



UNIVERSIDAD NACIONAL
de MAR DEL PLATA
.....



Proyecto Final de carrera:

“Estudio, Diseño y Construcción de Cojinetes Aerostático y Aerodinámico”

Autor/Alumno: Kevin Xavier Modernel

Carrera: Ingeniería Mecánica

Matrícula: 11295

Directores: Dr. Ricardo C. Dommarco
Ing. Alejo Daniel Mandri

Evaluadores: Dr. Martín Caldera, Fac. Ing. - UNMdP
Dr. Diego Colombo, Fac. Ing. - UNMdP
Dr. Marcos López, Fac. Ing. - UNMdP

Fecha defensa: Marzo de 2021



RINFI se desarrolla en forma conjunta entre el INTEMA y la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución-
NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).

ÍNDICE

1.	Introducción	1
2.	Marco Teórico	1
2.1.	Interacción entre Superficies	4
2.1.1.	Geometría de las Superficies.....	4
2.2.	Fricción	6
2.2.1.	Mecanismos de Fricción.....	10
2.3.	Desgaste – Degradación o Daño Superficial	11
2.3.1.	Mecanismos de Desgaste.....	13
2.4.	Lubricación	19
2.4.1.	Regímenes de Lubricación	20
2.4.2.	Mecanismos de Lubricación.....	23
2.5.	Cojinetes.....	28
2.5.1.	Según el Sentido de las Fuerzas	29
2.5.2.	Cojinetes Fluidodinámicos Axiales	30
2.5.3.	Cojinetes Fluidostáticos Axiales	32
3.	Desarrollo de un Cojinete Aerostático	35
3.1.	Flujo entre Superficies Paralelas	35
3.2.	Flujo en Cojinetes con Alimentación Central	38
3.3.	Flujo a través de Canal de Alimentación	39
3.4.	Cálculo de Capacidad de Carga	42
3.5.	Metodología de Diseño.....	44
3.6.	Diseño.....	45
3.7.	Fabricación	47
3.8.	Resultados Experimentales.....	50
4.	Desarrollo de un Cojinete Aerodinámico.....	54
4.1.	Principios de Lubricación Hidrodinámica.....	54
4.2.	Flujo en un Cojinete Largo	57
4.3.	Cálculo de Capacidad de Carga	61
4.4.	Metodología de Diseño.....	62
4.5.	Diseño.....	63
4.6.	Fabricación	65
5.	Conclusiones	68
6.	Trabajos Futuros	68
7.	Anexo	69
7.1.	Anexo I	69
7.2.	Anexo II	72
8.	Referencias.....	84

Nomenclatura:

Caracteres Romanos

A :	Área de la sección de salida
A_E :	Área transversal de entrada
A_S :	Área transversal de salida
A_r :	Área real de contacto
a :	Radio del receso o interior del cojinete
a_0 :	Velocidad del sonido
B :	Ancho de las superficies
b :	Radio del cojinete aerostático
C, K :	Constantes de integración
C_D :	Coefficiente de descarga
C_p :	Calor específico a presión constante
C_v :	Calor específico a volumen constante
d :	Diámetro del conducto de alimentación
E :	Módulo elástico
E' :	Módulo de elasticidad equivalente
$E.C.$:	Energía Cinética
$E.P.$:	Energía Potencial
F :	Fuerza aplicada
F_S :	Fuerza de fricción por surcado
F_a :	Fuerza de fricción por adhesión
F_d :	Factor dimensional
F_f :	Fuerza de fricción
F_{fd} :	Fuerza de fricción dinámica
F_{fe} :	Fuerza de fricción estática
F_g :	Factor del gas
F_p :	Factor de presión
G :	Factor adimensional
$G_{H.D.}$:	Parámetro adimensional del material
g :	Factor adimensional (Inclinación superficies/almojadillas)
h :	Espesor de película lubricante
$h_{e/s}$:	Entalpía a la entrada/salida
$h_{mín}$:	Espesor de película lubricante mínimo
h_0 :	Espesor de película donde la presión es máxima
h_1 :	Espesor de película en la salida
h_2 :	Espesor de película en la entrada
K_g :	Factor de carga
k, c :	Constantes de integración
L_{med} :	Longitud de medición
m :	Función incógnita
P :	Fuerza normal entre superficies
$P_{iv,as}$:	Parámetro de presión isoviscoso asintótico
p :	Función presión
p_0 :	Presión de suministro

