s p= 97.63bar
 RECESO 6 ang=170.0o z=0.503m qri= 25.79cm3/s p= 29.76bar

angulo de la fuerza externa:105°
 hmax= 1.934152E-04
 DEPFI-UNAM 11-04-1998 09:45:00
 PROGRAMA:0dfza105 CALCULO# 1
 DATOS:m=36 n=24 orc=1.4 ccnv=0.1bar rb=0.2414524m l=0.635m angb=180.0o
 rj=0.2413m rpm=0.00 mu= .1 Pa-s fe=257300.0kgf angfe=105.0o
 zfe=0.0m mexx= 0.0kg-m meyy= 0.0kg-m #r=6 C=.000631
 qt=527cm3/s pmax=345bar POTmax= 18.2kW lr=0.053m ar=0.042m dc= 1.0mm
 lc=%300.0mm Ar/Ab=0.028 lz/L=0.583 t1/t2=0.167 fe(ad)=0.2386 Q(ad)= 5.17
 RESULT: it= 185 epi=.01 epr=.01 it2=185 it3= 0 it4= 3 it5= 0 it6= 0
 fr=256302.3kgf angfr=286.61o POTef= 3.35kW qtc= 97.07cm3/s
 t0= 80.5o t0d(0)= 88.59o t0d(L/2)= 80.45o t0d(L)= 59.50o
 e=0.648 %ed(0)=0.953 %ed(L/2)=0.648 %ed(L)=0.377
 mxx=-10529.1kg-m myy= -512.2kg-m alfa=0.00893o beta=0.00000o
 fr(ad)=0.2377 Mxx(ad)= -0.015 Qc(ad)= 0.95
 RECESO 1 ang=90.0o z=0.159m qri= 1.89cm3/s p=321.84bar
 RECESO 2 ang=130.0o z=0.159m qri= 10.98cm3/s p=210.81bar
 RECESO 3 ang=170.0o z=0.159m qri= 23.88cm3/s p= 53.12bar
 RECESO 4 ang=90.0o z=0.503m qri= 15.18cm3/s p=159.49bar
 RECESO 5 ang=130.0o z=0.503m qri= 20.10cm3/s p= 99.28bar
 RECESO 6 ang=170.0o z=0.503m qri= 25.04cm3/s p= 38.95bar

angulo de la fuerza externa:110°
 hmax= 1.670689E-04
 DEPFI-UNAM 11-04-1998 09:49:33
 PROGRAMA:0dfza110 CALCULO# 2
 DATOS:m=36 n=24 orc=1.4 ccnv=0.1bar rb=0.2414524m l=0.635m angb=180.0o
 rj=0.2413m rpm=0.00 mu= .1 Pa-s fe=257300.0kgf angfe=110.0o
 zfe=0.0m mexx= 0.0kg-m meyy= 0.0kg-m #r=6 C=.000631
 qt=527cm3/s pmax=345bar POTmax= 18.2kW lr=0.053m ar=0.042m dc= 1.0mm
 lc=%300.0mm Ar/Ab=0.028 lz/L=0.583 t1/t2=0.167 fe(ad)=0.2386 Q(ad)= 5.17
 RESULT: it= 126 epi=.01 epr=.01 it2=126 it3= 0 it4= 2 it5= 0 it6= 0
 fr=259028.7kgf angfr=290.31o POTef= 3.44kW qtc= 99.70cm3/s
 t0= 94.2o t0d(0)= 94.25o t0d(L/2)= 94.25o t0d(L)= 94.25o
 e=0.516 %ed(0)=0.516 %ed(L/2)=0.516 %ed(L)=0.516
 mxx= 812.3kg-m myy= 109.9kg-m alfa=0.00000o beta=0.00000o
 fr(ad)=0.2402 Mxx(ad)= 0.001 Qc(ad)= 0.98
 RECESO 1 ang=90.0o z=0.159m qri= 11.73cm3/s p=201.63bar
 RECESO 2 ang=130.0o z=0.159m qri= 14.67cm3/s p=165.71bar
 RECESO 3 ang=170.0o z=0.159m qri= 22.88cm3/s p= 65.36bar
 RECESO 4 ang=90.0o z=0.503m qri= 12.18cm3/s p=196.16bar
 RECESO 5 ang=130.0o z=0.503m qri= 15.16cm3/s p=159.75bar
 RECESO 6 ang=170.0o z=0.503m qri= 23.09cm3/s p= 62.77bar

angulo de la fuerza externa:115°
 hmax= 1.588358E-04
 DEPFI-UNAM 11-04-1998 10:00:20
 PROGRAMA:0dfza115 CALCULO# 1
 DATOS:m=36 n=24 orc=1.4 ccnv=0.1bar rb=0.2414524m l=0.635m angb=180.0o
 rj=0.2413m rpm=0.00 mu= .1 Pa-s fe=257300.0kgf angfe=115.0o
 zfe=0.0m mexx= 0.0kg-m meyy= 0.0kg-m #r=6 C=000631
 qt=527cm3/s pmax=345bar POTmax= 18.2kW Ir=0.053m ar=0.042m dc= 1.0mm
 lc=%300.0mm Ar/Ab=0.028 lz/L=0.583 t1/t2=0.167 fe(ad)=0.2386 Q(ad)= 5.17
 RESULT: it= 131 epi=.01 epr=.01 it2=131 it3= 0 it4= 2 it5= 0 it6= 0
 fr=255299.6kgf angfr=296.05o POTef= 3.33kW qtc= 96.46cm3/s
 t0=109.9o t0d(0)=107.54o t0d(L/2)=109.95o t0d(L)=165.86o
 e=0.490 %ed(0)=0.954 %ed(L/2)=0.490 %ed(L)=0.048
 mxx=-16612.8kg-m myy= -2288.5kg-m alfa=0.01278o beta=0.00000o
 fr(ad)=0.2367 Mxx(ad)= -0.024 Qc(ad)= 0.95
 RECESO 1 ang= 90.0o z=0.159m qri= 5.85cm3/s p=273.53bar
 RECESO 2 ang=130.0o z=0.159m qri= 5.81cm3/s p=274.02bar
 RECESO 3 ang=170.0o z=0.159m qri= 19.74cm3/s p=103.65bar
 RECESO 4 ang= 90.0o z=0.503m qri= 21.36cm3/s p= 83.91bar
 RECESO 5 ang=130.0o z=0.503m qri= 20.56cm3/s p= 93.74bar
 RECESO 6 ang=170.0o z=0.503m qri= 23.15cm3/s p= 62.05bar

angulo de la fuerza externa:120°
 hmax= 1.745575E-04
 DEPFI-UNAM 11-04-1998 10:04:18
 PROGRAMA:0dfza120 CALCULO# 1
 DATOS:m=36 n=24 orc=1.4 ccnv=0.1bar rb=0.2414524m l=0.635m angb=180.0o
 rj=0.2413m rpm=0.00 mu= .1 Pa-s fe=257300.0kgf angfe=120.0o
 zfe=0.0m mexx= 0.0kg-m meyy= 0.0kg-m #r=6 C=000631
 qt=527cm3/s pmax=345bar POTmax= 18.2kW Ir=0.053m ar=0.042m dc= 1.0mm
 lc=%300.0mm Ar/Ab=0.028 lz/L=0.583 t1/t2=0.167 fe(ad)=0.2386 Q(ad)= 5.17
 RESULT: it= 16 epi=.01 epr=.01 it2= 16 it3= 0 it4= 0 it5= 0 it6= 0
 fr=256083.2kgf angfr=299.54o POTef= 3.40kW qtc= 98.47cm3/s
 t0=123.4o t0d(0)=123.43o t0d(L/2)=123.43o t0d(L)=123.43o
 e=0.460 %ed(0)=0.460 %ed(L/2)=0.460 %ed(L)=0.460
 mxx= 725.4kg-m myy= 282.9kg-m alfa=0.00000o beta=0.00000o
 fr(ad)=0.2375 Mxx(ad)= 0.001 Qc(ad)= 0.97
 RECESO 1 ang= 90.0o z=0.159m qri= 16.13cm3/s p=147.85bar
 RECESO 2 ang=130.0o z=0.159m qri= 12.94cm3/s p=186.84bar
 RECESO 3 ang=170.0o z=0.159m qri= 19.53cm3/s p=106.29bar
 RECESO 4 ang= 90.0o z=0.503m qri= 16.60cm3/s p=142.11bar
 RECESO 5 ang=130.0o z=0.503m qri= 13.47cm3/s p=180.36bar
 RECESO 6 ang=170.0o z=0.503m qri= 19.80cm3/s p=102.98bar

angulo de la fuerza externa:125°
 hmax= 1.926517E-04
 DEPFI-UNAM 11-04-1998 10:10:03
 PROGRAMA:0dfza125 CALCULO# 1
 DATOS:m=36 n=24 orc=1.4 ccnv=0.1bar rb=0.2414524m l=0.635m angb=180.0o
 rj=0.2413m rpm=0.00 mu= .1 Pa-s fe=257300.0kgf angfe=125.0o
 zfe=0.0m mexx= 0.0kg-m meyy= 0.0kg-m #r=6 C=000631
 qt=527cm3/s pmax=345bar POTmax= 18.2kW Ir=0.053m ar=0.042m dc= 1.0mm
 lc=%300.0mm Ar/Ab=0.028 lz/L=0.583 t1/t2=0.167 fe(ad)=0.2386 Q(ad)= 5.17
 RESULT: it= 10 epi=.01 epr=.01 it2= 10 it3= 0 it4= 0 it5= 0 it6= 0
 fr=256385.9kgf angfr=304.56o POTef= 3.33kW qtc= 96.53cm3/s
 t0=138.7o t0d(0)=138.71o t0d(L/2)=138.71o t0d(L)=138.71o
 e=0.476 %ed(0)=0.476 %ed(L/2)=0.476 %ed(L)=0.476
 mxx= 713.1kg-m myy= 388.6kg-m alfa=0.00000o beta=0.00000o
 fr(ad)=0.2377 Mxx(ad)= 0.001 Qc(ad)= 0.95
 RECESO 1 ang= 90.0o z=0.159m qri= 18.07cm3/s p=124.17bar
 RECESO 2 ang=130.0o z=0.159m qri= 12.47cm3/s p=192.54bar
 RECESO 3 ang=170.0o z=0.159m qri= 17.10cm3/s p=136.04bar
 RECESO 4 ang= 90.0o z=0.503m qri= 18.51cm3/s p=118.72bar
 RECESO 5 ang=130.0o z=0.503m qri= 13.00cm3/s p=186.12bar
 RECESO 6 ang=170.0o z=0.503m qri= 17.38cm3/s p=132.52bar