p_a : Presión atmosférica
 p_d : Presión estática a la salida del conducto
 Q_E : Caudal de lubricante a la entrada
 Q_S : Caudal de lubricante a la salida
 \dot{Q} : Caudal másico
 Q : Caudal
 q : Tensión de aplastamiento
 R : Constante específica del gas
 R_a : Rugosidad media aritmética
 R_e : Número de Reynolds
 R_q : Rugosidad media cuadrática
 R_{qc} : Rugosidad media cuadrática compuesta
 $R_{q1,2}$: Rugosidad media cuadrática cara/contracara
 R_x : Radio reducido en la dirección de rodadura
 r : Coordenada radial cojinete aerostático de orificio central
 T : Temperatura absoluta
 T_e : Temperatura a la entrada
 T_s : Temperatura a la salida
 U : Velocidad de la superficie
 $U_{H.D.}$: Parámetro adimensional de la velocidad
 u, v, w : Función velocidad según dirección x, y, z
 v_M : Velocidad media de entrada/salida del lubricante
 v_{Me} : Velocidad media de entrada
 v_{Ms} : Velocidad media de salida
 v_c : Velocidad a la salida del conducto
 W : Capacidad de carga
 $W_{H.D.}$: Factor adimensional de la carga
 X, Y, Z : Fuerzas de volumen

Caracteres Griegos

α : Ángulo de inclinación de las superficies (almohadillas)
 β : Relación entre espesores máximo y mínimo
 γ : Coeficiente de dilatación adiabática
 η : Viscosidad dinámica
 η_0 : Viscosidad dinámica a presión atmosférica
 θ : Ángulo de inclinación del plano
 λ : Coeficiente espesor de película
 μ : Coeficiente de fricción
 ν : Viscosidad cinemática
 ρ_0 : Densidad del gas a la presión atmosférica
 ρ_d : Densidad del gas a la salida del conducto
 ρ : Densidad del gas
 $\sigma_{0,2}$: Límite elástico (Deformación plástica 0,2 %)

Resumen

El presente trabajo final surgió como una necesidad del Grupo Tribología de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata, relacionada con la incorporación de material y equipamiento de laboratorio que permita visualizar los fenómenos de lubricación hidrostática e hidrodinámica. Para esto se diseñaron y fabricaron un cojinete aerostático y un cojinete de almohadillas basculantes o tilting pad bearing, ambos utilizando aire como fluido lubricante.

Se utilizaron modelos matemáticos para describir y comprender el funcionamiento de ambos tipos de cojinetes. Se partió de las ecuaciones de Navier-Stokes en derivadas parciales, obteniéndose la distribución de presión y, finalmente, la capacidad de carga.

Luego se pasó a la etapa de diseño, donde a partir de los requisitos, restricciones y de los modelos desarrollados, se elaboraron los diseños y planos de fabricación, dejando registro de la metodología de diseño.

Con los cojinetes ya fabricados se comprobó su funcionamiento. Además, se plantearon experiencias de laboratorio para que los estudiantes realicen en la asignatura Tribología, con el fin de demostrar los mecanismos de lubricación hidrostático e hidrodinámico, y los diferentes regímenes de lubricación.



1. Introducción

El presente trabajo final surge como una necesidad del Grupo Tribología de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata, relacionada con la incorporación de material y equipamiento de laboratorio, ya sea con finalidades de investigación o didácticas para su cátedra de Tribología.

En este caso el objetivo es disponer de equipamiento que permita visualizar los fenómenos de lubricación hidrostática e hidrodinámica, a partir de dispositivos que sean capaces de poner en evidencia estos mecanismos de lubricación. Para esto se diseñarán y fabricarán un cojinete aerostático y un cojinete de almohadillas basculantes o tilting pad bearing, ambos utilizando aire como fluido lubricante.

Puesto que existen equipos similares, el plan consiste en conseguir y procesar información disponible en la bibliografía, la que será utilizada como referencia para este proyecto. Además, se deberá profundizar en los conocimientos teóricos acerca del diseño de cojinetes. Paralelamente se indagará sobre los materiales y componentes disponibles en el mercado. Cumplidas estas etapas se estará en condición de avanzar a la etapa de diseño y fabricación.

Se utilizarán las tecnologías de fabricación disponibles, teniendo en cuenta la escala de producción (pieza única o prototipo) y el elevado grado de calidad necesario (instrumento didáctico de laboratorio). Se cuenta con las facilidades disponibles en los talleres del Departamento Mecánica y también de la División Metalurgia del INTEMA. El equipamiento incluye distintas máquinas herramienta, laboratorio de metrología, laboratorio de tratamiento térmico, etc. Cuando sea necesario se contratarán servicios externos para el procesamiento de materiales.