angulo de la fuerza externa:130°
hmax= 2.125006E-04
DEPFI-UNAM 11-04-1998 10:16:30
PROGRAMA:0dfza130 CALCULO# 1
DATOS:m=36 n=24 orc=1.4 ccnv=0.1bar rb=0.2414524m l=0.635m angb=180.0o
rj=0.2413m rpm=0.00 mu= .1 Pa-s fe=257300.0kgf angfe=130.0o
zfe=0.0m mexx= 0.0kg-m meyy= 0.0kg-m #r=6 C=000631
qt=527cm3/s pmax=345bar POTmax= 18.2kW lr=0.053m ar=0.042m dc= 1.0mm
lc=%300.0mm Ar/Ab=0.028 lz/L=0.583 t1/t2=0.167 fe(ad)=0.2386 Q(ad)= 5.17
RESULT: it= 101 epi=.01 epr=.01 it2=101 it3= 0 it4= 1 it5= 0 it6= 0
fr=255211.6kgf angfr=309.23o POTef= 3.22kW qtc= 93.28cm3/s
t0=152.9o t0d(0)=130.87o t0d(L/2)=152.91o t0d(L)=209.32o
e=0.515 %ed(0)=0.876 %ed(L/2)=0.515 %ed(L)=0.394
mxx=-13372.5kg-m myy= -4841.4kg-m alfa=0.01218o beta=0.00000o
fr(ad)=0.2367 Mxx(ad)= -0.020 Qc(ad)= 0.92
RECESO 1 ang= 90.0o z=0.159m qri= 15.23cm3/s p=158.88bar
RECESO 2 ang=130.0o z=0.159m qri= 5.08cm3/s p=282.93bar
RECESO 3 ang=170.0o z=0.159m qri= 10.98cm3/s p=210.75bar
RECESO 4 ang= 90.0o z=0.503m qri= 23.76cm3/s p= 54.59bar
RECESO 5 ang=130.0o z=0.503m qri= 20.00cm3/s p=100.50bar
RECESO 6 ang=170.0o z=0.503m qri= 18.23cm3/s p=122.21bar

angulo de la fuerza externa:135°
hmax= 2.312057E-04
DEPFI-UNAM 11-04-1998 10:20:56
PROGRAMA:0dfza135 CALCULO# 1
DATOS:m=36 n=24 orc=1.4 ccnv=0.1bar rb=0.2414524m l=0.635m angb=180.0o
rj=0.2413m rpm=0.00 mu= .1 Pa-s fe=257300.0kgf angfe=135.0o
zfe=0.0m mexx= 0.0kg-m meyy= 0.0kg-m #r=6 C=000631
qt=527cm3/s pmax=345bar POTmax= 18.2kW lr=0.053m ar=0.042m dc= 1.0mm
lc=%300.0mm Ar/Ab=0.028 lz/L=0.583 t1/t2=0.167 fe(ad)=0.2386 Q(ad)= 5.17
RESULT: it= 94 epi=.01 epr=.01 it2= 94 it3= 0 it4= 0 it5= 0 it6= 0
fr=256968.6kgf angfr=314.60o POTef= 3.14kW qtc= 90.93cm3/s
t0=166.0o t0d(0)=142.66o t0d(L/2)=166.02o t0d(L)=205.66o
e=0.581 %ed(0)=0.832 %ed(L/2)=0.581 %ed(L)=0.517
mxx=-10325.1kg-m myy= -4659.2kg-m alfa=0.01037o beta=0.00000o
fr(ad)=0.2383 Mxx(ad)= -0.015 Qc(ad)= 0.89
RECESO 1 ang= 90.0o z=0.159m qri= 18.64cm3/s p=117.21bar
RECESO 2 ang=130.0o z=0.159m qri= 6.55cm3/s p=264.96bar
RECESO 3 ang=170.0o z=0.159m qri= 7.35cm3/s p=255.17bar
RECESO 4 ang= 90.0o z=0.503m qri= 24.18cm3/s p= 49.49bar
RECESO 5 ang=130.0o z=0.503m qri= 19.42cm3/s p=107.59bar
RECESO 6 ang=170.0o z=0.503m qri= 14.79cm3/s p=164.20bar

angulo de la fuerza externa:140°
hmax= 2.497543E-04
DEPFI-UNAM 11-04-1998 10:25:26
PROGRAMA:0dfza149 CALCULO# 1
DATOS:m=36 n=24 orc=1.4 ccnv=0.1bar rb=0.2414524m l=0.635m angb=180.0o
rj=0.2413m rpm=0.00 mu= .1 Pa-s fe=257300.0kgf angfe=140.0o
zfe=0.0m mexx= 0.0kg-m meyy= 0.0kg-m #r=6 C=000631
qt=527cm3/s pmax=345bar POTmax= 18.2kW lr=0.053m ar=0.042m dc= 1.0mm
lc=%300.0mm Ar/Ab=0.028 lz/L=0.583 t1/t2=0.167 fe(ad)=0.2386 Q(ad)= 5.17
RESULT: it= 80 epi=.01 epr=.01 it2= 80 it3= 0 it4= 1 it5= 0 it6= 0
fr=255303.6kgf angfr=319.50o POTef= 3.06kW qtc= 88.80cm3/s
t0=176.6o t0d(0)=155.52o t0d(L/2)=176.56o t0d(L)=203.93o
e=0.665 %ed(0)=0.818 %ed(L/2)=0.665 %ed(L)=0.639
mxx= -7477.5kg-m myy= -3747.3kg-m alfa=0.00851o beta=0.00000o
fr(ad)=0.2367 Mxx(ad)= -0.011 Qc(ad)= 0.87
RECESO 1 ang= 90.0o z=0.159m qri= 21.17cm3/s p= 86.22bar
RECESO 2 ang=130.0o z=0.159m qri= 8.75cm3/s p=237.99bar
RECESO 3 ang=170.0o z=0.159m qri= 4.32cm3/s p=292.19bar
RECESO 4 ang= 90.0o z=0.503m qri= 24.63cm3/s p= 43.91bar
RECESO 5 ang=130.0o z=0.503m qri= 19.15cm3/s p=110.97bar
RECESO 6 ang=170.0o z=0.503m qri= 10.77cm3/s p=213.35bar

angulo de la fuerza externa:146°
 hmax= 2.850855E-04
 DEPFI-UNAM 11-04-1998 10:33:32
 PROGRAMA:0dfza146 CALCULO# 1
 DATOS:m=36 n=24 orc=1.4 ccnv=0.1 bar rb=0.2414524m l=0.635m angb=180.0o
 rj=0.2413m rpm=0.00 mu= .1 Pa-s fe=257300.0kgf angfe=146.0o
 zfe=0.0m mexx= 0.0kg-m meyy= 0.0kg-m #r=6 C=.000631
 qt=527cm3/s pmax=345bar POTmax= 18.2kW Ir=0.053m ar=0.042m dc= 1.0mm
 lc=%300.0mm Ar/Ab=0.028 lz/L=0.583 t1/t2=0.167 fe(ad)=0.2386 Q(ad)= 5.17
 RESULT: it= 61 epi=.01 epr=.01 it2= 61 it3= 0 it4= 2 it5= 0 it6= 0
 fr=254788.6kgf angfr=326.7o POTef= 2.80kW qtc= 81.24cm3/s
 t0=186.8o t0d(0)=179.46o t0d(L/2)=186.78o t0d(L)=194.39o
 e=0.880 %ed(0)=0.904 %ed(L/2)=0.880 %ed(L)=0.871
 mxx= -1741.7kg-m myy= -111.8kg-m alfa=0.00320o beta=0.00000o
 fr(ad)=0.2363 Mxx(ad)= -0.003 Qc(ad)= 0.80
 RECESO 1 ang= 90.0o z=0.159m qri= 24.00cm3/s p= 51.60bar
 RECESO 2 ang=130.0o z=0.159m qri= 12.76cm3/s p=189.01bar
 RECESO 3 ang=170.0o z=0.159m qri= 0.66cm3/s p=336.96bar
 RECESO 4 ang= 90.0o z=0.503m qri= 25.01cm3/s p= 39.25bar
 RECESO 5 ang=130.0o z=0.503m qri= 16.99cm3/s p=137.39bar
 RECESO 6 ang=170.0o z=0.503m qri= 1.82cm3/s p=322.79bar

A.3 RESULTADOS COMPLETOS DEL CÁLCULO REALIZADO PARA LA SITUACIÓN EN QUE LA FLECHA ESTÁ DESALINEADA Y $\omega = 4\text{RPM}$

angulo de la fuerza externa:95°
 hmax= 2.492272E-04
 DEPFI-UNAM 11-04-1998 10:42:48
 PROGRAMA:0dfza95 CALCULO# 1
 DATOS:m=36 n=24 orc=1.4 ccnv=0.1 bar rb=0.2414524m l=0.635m angb=180.0o
 rj=0.2413m rpm=0.00 mu= .1 Pa-s fe=257300.0kgf angfe= 95.0o
 zfe=0.0m mexx= 0.0kg-m meyy= 0.0kg-m #r=6 C=.000631
 qt=527cm3/s pmax=345bar POTmax= 18.2kW Ir=0.053m ar=0.042m dc= 1.0mm
 lc=%300.0mm Ar/Ab=0.028 lz/L=0.583 t1/t2=0.167 fe(ad)=0.2386 Q(ad)= 5.17
 RESULT: it= 124 epi=.01 epr=.01 it2=124 it3= 0 it4= 4 it5= 0 it6= 0
 fr=254834.1kgf angfr=275.39o POTef= 3.40kW qtc= 98.44cm3/s
 t0= 60.2o t0d(0)= 64.27o t0d(L/2)= 60.21o t0d(L)= 55.48o
 e=0.902 %ed(0)=0.974 %ed(L/2)=0.902 %ed(L)=0.835
 mxx= -1237.7kg-m myy= -187.2kg-m alfa=0.00269o beta=0.00000o
 fr(ad)=0.2363 Mxx(ad)= -0.002 Qc(ad)= 0.97
 RECESO 1 ang= 90.0o z=0.159m qri= 1.53cm3/s p=326.33bar
 RECESO 2 ang=130.0o z=0.159m qri= 18.90cm3/s p=113.96bar
 RECESO 3 ang=170.0o z=0.159m qri= 26.09cm3/s p= 26.10bar
 RECESO 4 ang= 90.0o z=0.503m qri= 4.76cm3/s p=286.81bar
 RECESO 5 ang=130.0o z=0.503m qri= 20.83cm3/s p= 90.39bar
 RECESO 6 ang=170.0o z=0.503m qri= 26.33cm3/s p= 23.22bar