Las áreas curriculares involucradas incluyen: fluidodinámica, materiales, diseño y tecnología mecánica. Las materias que proporcionan conocimientos relativos a la temática propuesta son: Mecánica de los Fluidos y Máquinas Fluidodinámicas, Metalurgia Física, Metalurgia Aplicada, Tribología, Tecnología Mecánica I, Tecnología Mecánica II y Cálculo de elementos de Máquinas.

La metodología de resolución es del tipo analítica y fuertemente experimental, ya que propone como objetivo final la construcción y puesta a punto de equipamiento didáctico para el Laboratorio Tribología del Departamento Mecánica.

El trabajo comienza por el desarrollo del marco teórico en la Sección 2, explicando los principales aspectos tribológicos involucrados. Luego se da una clasificación de cojinetes, y se presentan los tipos de cojinetes que serán fabricados. En las Secciones 3 y 4 se desarrollan en profundidad los modelos matemáticos, el diseño, la fabricación y los ensayos de funcionamiento de los cojinetes aerostático y aerodinámico, respectivamente. Finalmente, se pasa a las conclusiones en la Sección 5 y se sugieren posibles futuras líneas de trabajo en la Sección 6.

2. Marco Teórico

Etimológicamente el término “tribología” proviene del griego “tribos” que significa frotar o rozar, y el uso moderno fue introducido por H. P. Jost [i], en un reporte presentado al Departamento Británico de Educación y Ciencia en octubre de 1965, y publicado el 9 de marzo de 1966. Este informe, resultado de nueve meses de trabajo de equipo, fue contundente al



mostrar al gobierno británico las implicancias de los fenómenos tribológicos en las millonarias pérdidas económicas de la industria, relativas a la fricción, la falla de elementos de máquina por desgaste y por problemas relativos a la lubricación.

La tribología, según la define la norma ASTM G40 (Standard Terminology Relating to Wear and Erosion) es la ciencia que estudia los fenómenos relativos a la interacción de superficies, incluyendo la fricción, el desgaste y la lubricación, y su alcance no se limita a las superficies interactuantes, sino que se extiende al entorno físico, químico, térmico, etc., conocido como tribosistema.

Si bien el término tribología es relativamente nuevo, los efectos de la fricción, el desgaste y la lubricación, son tan antiguos como la creación. Para el hombre, los fenómenos tribológicos afectan su vida en forma inconsciente desde su origen en la tierra. Pero también el uso consciente de los fenómenos tribológicos data de muchos años atrás. Por ejemplo, el uso de la fricción para encender el fuego, data de más de 1,4 millones de años. También se sabe del uso de la lubricación por el año 1800 a. C., para disminuir la fricción en el transporte de los colosos egipcios, o el estudio del desgaste de las monedas de oro utilizadas en el reino de Inglaterra por el año 1800 d. C. [ii]. Puede decirse que el uso, consciente o inconsciente, que el hombre ha hecho de la tribología ha sido beneficioso o positivo en la mayoría de los casos.

La interacción de superficies controla el funcionamiento de prácticamente todo dispositivo desarrollado por el hombre, y ese es el origen de su importancia económica y de la forma en que afectan tanto la vida del hombre. Con énfasis a partir de la revolución industrial y el desarrollo de las máquinas y equipos, los efectos de la tribología son generalmente considerados negativos, con serias implicancias económicas debido a las cuantiosas pérdidas por fricción y también por el mantenimiento y reposición de elementos que sufren desgaste, y hasta la rotura a partir del daño superficial.

Los fenómenos de degradación superficial constituyen uno de los tres problemas más frecuentes que conducen al reemplazo de elementos de máquina, siendo los otros la rotura y la obsolescencia.

Si bien el desgaste, como parte de la degradación superficial, no es una falla catastrófica, es un proceso de deterioro que reduce gradualmente la eficiencia y, finalmente, conduce a la salida de servicio de la maquinaria. El diagrama de la Figura 1 muestra la incidencia relativa de las diferentes causas para la salida de servicio de componentes.