angulo de la fuerza externa:105°
 hmax= 1.912332E-04
 DEPFI-UNAM 11-04-1998 15:19:36
 PROGRAMA:4dfza105 CALCULO# 2
 DATOS:m=36 n=24 orc=1.4 ccnv=0.1 bar rb=0.2414524m l=0.635m angb=180.0o
 rj=0.2413m rpm=4.00 mu= .1 Pa-s fe=257300.0kgf angfe=105.0o
 zfe=0.0m mexx= 0.0kg-m meyy= 0.0kg-m #r=6 C=.000631
 qt=527cm3/s pmax=345bar POTmax= 18.2kW Ir=0.053m ar=0.042m dc= 1.0mm
 lc=%300.0mm Ar/Ab=0.028 lz/L=0.583 t1/t2=0.167 fe(ad)=0.2386 Q(ad)= 5.17
 RESULT: it= 183 epi=.01 epr=.01 it2=183 it3= 0 it4= 3 it5= 0 it6= 0
 fr=256060.8kgf angfr=286.09o POTef= 3.35kW qtc= 97.16cm3/s
 t0= 81.4o t0d(0)= 89.50o t0d(L/2)= 81.42o t0d(L)= 59.26o
 e=0.637 %ed(0)=0.954 %ed(L/2)=0.637 %ed(L)=0.356
 mxx=-11042.5kg-m myy= -45.2kg-m alfa=0.00923o beta=0.00000o
 fr(ad)=0.2374 Mxx(ad)= -0.016 Qc(ad)= 0.95
 RECESO 1 ang= 90.0o z=0.159m qri= 1.92cm3/s p=321.48bar
 RECESO 2 ang=130.0o z=0.159m qri= 10.75cm3/s p=213.64bar
 RECESO 3 ang=170.0o z=0.159m qri= 23.76cm3/s p= 54.55bar
 RECESO 4 ang= 90.0o z=0.503m qri= 15.61cm3/s p=154.24bar
 RECESO 5 ang=130.0o z=0.503m qri= 20.15cm3/s p= 98.66bar
 RECESO 6 ang=170.0o z=0.503m qri= 24.97cm3/s p= 39.79bar

angulo de la fuerza externa:120°
 hmax= 1.775385E-04
 DEPFI-UNAM 11-04-1998 14:48:02
 PROGRAMA:4dfzal20 CALCULO# 1
 DATOS:m=36 n=24 orc=1.4 ccnv=0.1bar rb=0.2414524m l=0.635m angb=180.0o
 rj=0.2413m rpm=4.00 mu= .1 Pa-s fe=257300.0kgf angfe=120.0o
 zfe=0.0m mexx= 0.0kg-m meyy= 0.0kg-m #r=6 C=.000631
 qt=527cm3/s pmax=345bar POTmax= 18.2kW lr=0.053m ar=0.042m dc= 1.0mm
 lc=%300.0mm Ar/Ab=0.028 lz/L=0.583 t1/t2=0.167 fe(ad)=0.2386 Q(ad)= 5.17
 RESULT: it= 142 epi=.01 epr=.01 it2=142 it3= 0 it4= 2 it5= 0 it6= 0
 fr=255399.7kgf angfr=299.53o POTef= 3.31kW qtc= 95.94cm3/s
 t0=124.8o t0d(0)=114.66o t0d(L/2)=124.80o t0d(L)=212.75o
 e=0.464 %ed(0)=0.937 %ed(L/2)=0.464 %ed(L)=0.165
 mxx=-16762.8kg-m myy= -3055.2kg-m alfa=0.01340o beta=0.00000o
 fr(ad)=0.2368 Mxx(ad)= -0.024 Qc(ad)= 0.94
 RECESO 1 ang= 90.0o z=0.159m qri= 8.55cm3/s p=240.48bar
 RECESO 2 ang=130.0o z=0.159m qri= 4.97cm3/s p=284.21bar
 RECESO 3 ang=170.0o z=0.159m qri= 17.30cm3/s p=133.60bar
 RECESO 4 ang= 90.0o z=0.503m qri= 22.51cm3/s p= 69.82bar
 RECESO 5 ang=130.0o z=0.503m qri= 20.61cm3/s p= 93.12bar
 RECESO 6 ang=170.0o z=0.503m qri= 22.00cm3/s p= 76.12bar

angulo de la fuerza externa:130°
 hmax= 2.135576E-04
 DEPFI-UNAM 11-04-1998 14:55:22
 PROGRAMA:4dfzal30 CALCULO# 2
 DATOS:m=36 n=24 orc=1.4 ccnv=0.1bar rb=0.2414524m l=0.635m angb=180.0o
 rj=0.2413m rpm=4.00 mu= .1 Pa-s fe=257300.0kgf angfe=130.0o
 zfe=0.0m mexx= 0.0kg-m meyy= 0.0kg-m #r=6 C=.000631
 qt=527cm3/s pmax=345bar POTmax= 18.2kW lr=0.053m ar=0.042m dc= 1.0mm
 lc=%300.0mm Ar/Ab=0.028 lz/L=0.583 t1/t2=0.167 fe(ad)=0.2386 Q(ad)= 5.17
 RESULT: it= 92 epi=.01 epr=.01 it2= 92 it3= 0 it4= 0 it5= 0 it6= 0
 fr=255324.9kgf angfr=308.95o POTef= 3.24kW qtc= 93.93cm3/s
 t0=154.5o t0d(0)=131.43o t0d(L/2)=154.46o t0d(L)=211.74o
 e=0.506 %ed(0)=0.864 %ed(L/2)=0.506 %ed(L)=0.402
 mxx=-13255.7kg-m myy= -4670.1kg-m alfa=0.01223o beta=0.00000o
 fr(ad)=0.2368 Mxx(ad)= -0.019 Qc(ad)= 0.92
 RECESO 1 ang= 90.0o z=0.159m qri= 15.40cm3/s p=156.72bar
 RECESO 2 ang=130.0o z=0.159m qri= 5.36cm3/s p=279.46bar
 RECESO 3 ang=170.0o z=0.159m qri= 11.05cm3/s p=209.94bar
 RECESO 4 ang= 90.0o z=0.503m qri= 23.77cm3/s p= 54.42bar
 RECESO 5 ang=130.0o z=0.503m qri= 20.10cm3/s p= 99.28bar
 RECESO 6 ang=170.0o z=0.503m qri= 18.24cm3/s p=122.00bar

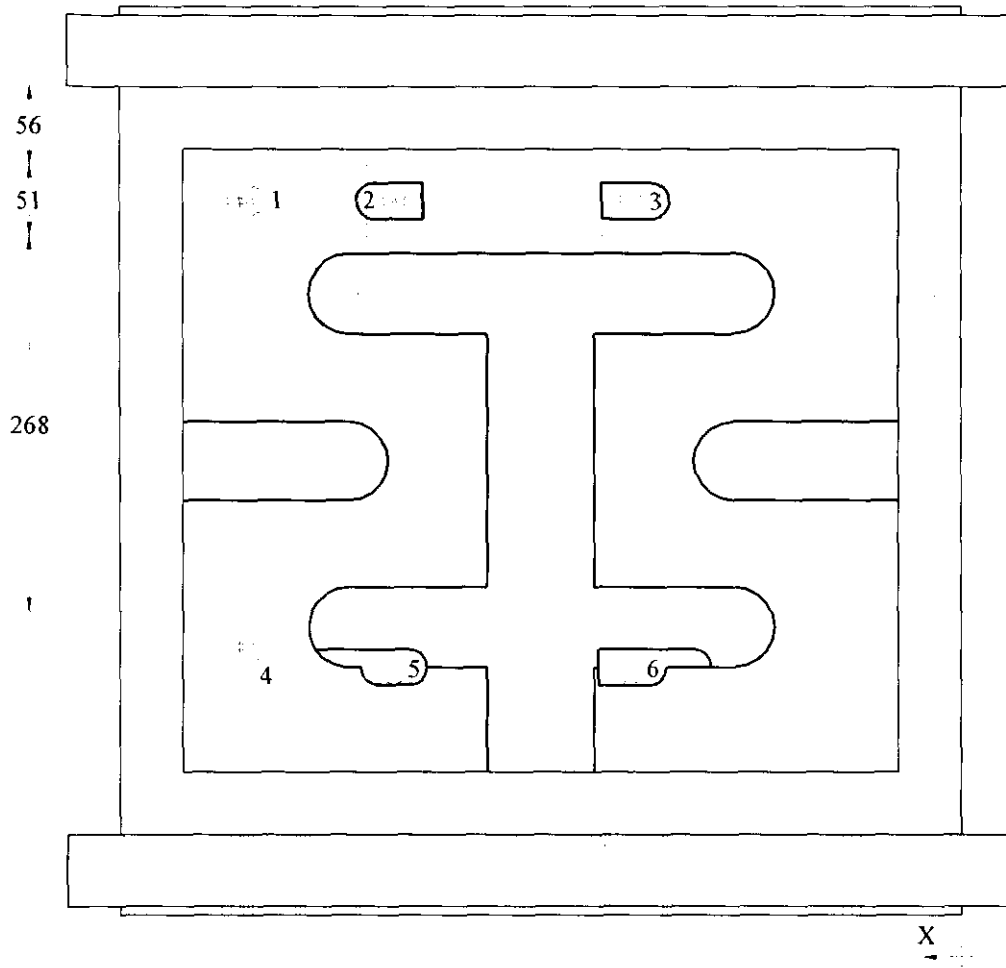
angulo de la fuerza externa:135°
 hmax= 2.324685E-04
 DEPFI-UNAM 11-04-1998 14:59:00
 PROGRAMA:4dfzal35 CALCULO# 2
 DATOS:m=36 n=24 orc=1.4 ccnv=0.1bar rb=0.2414524m l=0.635m angb=180.0o
 rj=0.2413m rpm=4.00 mu= .1 Pa-s fe=257300.0kgf angfe=135.0o
 zfe=0.0m mexx= 0.0kg-m meyy= 0.0kg-m #r=6 C=.000631
 qt=527cm3/s pmax=345bar POTmax= 18.2kW lr=0.053m ar=0.042m dc= 1.0mm
 lc=%300.0mm Ar/Ab=0.028 lz/L=0.583 t1/t2=0.167 fe(ad)=0.2386 Q(ad)= 5.17
 RESULT: it= 91 epi=.01 epr=.01 it2= 91 it3= 0 it4= 1 it5= 0 it6= 0
 fr=255522.5kgf angfr=314.38o POTef= 3.17kW qtc= 91.96cm3/s
 t0=167.8o t0d(0)=142.98o t0d(L/2)=167.78o t0d(L)=209.15o
 e=0.573 %ed(0)=0.828 %ed(L/2)=0.573 %ed(L)=0.525
 mxx=-10599.8kg-m myy= -4706.9kg-m alfa=0.01074o beta=0.00000o
 fr(ad)=0.2369 Mxx(ad)= -0.015 Qc(ad)= 0.90
 RECESO 1 ang= 90.0o z=0.159m qri= 18.68cm3/s p=116.69bar
 RECESO 2 ang=130.0o z=0.159m qri= 6.77cm3/s p=262.22bar
 RECESO 3 ang=170.0o z=0.159m qri= 7.42cm3/s p=254.32bar
 RECESO 4 ang= 90.0o z=0.503m qri= 24.27cm3/s p= 48.31bar
 RECESO 5 ang=130.0o z=0.503m qri= 19.76cm3/s p=103.41bar
 RECESO 6 ang=170.0o z=0.503m qri= 15.05cm3/s p=160.99bar