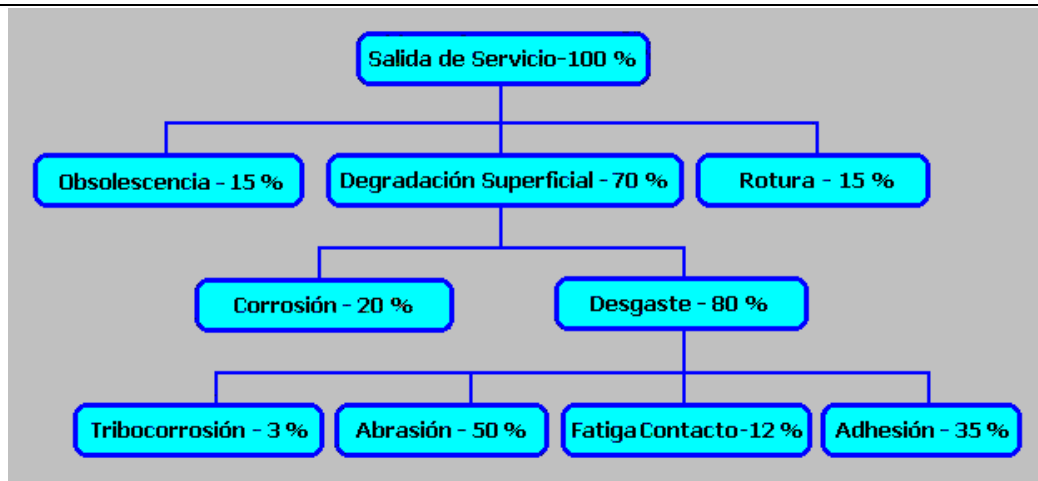


Figura 1. Participación del desgaste en la salida de servicio de elementos de máquina.

El importante crecimiento de la tribología en las últimas décadas se debe, por un lado, al desarrollo de otras ciencias paralelas, como la de los materiales, que ha permitido un control eficaz de las fallas de tipo catastrófico y, por otro lado, a la necesidad de hacer un uso eficiente de los recursos naturales que, ciertamente, no son inagotables. Esto hace que en la actualidad la principal causa para la salida de servicio de los equipos o componentes de máquina sea el desgaste. Además, la incesante competencia entre empresas por la necesidad de obtener mayores beneficios, demanda una mayor eficiencia de los recursos puestos al servicio de la producción y, por lo tanto, cualquier esfuerzo para reducir la fricción y el desgaste, puede resultar muy beneficioso en términos económicos [iii].

La fricción es la principal causa del daño o degradación superficial y el desgaste y, además, es la responsable de la pérdida de energía asociada al movimiento. La lubricación es un medio ampliamente utilizado para disminuir la fricción y el desgaste, constituyendo uno de los temas centrales que estudia la tribología.

La tribología es una ciencia multidisciplinaria y, como tal, es difícil concebir la existencia de un experto con dominio de las diferentes disciplinas. El conocimiento necesario para abordar la temática ha cambiado, de la ingeniería mecánica, de donde provenían la mayoría de los ingenieros de producto, incorporando disciplinas más allá de su preparación [iv]. Hoy en día, el estudio de la tribología requiere especialistas en:

- Ciencia de los materiales. Estudia la microestructura y su relación con la respuesta mecánica, cambios de fase en el tratamiento térmico, etc.
- Ciencias Físicas. Abordan los fenómenos relativos a fricción, adhesión y mecanismos de lubricación
- Físico-química. Estudia el tipo de superficies y la estabilidad
- Mecánica Aplicada. Estudia la respuesta frente a sollicitaciones tanto estáticas como dinámicas, o vibraciones
- Termodinámica. Predice los eventos tribológicos espontáneos, tales como las transformaciones de fase, fenómenos de corrosión, degradación, etc.
- Fractomecánica. Permite conocer las condiciones bajo las cuales una fisura se comporta de manera estable o inestable



2.1. Interacción entre Superficies

Las consecuencias del contacto entre superficies dependen principalmente de las características geométricas, propiedades de los materiales, energías superficiales, reactividad con el medio, presencia de contaminantes, películas de óxido, tipo de movimiento relativo y nivel de carga.

En primera instancia se proyecta que las superficies harán contacto a través de lo que se denomina área aparente de contacto, pero en realidad el contacto se produce a través de los puntos o crestas superficiales más elevadas, Figura 2, generando pequeñas áreas de contacto A_i , a través de las cuales se reparte la carga de trabajo. La sumatoria de los valores A_i determina lo que se denomina área real de contacto, A_r , Ecuación 1.

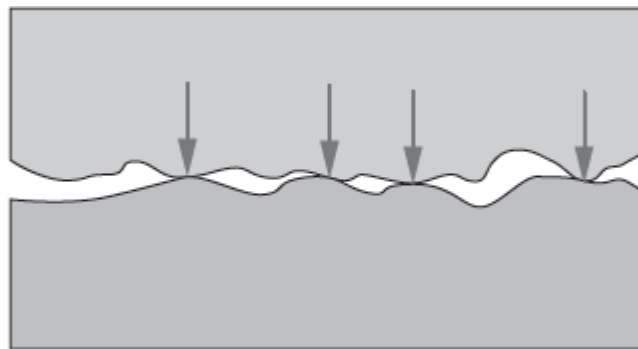


Figura 2. Contacto entre crestas de cada superficie sometidas a una carga normal.

$$A_r = \sum_i^N A_i \quad \text{ECUACIÓN 1}$$

Entonces, la carga repartida en el área de contacto produce una tensión muy elevada, que conduce a la deformación elástica y plástica de las crestas, haciendo que A_i y A_r aumenten hasta lograr el equilibrio para cada condición de carga.

Dada la particular distribución de tensión entre las crestas superficiales, que posee una componente hidrostática elevada, la plasticidad se produce para un nivel de tensión denominado Tensión de Aplastamiento, $q \cong H \cong 3\sigma_{0,2}$.

2.1.1. Geometría de las Superficies

La superficie real de una pieza siempre se aparta de la superficie plana ideal proyectada, con desviaciones de diferente orden de magnitud como errores de forma y ondulaciones, rugosidad y defectos a escala atómica. Se la puede caracterizar cuantitativamente a través del análisis de las desviaciones de la superficie real con respecto a un plano ideal, dando así una idea del acabado superficial o rugosidad. Uno de los parámetros es la Rugosidad Media Aritmética, R_a , el cual representa el desplazamiento promedio con respecto a la línea media, Figura 3, tomando valores absolutos del perfil de rugosidad en una longitud de medición L_{med} , y su expresión matemática está dada por la Ecuación 2.

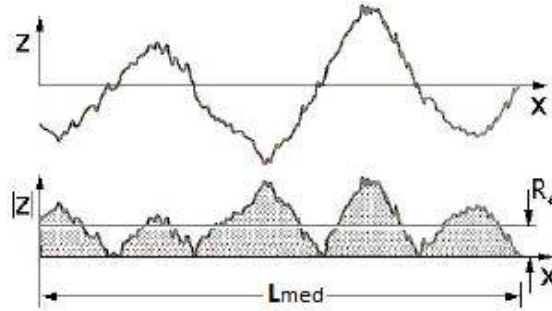


Figura 3. Perfil real de una superficie, y definición de la Rugosidad Media Aritmética tomando valores absolutos del perfil de rugosidad.

$$R_a = \frac{1}{L_{med}} \int_0^{L_{med}} |z| dx \quad \text{ECUACIÓN 2}$$

Otro parámetro de altura importante es la rugosidad R_q (Rugosidad Media Cuadrática), Ecuación 3, en el que no es necesario tomar el valor absoluto de z , ya que éste figura al cuadrado y, por tal motivo, evalúa no sólo las superficies que están arriba y abajo de la línea media, sino también la distancia de las mismas con respecto a esta línea.

$$R_q = \sqrt{\frac{1}{L_{med}} \int_0^{L_{med}} z^2 dx} \quad \text{ECUACIÓN 3}$$

Dependiendo del proceso de fabricación, la superficie tendrá distintos valores de rugosidad, que afectarán su comportamiento en servicio, Figura 4.



La fuerza asociada a la fricción es conocida como la fuerza de fricción o fuerza de rozamiento, F_f , Figura 5. Si no existiera la fricción o rozamiento, la aplicación de una fuerza sobre un cuerpo generaría un movimiento uniformemente acelerado.

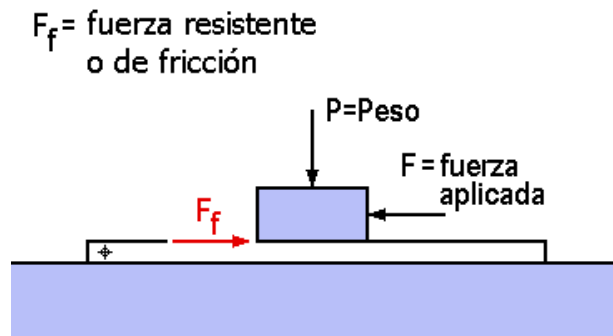


Figura 5. La fuerza de fricción (F_f) se opone a la fuerza aplicada (F).