angulo de la fuerza externa:140°
 hmax= 2.506103E-04
 DEPFI-UNAM 11-04-1998 15:02:09
 PROGRAMA:4dfzal40 CALCULO# 2
 DATOS:m=36 n=24 orc=1.4 ccnv=0.1bar rb=0.2414524m l=0.635m angb=180.0o
 rj=0.2413m rpm=4.00 mu= .1 Pa-s fe=257300.0kgf angfe=140.0o
 zfe=0.0m mexx= 0.0kg-m meyy= 0.0kg-m #r=6 C=.000631
 qt=527cm3/s pmax=345bar POTmax= 18.2kW lr=0.053m ar=0.042m dc= 1.0mm
 lc=%300.0mm Ar/Ab=0.028 lz/L=0.583 t1/t2=0.167 fe(ad)=0.2386 Q(ad)= 5.17
 RESULT: it= 79 epi=.01 epr=.01 it2= 79 it3= 0 it4= 0 it5= 0 it6= 0
 fr=256500.8kgf angfr=319.44o POTef= 3.09kW qtc= 89.60cm3/s

t0=178.30 t0d(0)=157.090 t0d(L/2)=178.350 t0d(L)=205.230
 e=0.662 %ed(0)=0.804 %ed(L/2)=0.662 %ed(L)=0.644
 mxx= -7262.0kg-m myy= -3596.7kg-m alfa=0.008370 beta=0.000000
 fr(ad)=0.2379 Mxx(ad)= -0.011 Qc(ad)= 0.88
 RECESO 1 ang=90.00 z=0.159m qri= 21.28cm3/s p= 84.93bar
 RECESO 2 ang=130.00 z=0.159m qri= 9.26cm3/s p=231.79bar
 RECESO 3 ang=170.00 z=0.159m qri= 4.43cm3/s p=290.80bar
 RECESO 4 ang=90.00 z=0.503m qri= 24.61cm3/s p= 44.17bar
 RECESO 5 ang=130.00 z=0.503m qri= 19.23cm3/s p=110.01bar
 RECESO 6 ang=170.00 z=0.503m qri= 10.79cm3/s p=213.12bar

angulo de la fuerza externa:143°
 hmax= 2.640162E-04
 DEPMI-UNAM 11-04-1998 15:05:16
 PROGRAMA:4dfza143 CALCULO# 2
 DATOS:m=36 n=24 orc=1.4 cenv=0.1bar rb=0.2414524m l=0.635m angb=180.00
 rj=0.2413m rpm=4.00 mu= .1 Pa-s fe=257300.0kgf angfe=143.00
 zfe=0.0m mexx= 0.0kg-m meyy= 0.0kg-m #r=6 C=0.00631
 qt=527cm3/s pmax=345bar POTmax= 18.2kW lr=0.053m ar=0.042m dc= 1.0mm
 lc=%300.0mm Ar/Ab=0.028 lz/L=0.583 t1/t2=0.167 fe(ad)=0.2386 Q(ad)= 5.17
 RESULT: it= 70 epi=.01 epr=.01 it2= 70 it3= 0 it4= 0 it5= 0 it6= 0
 fr=258615.6kgf angfr=322.850 POTef= 3.00kW qtc= 86.83cm3/s
 t0=183.70 t0d(0)=167.580 t0d(L/2)=183.710 t0d(L)=201.810
 e=0.742 %ed(0)=0.820 %ed(L/2)=0.742 %ed(L)=0.733
 mxx= -4905.9kg-m myy= -2294.4kg-m alfa=0.006390 beta=0.000000
 fr(ad)=0.2398 Mxx(ad)= -0.007 Qc(ad)= 0.85
 RECESO 1 ang=90.00 z=0.159m qri= 22.63cm3/s p= 68.39bar
 RECESO 2 ang=130.00 z=0.159m qri= 11.08cm3/s p=209.55bar
 RECESO 3 ang=170.00 z=0.159m qri= 2.60cm3/s p=313.22bar
 RECESO 4 ang=90.00 z=0.503m qri= 24.80cm3/s p= 41.82bar
 RECESO 5 ang=130.00 z=0.503m qri= 18.67cm3/s p=116.82bar
 RECESO 6 ang=170.00 z=0.503m qri= 7.05cm3/s p=258.85bar

angulo de la fuerza externa:146°
 hmax= 2.775018E-04
 DEPMI-UNAM 11-04-1998 15:08:39
 PROGRAMA:4dfza146 CALCULO# 2
 DATOS:m=36 n=24 orc=1.4 cenv=0.1bar rb=0.2414524m l=0.635m angb=180.00
 rj=0.2413m rpm=4.00 mu= .1 Pa-s fe=257300.0kgf angfe=146.40
 zfe=0.0m mexx= 0.0kg-m meyy= 0.0kg-m #r=6 C=0.00631
 qt=527cm3/s pmax=345bar POTmax= 18.2kW lr=0.053m ar=0.042m dc= 1.0mm
 lc=%300.0mm Ar/Ab=0.028 lz/L=0.583 t1/t2=0.167 fe(ad)=0.2386 Q(ad)= 5.17
 RESULT: it= 56 epi=.01 epr=.01 it2= 56 it3= 0 it4= 1 it5= 0 it6= 0
 fr=255557.3kgf angfr=326.100 POTef= 2.97kW qtc= 86.03cm3/s
 t0=188.70 t0d(0)=177.480 t0d(L/2)=188.730 t0d(L)=200.490
 e=0.822 %ed(0)=0.857 %ed(L/2)=0.822 %ed(L)=0.821
 mxx= -2964.1kg-m myy= -1062.1kg-m alfa=0.004630 beta=0.000000
 fr(ad)=0.2370 Mxx(ad)= -0.004 Qc(ad)= 0.85
 RECESO 1 ang=90.00 z=0.159m qri= 23.71cm3/s p= 55.21bar
 RECESO 2 ang=130.00 z=0.159m qri= 13.19cm3/s p=183.77bar
 RECESO 3 ang=170.00 z=0.159m qri= 1.44cm3/s p=327.36bar
 RECESO 4 ang=90.00 z=0.503m qri= 25.08cm3/s p= 38.45bar
 RECESO 5 ang=130.00 z=0.503m qri= 18.54cm3/s p=118.40bar
 RECESO 6 ang=170.00 z=0.503m qri= 4.07cm3/s p=295.29bar
 desea graficar distribucion de p(i,j). (s/n)?



UBICACION CENTRO BARRENOS

No.	X	Z
1	491	453
2	403	453
3	235	453
4	491	134
5	403	115
6	235	115

UNAM
Fac. Ingeniería

CHUMACERA SUPERIOR

FECHA
10.NOV.1998

PLANO 1-A

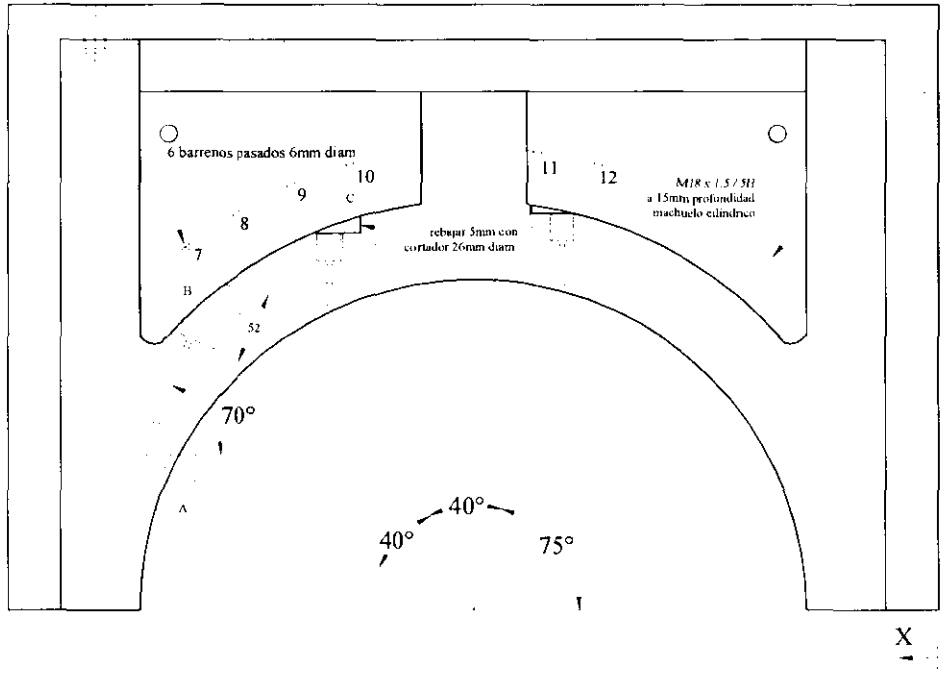
ACOT. mm

DIBUJO

ESCALA

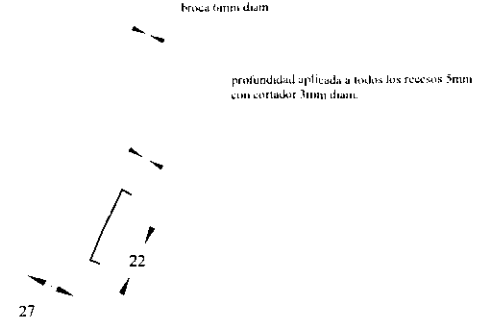
Ricardo Saldivar Ríos

1:5

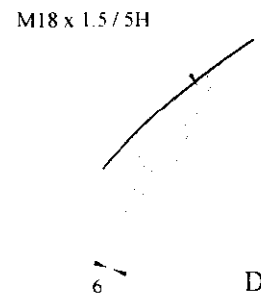


R337

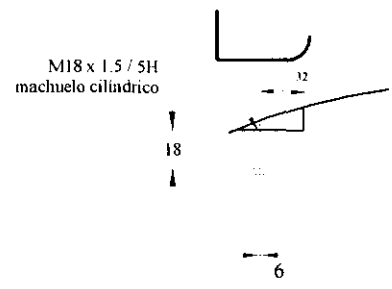
DETALLE A



DETALLE B



DETALLE C



UBICACION CENTRO BARRENOS

No.	X	Y
7	545	265
8	510	290
9	470	310
10	225	325
11	290	335
12	245	325

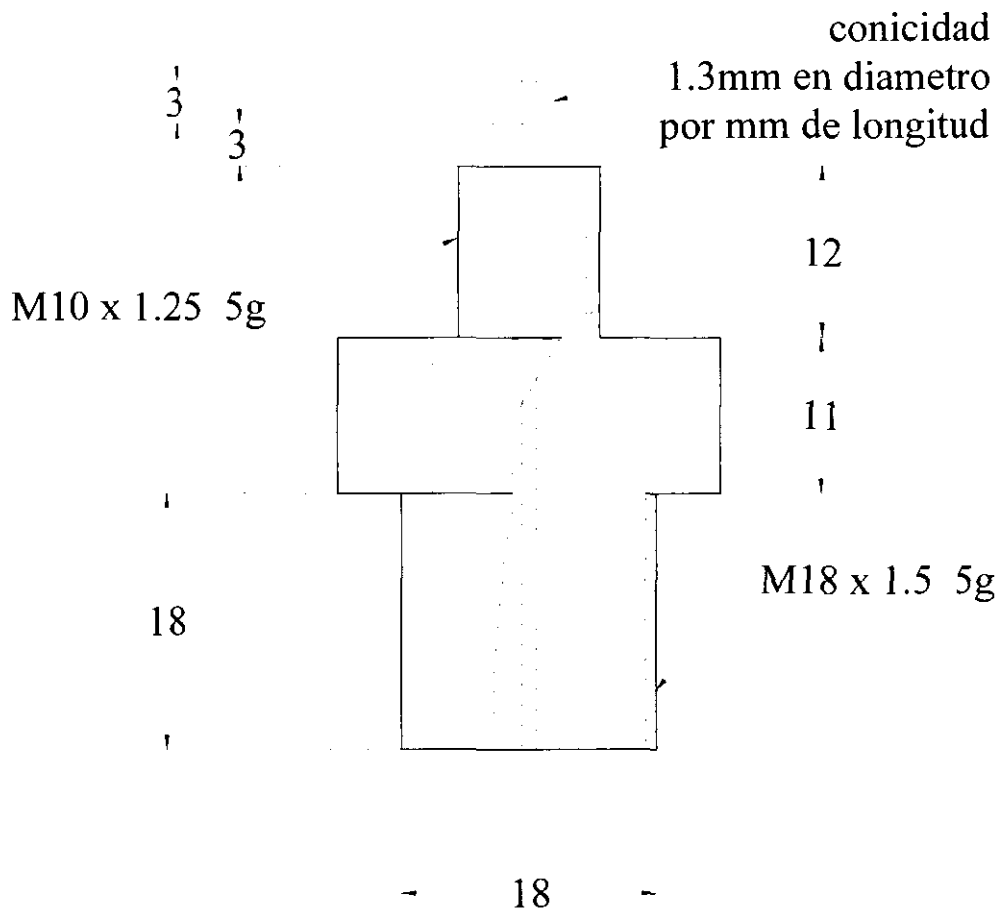
Nota: *Angulo que abarcan los recesos 10°
 *La conicidad del detalle C se debe aplicar en todos los recesos.

UNAM
 Fac. Ingeniería
 FECHA
 10.NOV.1998

CHUMACERA SUPERIOR

PLANO I-B
 ACOT. mm
 ESCALA
 Ricardo Saldívar Rios
 1:5

Ø1



UNAM
Fac. Ingenieria

FECHA
22 NOV. 1998

ENLACE ROSCADO

PLANO 2

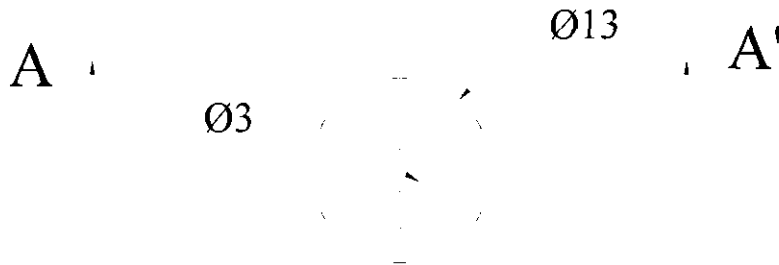
ACOT. mm

DIBUJÓ.

ESCALA

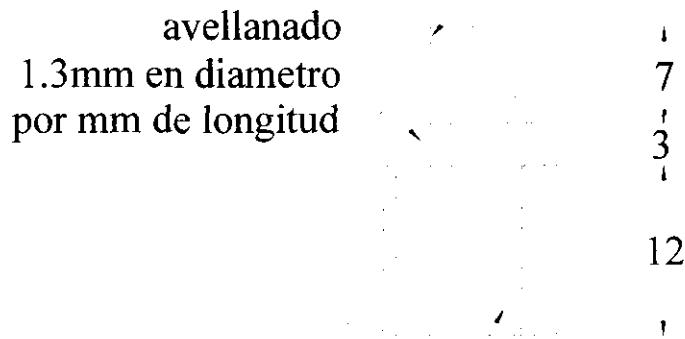
Ricardo Saldivar Rios

2:1



Corte A-A'