La fuerza de fricción es, en primera aproximación, proporcional a la fuerza normal entre superficies, P , y a un coeficiente de fricción o de rozamiento, μ , propio de los materiales en contacto y del medio en que se encuentran, o tribosistema, Ecuación 4.

$$F_f = \mu \times P$$

ECUACIÓN 4

Leonard Euler, en el siglo XVIII, fue quien observó que la fuerza necesaria para iniciar el movimiento de un cuerpo o fuerza de fricción estática, F_{fe} , es mayor que la fuerza necesaria para mantener el movimiento o fuerza de fricción dinámica, F_{fd} . Esto se debe a que existe un coeficiente de roce estático, μ_e , y un coeficiente de roce dinámico, μ_d , donde $\mu_e > \mu_d$. Un cuerpo de peso P sobre una superficie empezará a moverse sobre un plano inclinado, cuando este alcance un ángulo de inclinación crítico, o ángulo de fricción estático, $\mu_e = \tan \theta$, Figura 6. El ángulo depende de la naturaleza y limpieza de las superficies y del medioambiente, es decir del tribosistema.

Por lo tanto, aplicando una fuerza de manera estática a un cuerpo en reposo sobre una superficie horizontal, de modo tal que no se produzcan aceleraciones, se tiene que $F = F_f$. Si se mide la fuerza aplicada, se puede graficar la fuerza de fricción F_f en función del desplazamiento, δ , Figura 7. Se observa que la fuerza crece linealmente mientras se produce la deformación elástica de los cuerpos y de la interfaz. El sistema toma carga hasta un valor correspondiente a la fuerza de fricción estática, F_{fe} , a partir del cual se inicia el deslizamiento y, por este motivo, el coeficiente de fricción disminuye de μ_e a μ_d y, por lo tanto, la fuerza de fricción resistente disminuye hasta F_{fd} .



$$\theta = 32^\circ, \mu_e = 0,62$$

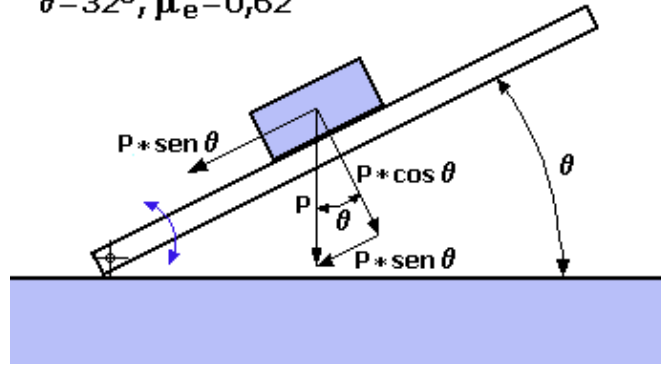


Figura 6. Determinación del coeficiente de fricción estático, μ_e , mediante el método del plano inclinado.

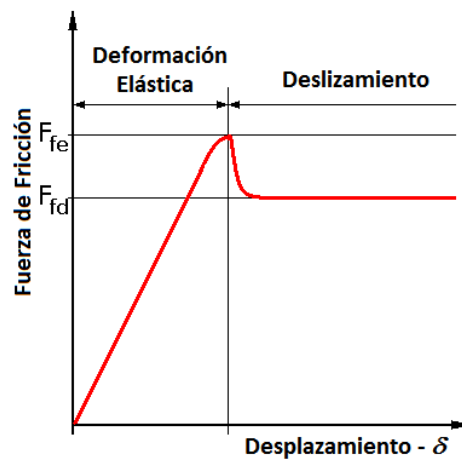


Figura 7. Fuerza de fricción versus el desplazamiento desde el reposo.

En primera aproximación la fuerza de fricción no depende de la rugosidad, siendo válido para los valores de rugosidad característicos de los procesos convencionales de fabricación. Sin embargo, la fricción se ve afectada para valores extremos de rugosidad (bajos o altos). Para valores muy bajos de rugosidad aumenta A_r y también la aproximación entre las superficies, por lo tanto, la componente de adhesión de F_f se vuelve cada vez mayor. En el otro extremo, si la rugosidad es muy elevada se produce el engrane entre microasperezas, Figura 8.

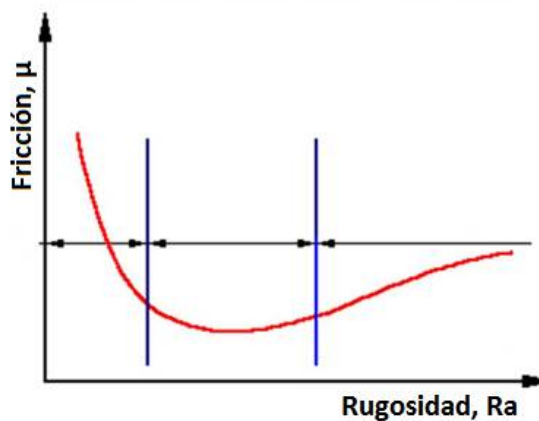


Figura 8. Fuerza de fricción versus la Rugosidad Media Aritmética.