Taladrar a 3mm



avellanado
1.3mm en diametro
por mm de longitud

- 6 -

Taladrar a 8.75
M10 x 1.25 5H

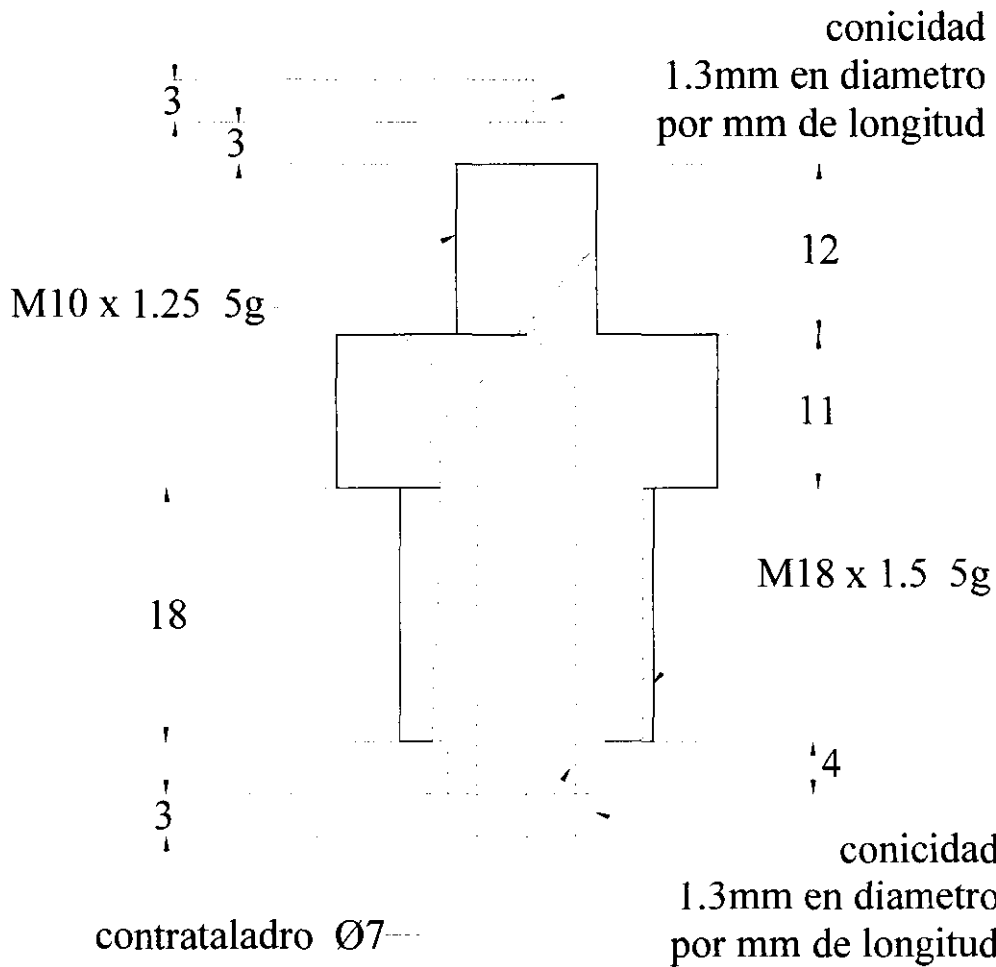
UNAM
Fac. Ingenieria
FECHA
22.NOV.1998

UNION RACORD
PLANO 3
DIBUJO:
Ricardo Saldivar Rios

ACOT.
mm
ESCALA
2:1

R5

taladro $\text{\O}1$



UNAM
Fac. Ingenieria

FECHA
22.NOV.1998

ENLACE ROSCADO MAYOR

PLANO 4

DIBUJO

Ricardo Saldivar Rios

ACOT. mm

ESCALA

2:1

R7

conicidad
1.3mm en diametro
por mm de longitud

5

18

Taladrar a 16.5
M18 x 1.5 5H

UNAM
Fac. Ingenieria

UNION RACORD MAYOR

FECHA
22 NOV. 1998

PLANO 5

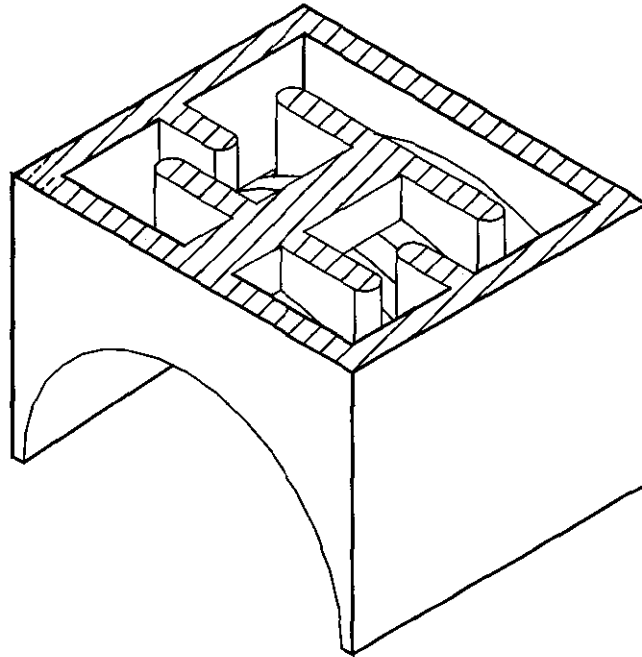
ACOT mm

DIBUJO

ESCALA

Ricardo Saldivar Rios

2:1



UNAM
Fac. Ingeniería
FECHA
22 NOV. 1998

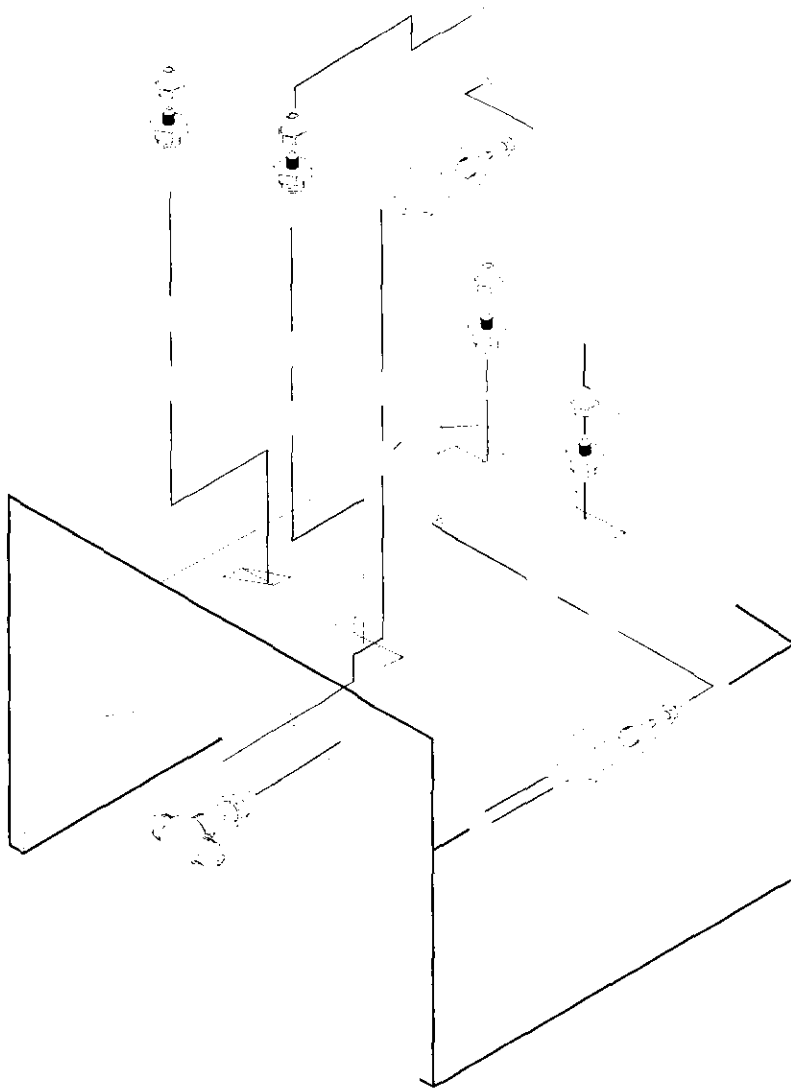
ISOMETRICO

PLANO 6

ACOT. mm

DIBUJO:
Ricardo Saldivar Rios

ESCALA
SIN



UNAM
 Fac. Ingeniería

FECHA
 22.NOV.1998

ISOMETRICO EXPLOSION

PLANO 7

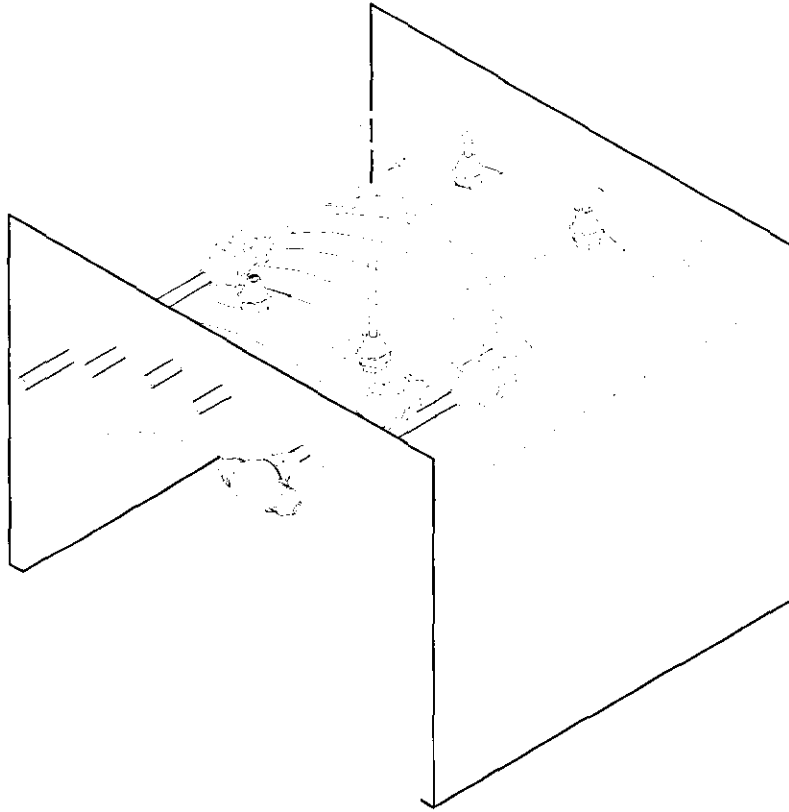
ACOT. mm

DIBUJÓ:

ESCALA

Ricardo Saldivar Rios

SIN



UNAM
Fac. Ingeniería

FECHA
22.NOV.1998

ENSAMBLE

PLANO

DIBUJÓ:
Ricardo Saldivar Rios

ACOT. mm

ESCALA
SIN

A.5 DATOS TECNICOS DE LAS BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO "POCLAIN"

Acceptable with a maximum viscosity of 200 centistokes

Continuous service: Nominal speed and Nominal pressure = Theoretical running life expectancy: 5000 hours in worst conditions.

Note: The calculation of the power absorbed by the pump must be made by taking into account the actual output of the pump.
See the data sheets on pump characteristics.