No obstante, una vez iniciado el movimiento, debe aplicarse una fuerza capaz de vencer la fuerza de fricción dinámica F_{fd} para poder sostenerlo, lo que significa que debe entregarse un trabajo para compensar la energía consumida, cuyo valor estará dado por el producto entre la fuerza de fricción y la distancia recorrida, Figura 9. Esto, en la Figura 7, está representado por el área debajo de la curva.

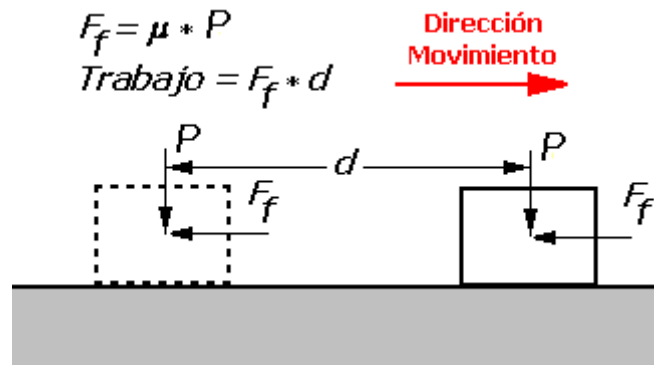


Figura 9. La fuerza de fricción produce consumo de energía.

En general, la fricción se asocia con pérdidas de energía y/o con el desgaste, lo que en definitiva implica pérdidas económicas. Sin embargo, la fricción también posee consecuencias beneficiosas, ya que existen acciones tales como encender el fuego como lo hacían las primeras civilizaciones, caminar, conducir un automóvil, o tomar un objeto, que no pueden realizarse correctamente si la fuerza de fricción es baja, situación que se conoce como resbaladiza. Algunos sistemas mecánicos requieren una fuerza de fricción elevada y controlada para su correcto funcionamiento, tales como frenos y embragues. En estos casos, la gran energía disipada es el precio a pagar para una efectiva transmisión del esfuerzo. En la Figura 10 se observa en forma esquemática diferentes sistemas mecánicos agrupados de acuerdo al grado de fricción y desgaste que se espera de ellos.



Figura 10. Casos tribológicos agrupados según la relación entre fricción y desgaste.



El coeficiente de fricción puede adoptar valores muy disímiles dependiendo de las condiciones de trabajo, pudiendo variar desde 0,01 - 0,03 en cojinetes bien lubricados hasta 0,5 – 0,7 para el deslizamiento entre metales en seco, e inclusive $\mu > 5$ para superficies limpias y secas en vacío, lo cual significa que el movimiento recién se inicia cuando un plano inclinado alcanza un ángulo $\theta \approx 79^\circ$, Figura 11. Esta condición muestra que la interacción de superficies en el rozamiento puede ser muy compleja.

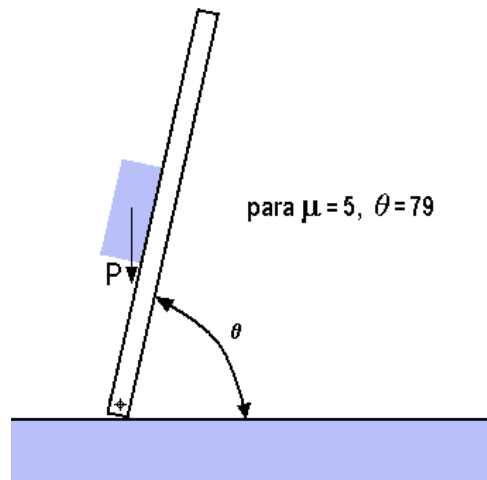


Figura 11. Plano inclinado a $\theta \approx 79^\circ$, correspondiente a $\mu \approx 5$, para rozamiento seco en vacío.