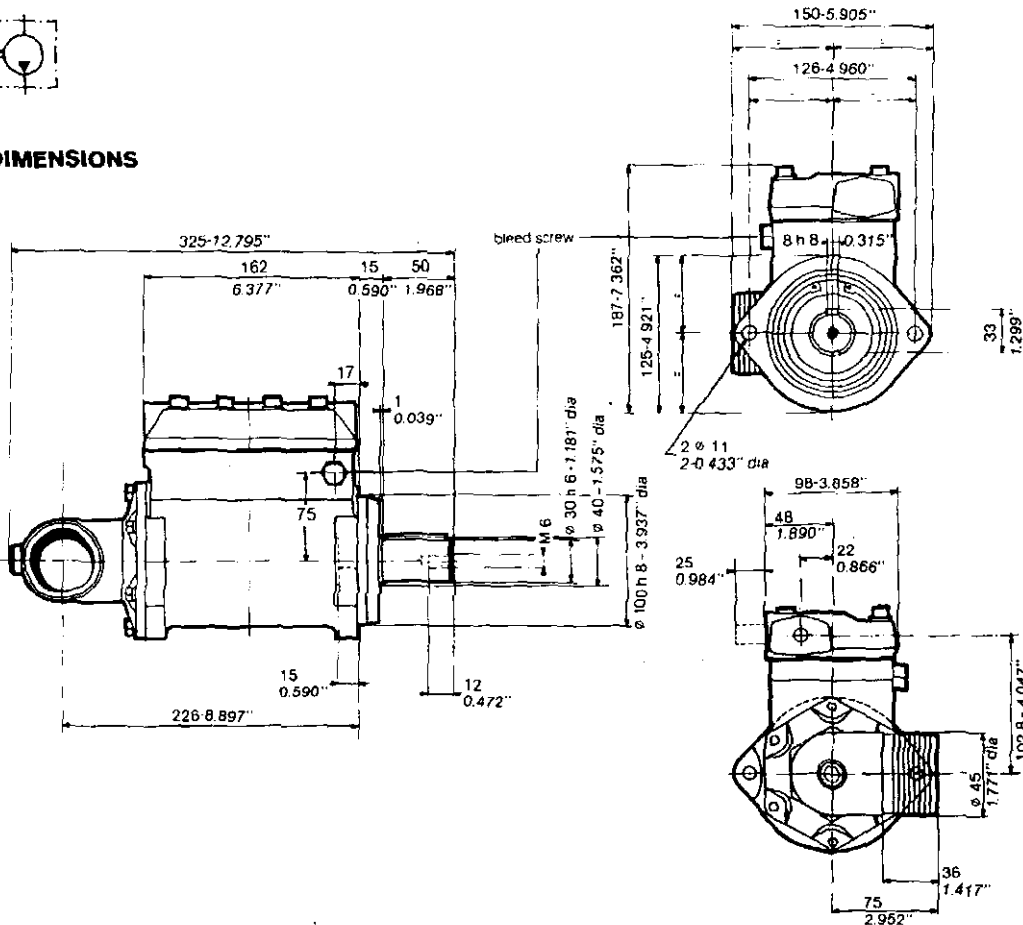
SUMMARY OF PL PUMPS

type	displacement	continuous					intermittent				
	cm ³ /l cu in / rev	l/mn rpm	l/mn US Gal	Bar psi	ch théo HP	kW	l/mn rpm	l/mn US Gal	Bar psi	ch théo HP	kW
H 10	1 x 12.5 1 x 0.76	2700	1 x 34 1 x 9	300 4300	23	17	2950	1 x 37 1 x 9.8	450 6500	38	28
2 H 10	2 x 12.5 2 x 0.76	2700	2 x 34 2 x 9	300 4300	46	33	2950	2 x 37 2 x 9.8	450 6500	76	56
4 H 10	4 x 10.3	2500	4 x 26	350 5000	82	59	2700	4 x 28	450	114	84
	4 x 0.63 4 x 12.5 4 x 0.76	2400	4 x 6.9 4 x 30 4 x 7.9		96	70	2700	4 x 7.4 4 x 34 4 x 9	6500 450 6500	139	102
H 12	1 x 17.5	2700	1 x 47	300 4300	31	22	2950	1 x 52	450 6500	53	39
	1 x 1.07 1 x 22 1 x 1.34	2700	1 x 12.4 1 x 59 1 x 15.6		40	30	2950	1 x 15.6 1 x 65 1 x 17.2		67	49
2 H 12	2 x 17.5	2700	2 x 47	300 4300	64	48	2950	2 x 52	450 6500	105	77
	2 x 1.07 2 x 22 2 x 1.34	2400	2 x 12.4 2 x 53 2 x 14		72	52	2700	2 x 13.7 2 x 59 2 x 15.6		121	89
3 H 12	3 x 17.5	2400	3 x 42	350 5000	99	73	2700	3 x 47	450 6500	147	108
	3 x 1.07 3 x 22 3 x 1.34	2200	3 x 11.1 3 x 48 3 x 12.7		114	84	2400	3 x 12.4 3 x 53 3 x 14		162	119
4 H 12	4 x 17.5	2400	4 x 42	350 5000	133	98	2700	4 x 47	450 6500	192	141
	4 x 1.07 4 x 22 4 x 1.34	2200	4 x 11.1 4 x 48 4 x 12.7		153	112	2400	4 x 12.4 4 x 53 4 x 14		216	159
6 H 12	6 x 20 6 x 1.22	2200	6 x 44 6 x 11.6	300 4300	180	132	2400	6 x 48 6 x 12.7	450 6500	294	216
H 15	1 x 25	2400	1 x 60	350 5000	47	35	2700	1 x 67	450 6500	68	50
	1 x 1.53 1 x 28.5 1 x 1.74	2300	1 x 15.8 1 x 66 1 x 17.4		52	38	2500	1 x 17.7 1 x 71 1 x 18.6		72	53
2 H 15	2 x 25	2400	2 x 60	350 5000	95	70	2700	2 x 67	450 6500	137	101
	2 x 1.53 2 x 28.5 2 x 1.74	2200	2 x 15.8 2 x 63 2 x 16.6		99	73	2400	2 x 17.7 2 x 68 2 x 18		138	102
3 H 15	3 x 25	2300	3 x 57	350 5000	136	100	2500	3 x 62	450 6500	190	140
	3 x 1.53 3 x 28.5 3 x 1.74	2200	3 x 15 3 x 63 3 x 16.6		150	110	2400	3 x 16.4 3 x 68 3 x 18		208	153
4 H 15	4 x 25	2300	4 x 57	350 5000	181	133	2500	4 x 62	450 6500	253	186
	4 x 1.53 4 x 28.5 4 x 1.74	2200	4 x 15 4 x 63 4 x 16.6		200	147	2400	4 x 16.4 4 x 68 4 x 18		278	204
2 H 18	2 x 33	2300	2 x 76	250 3600	86	64	2500	2 x 82	350 5000	130	96
	2 x 2.01	2200	2 x 20.1		110	81	2400	2 x 27.7		168	124
	2 x 44 2 x 2.68 2 x 52 2 x 3.17	2100	2 x 97 2 x 25.6 2 x 109 2 x 28.8		124	91	2300	2 x 106 2 x 28 2 x 120 2 x 31.7		190	140
4 H 18	4 x 33	2400	4 x 79	300 4300	224	165	2700	4 x 89	450 6500	363	267
	4 x 2.01	2300	4 x 20.9		286	210	2500	4 x 23.5		449	330
	4 x 44 4 x 2.68 4 x 52 4 x 3.17	2200	4 x 101 4 x 26.7 4 x 114 4 x 30.1		322	237	2400	4 x 110 4 x 29.1 4 x 125 4 x 33		511	376
4 H 20	4 x 58	2200	4 x 128	350 5000	406	299	2400	4 x 139	450 6500	567	417
	4 x 3.54 4 x 74 4 x 4.51	2200	4 x 33.8 4 x 163 4 x 43		515	379	2400	4 x 36.7 4 x 177 4 x 47		724	532
6 H 20	6 x 58	2200	6 x 128	350 5000	610	449	2400	6 x 139	450 6500	851	626
	6 x 3.54	2200	6 x 33.8		581	500	2400	6 x 36.7		954	701
	6 x 65	2200	6 x 143		774	568	2400	6 x 156		1087	800
	6 x 3.97 6 x 74 6 x 4.51	2200	6 x 37.7 6 x 163 6 x 43		5000 350 5000	581 500 774	500 568	2400 2400		6 x 41.2 6 x 177 6 x 47	6500 450 6500

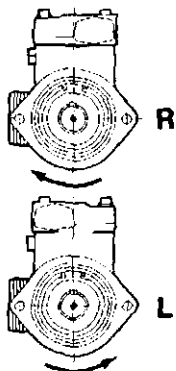
L1 H10 PUMP



DIMENSIONS



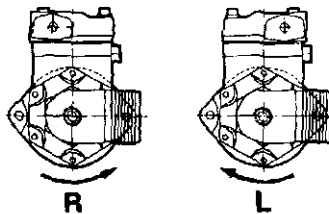
DIRECTION OF ROTATION:



It is preferable to use the standard direction of rotation for this pump, i.e. clockwise. Anticlockwise rotation can be ordered as an option. The direction of rotation is shown by an arrow on the cylinder block.

ASSEMBLY:

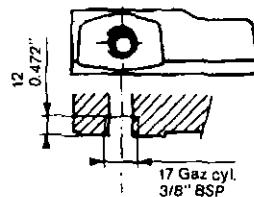
Warning: the position of the return port varies according to the direction of rotation of the pump.



POSITION:

The bleed screw should always be at the top.

STANDARD PORTS:



Cyl gas thread

WEIGHT:

33 lbs

OVERALL DIMENSIONS:

12.79 x 5.9 x 7.36 in

L1 H10 PUMP

CHARACTERISTICS

Geometric displacement (cu in/rev)	0.76	
	SERVICE	
	CONTINUOUS	INTERMITTENT
Power (HP - kW)	23/17	38/28
Pressure (psi)	5000	6500
Theoretical flow (US GAL)	9	9.8
Speed (rpm)	2700	2950

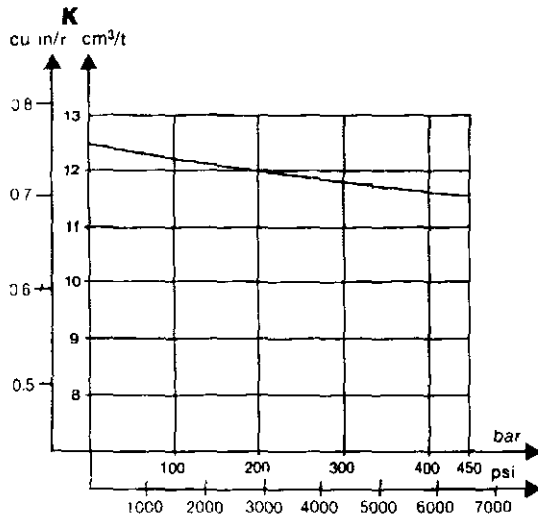
Minimum speed of pump in continuous use (rpm): 100
On load starting possible

PERFORMANCES:

All performances are given for oil viscosity : 37 cST - 5° E - 173 SSU

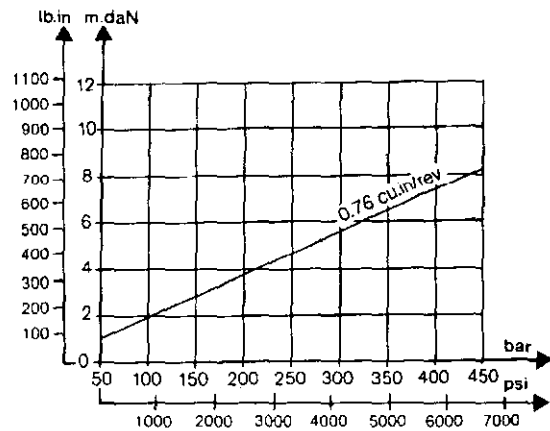
CALCULATION OF FLOW PER BODY:

$$Q = \frac{K \times N \text{ (rpm)}}{1000}$$

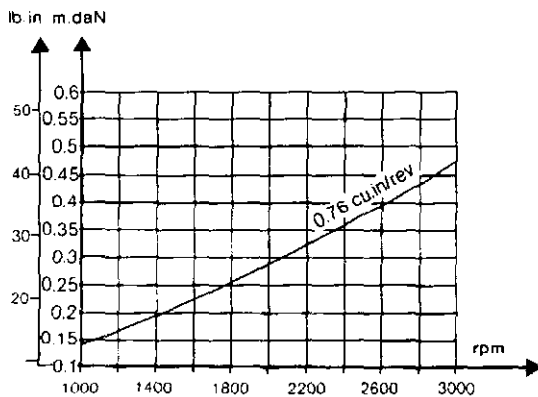


(K = real displacement allowing for oil compressibility and volumetric efficiency)
Performances given at 1000 < N rpm < 2950

DRIVING TORQUE PER BODY RELATIVE TO PRESSURE (DT mdaN)



OFF LOAD TORQUE (OLT mdaN)



POWER REQUIRED BY PUMP

$$P \text{ HP} = \frac{[OLT + (DT \times \text{no. of bodies})] \times N \text{ rpm}}{63024}$$

$$P \text{ KW} = \frac{[OLT + (DT \times \text{no. of bodies})] \times N \text{ rpm}}{84532}$$

$$\text{INERTIA: } I = M_p 2 = 4.8 \text{ in}^2 \text{ lb}$$

A.6 CALCULO DE LA DEFLEXIÓN EN EL RODILLO POR LA ACCIÓN DE LAS FUERZAS DEL COJINETE Y EL BAGAZO.

Para calcular la deflexión en la flecha hay que determinar la ecuación de momentos en uno de los apoyos (centro del cojinete). Utilizando la teoría de mecánica de materiales[16] se puede establecer la ecuación para determinar el ángulo de deflexión en el cojinete. Primero se establece que el cojinete se encuentra como apoyo libre (caso actual); después se calcula nuevamente el ángulo de deflexión considerando que se usa el cojinete hidrostático diseñado. Lo anterior sirve para determinar el efecto que tiene en la deflexión de la flecha el uso de un cojinete hidrostático.

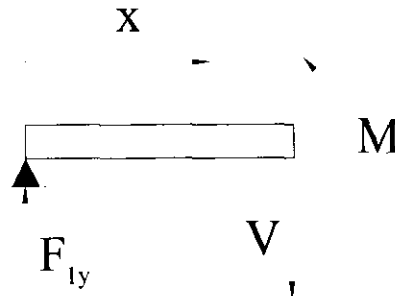


Figura A.6.1 Cojinete con apoyo libre, la fuerza F_{1y} se aplica en el centro del cojinete.

Apoyándose en la figura A.6.1 la ecuación de momentos para un apoyo con momento de inercia I_1 (para la flecha) es:

$$EI_1 v'' = F_{1y} x \quad 0 \leq x \leq l_{coj}/2$$

Integrando:

$$(1) \quad EI_1 v' = \frac{F_{1y}}{2} x^2 + C_1$$

Integrando:

$$(2) \quad EI_1 v = \frac{F_{1y}}{6} x^3 + xC_1 + C_2$$

Para el caso en que el momento de inercia es I_2 (para el rodillo) la ecuación de momentos es:

$$EI_2 v'' = F_{1y} x \quad l_{coj}/2 \leq x \leq l_{rod}/2$$

Integrando:

$$(3) \quad EI_2 v' = \frac{F_{1y}}{2} x^2 + C_2$$

Integrando:

$$(4) \quad EI_2 v = \frac{F_{1y}}{6} x^3 + xC_2 + C_4$$

Con las condiciones iniciales: $x = 0, v = 0$; $x = l_{rod}/2, v' = 0$ y $x = l_{coj}/2, v' = 0$

Se obtiene el valor de las constantes:

$$C_1 = \frac{I_1}{I_2} \left(\frac{F_{1y}}{8} (l_{coj}^2 - l_{rod}^2) \right) - \frac{F_{1y}}{8} l_{coj}^2 \quad C_3 = 0$$

$$C_2 = -\frac{F_{1y}}{8} l_{rod}^2$$

Con la ecuación 1 se determina el valor del ángulo de deflexión en el centro del cojinete. Cuando $x = 0, v'(0) = \theta$

$$(5) \quad \theta = \frac{1}{EI_1} \left[\frac{I_1}{I_2} \left(\frac{F_{1y}}{8} (l_{coj}^2 - l_{rod}^2) \right) - \frac{F_{1y}}{8} l_{coj}^2 \right]$$

Utilizando el valor encontrado en el capítulo 1 $F_{1y} = 142.5 \text{ ton}$. Las dimensiones del cojinete y el rodillo: $l_{coj} = 144 \text{ cm}$, $l_{rod} = 214 \text{ cm}$.

se encuentra que $\theta = 2.040523 \times 10^{-3} \text{ [rad]}$

$$\theta = 0.117^\circ$$

Utilizando un procedimiento análogo al anterior, con las mismas condiciones iniciales y considerando el momento producido por el cojinete hidrostático (Fig. A.6.2) se llega a la ecuación para determinar el ángulo de deflexión en el centro del cojinete:

$$(6) \quad \theta = \frac{1}{EI_1} \left[\frac{I_1}{I_2} \left(\frac{F_{1y}}{8} (l_{coj}^2 - l_{rod}^2) \right) + \frac{M_x}{2} (l_{coj} - l_{rod}) \right] - \frac{F_{1y}}{8} l_{coj}^2 + \frac{l_{coj} M_x}{2}$$

Para el caso en que la fuerza se encuentra concentrada en la parte central del rodillo el cojinete genera un momento M_x de $13\ 372\ \text{kg}\cdot\text{m}$ con la fuerza externa a 130° (tabla 5.2). Con este valor y las dimensiones del rodillo y cojinete utilizadas anteriormente se encuentra el ángulo de deflexión del rodillo en la parte central del cojinete:

$$\theta = 2.0368153 \times 10^{-3} \text{ [rad]}$$

$$\theta = 0.1167^\circ$$

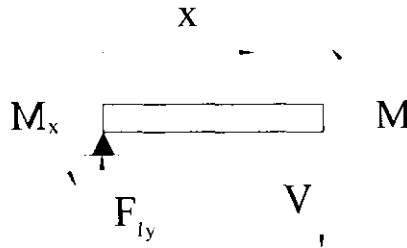


Figura A.6.2 Apoyo restringido por el momento M_x generado por el cojinete, la fuerza F_{ty} se aplica en el centro del cojinete.

Al comparar este resultado con el obtenido en la corrida (Pág. 75, fuerza externa 130° , $\alpha = \theta = 0.01223^\circ$) de cálculos del cojinete, se encuentra que el ángulo de deflexión es mayor; esto indica que se tendrían que modificar ciertas parámetros de cálculo para aumentar el momento producido por el cojinete. Aumentando al viscosidad del lubricante, variando la longitud del capilar o reposicionar los recesos.

Referencias

1. Martínez, B. L.: "*Metodología de diseño de cojinetes hidrostáticos cilíndricos con capacidad de carga autocompensada ante deslineamientos de la flecha*", Tesis doctoral, UNAM, México , 1998.
2. Muñoz, G. y Lewinsky J.: "*Análisis del comportamiento mecánico del molino de caña*", Memorias primer congreso SMIM, AC,1990, pág. 180.
3. Hugot, E.: "*Handbook of cane sugar engineering*", 3th edition, Elsevier science publishers, Netherlands, 1986, pág. 128-130.
4. Pytel- Singer: "*Resistencia de materiales*", México 1987, págs. 228-230.
5. Rippel, H. C.: "*Machine design*", *Design of hydrostatic bearing, part 3*, August 29, 1963, págs. 132-134.
6. Rippel, H. C.: "*Machine design*", *Design of hydrostatic bearing part 2*, August 15, 1963, pág. 126.
7. Smith, : "*Numerical solution of partial differential equations*", Oxford,1987.
8. Crane Co.: *Technical paper No. 409*, USA, págs. 90-91.
9. ASM: "*Metals handbook, Properties and selection iron and steels* ", 6th edition, ASM ed., USA, págs. 315-326.
10. Nolte, C. B.: "*Optimum pipe size selection*", Gulf Publishing Co., Germany 1979, pág 21.
11. James, C. P. Chen: "*Manual de azúcar de caña*", Ed. Limusa, México 1991, pág. 479.
12. Faires, V. M.: "*Diseño de elementos de máquinas*", Ed. UTHEA, México 1987, pág. 206.
13. Juvinal, R. C.: "*Fundamentals of machine component design*", Ed. Wiley and sons, USA 1983, pág. 277
14. Curtis, F. G.: "*Análisis numérico*", Ed. Alfaomega, México 1991, págs. 288-292.
15. Burden-Faires: "*Análisis numérico*", Ed. Iberoamericana, México 1985.
16. Timoshenko, Stephen.: "*Mecánica de materiales*", Grupo editorial Iberoamérica, México 1986, págs.377-412.

Bibliografía

- ASM: *"Metals handbook, Properties and selection iron and steels"*. 6th edition, ASM ed., USA.
- Burden-Faires: *"Análisis numérico"*, Ed. Iberoamericana, México 1985.
- Canahan-Luther-Wilkes: *"Cálculo numérico, métodos y aplicaciones"*, Ed. Rueda, Madrid.
- Código ANSI *"Pressure classification system"*.
- Cover-Helsel: *"Interpretación del dibujo mecánico"*, Mc Graw- Hill, 3 ed., México 1988.
- Chevalier, A: *"Dibujo industrial"*, Limusa editores, México, 1994.
- Dieter, G. E.: *"Mechanical metallurgy"*, Mc Graw-Hill Book Co., Singapore, 1988.
- Fuller, D. D.: *"Teoría y práctica de la lubricación"*, Ediciones Interciencia, España 1961.
- Hergert, D.: *"Programación en microsoft Quickbasic"*, ed. Anaya multimedia, Madrid, 1990.
- Hutte.: *"Manual del ingeniero"*, Tomo II, Ed. Gustavo Gill SA, Barcelona 1970.
- Joyanes Aguilar, L.: *"Quickbasic avanzado. versión 4.5 y Qbasic"*, Mc Graw-Hill, España 1993.
- Karassik-Krutzsh-Frasser-Messina.: *"Pump handbook"*, 2 ed., Mc Graw-Hill, USA 1986.
- Nayar, L. M.: *"Piping handbook"*, Mc Graw- Hill, USA 1992.
- Petrovsky, I. G.: *"Lectures on partial differential equations"*, Interscience, New York, 1954.
- Potter, M. C. y Wiggert, D. C.: *"Mechanics of fluids"*, Prentice Hall, USA, 1991.
- Pytel, A. y Singer, F. L.: *"Resistencia de materiales"*, Hala SA de CV, México, 1987.
- Rohde, S. M.: *"Fluid film lubrication"*, General Motors Research Laboratories, Warren Michigan, Connecticut, October 18-20, 1983.
- Shigley, J. E. Y Mischke C. R.: *"Bearings and lubrication"*, *Mechanical designers' workbook*, Mc Graw-Hill, USA 1990.
- Slaymaker: *"Bearing lubrication analysis"*
- Somarski, A. A. y Andreiev V. B.: *"Métodos en diferencias para las ecuaciones elípticas"*, ed. Mir, Moscú, 1979.
- Tipei, N.: *"Theory of lubrication"*
- Tromp, L. A.: *"Machinery and equipment of the cane sugar factory"*, John R. Publisher, Manchester 1940.
- Wenworth, J. y Smith, D. E.: *"Geometría plana y del espacio"*, Ed. Porrúa S. A., 9 ed., México 1980.