2.2.1. Mecanismos de Fricción

Los mecanismos de fricción son los responsables de la fuerza de fricción, cuyo valor dependerá del mecanismo dominante y, en consecuencia, de cada tribosistema. Por lo tanto, la fricción depende de la naturaleza de las superficies en contacto, de la terminación superficial, del medio y de las condiciones de funcionamiento, tales como vibración, temperatura, fijación, etc. Estos mecanismos son:

Adhesión. Producido por la soldadura fría de las microasperezas. La fuerza de adhesión domina la fuerza de fricción cuando la superficie del metal está limpia y en un medio inerte, condiciones en la que el contacto es realmente metálico y no hay capas de óxido. En estas condiciones los valores de F_f y A_r son elevados y, por lo tanto, μ puede alcanzar valores tan altos como 5, 20, 100 o incluso mayores.

El contacto de las microasperezas produce su adhesión o soldadura fría, pudiendo ocurrir con cargas muy bajas si las condiciones superficiales permiten una buena aproximación. El grado de adhesión depende de la naturaleza de las superficies, de la afinidad entre las microestructuras y del grado de disregistro, de los elementos presentes en la interfaz y en el medio ambiente. Por ejemplo, Buckley [v] observó que la máxima adhesión y fricción se produce en el contacto entre superficies del mismo material.

Interacción mecánica. La interacción de asperezas y/o partículas contaminantes siempre estará presente, y junto con la adhesión darán origen a la fuerza de fricción. Bowden y Tabor [vi] propusieron que la fuerza de fricción F_f está compuesta por dos componentes, una de surcado F_s y otra de adhesión F_a , Ecuación 5.



$$F_f = F_s + F_a$$

La contribución por surcado puede o no ser significativa, y su magnitud dependerá de la rugosidad superficial, de la dureza relativa de las dos superficies y del tamaño, forma y dureza de las partículas atrapadas.

Durante el movimiento relativo se produce deformación y desplazamiento de material de dos tipos. El primero es del tipo microscópico, cuando se produce la deformación de microasperezas, y el segundo es del tipo macroscópico, cuando las protuberancias de la superficie más dura producen surcos en la superficie del material más blando, o cuando hay presencia de partículas atrapadas entre las superficies.

2.3. Desgaste – Degradación o Daño Superficial

La degradación o daño es todo cambio o modificación de la superficie original producido por un evento tribológico. En su interacción, las superficies en contacto sufren calentamiento, deformación, reacciones químicas, entre otros fenómenos promotores de cambios microestructurales no reversibles, particularmente en la zona superficial y sub-superficial.

En general se asocia al desgaste con la pérdida de masa, pero el daño superficial no necesariamente implica esta situación, si bien, eventualmente la acumulación de daño produce la pérdida de masa.

Una superficie se degrada de diferentes maneras, no siendo necesaria la pérdida de material inmediata, pudiendo inclusive observarse ganancia de material, u otro tipo de daño sin pérdida ni ganancia. Por lo tanto, teniendo en cuenta estas observaciones, el daño superficial se clasifica como:

Daño superficial sin pérdida de material:

a) Daño por Cambios Microestructurales. Modifican propiedades del material y pueden ser: envejecimiento, revenido, transformaciones de fase, recristalización, etc., y se esquematizan en la Figura 12.

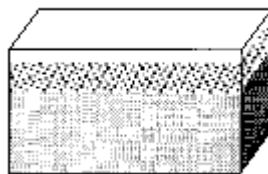


Figura 12. Daño superficial producido por cambios microestructurales.

b) Daño por Deformación Plástica. Tiene lugar cuando el esfuerzo mecánico establecido en el contacto excede el límite elástico del material, produciendo deformación plástica con el consiguiente endurecimiento, Figura 13.

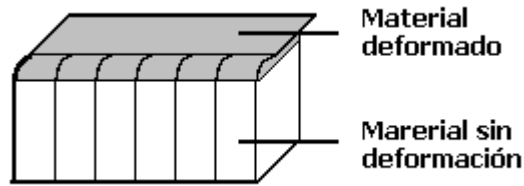


Figura 13. Daño producido por deformación plástica superficial.

c) Daño por Fisuración. Puede ser causado por una tensión de contacto localizada y elevada, o por ciclos de tensión mecánica y/o térmica, en la superficie o en la sub-superficie, Figura 14.

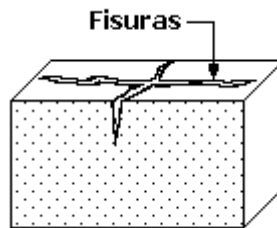


Figura 14. Daño superficial por fisuración superficial.

Daño superficial con pérdida de material:

Es la forma de daño más común y, generalmente, se la conoce como desgaste, Figura 15. Se genera por cualquiera de los mecanismos de desgaste, adhesión, abrasión, erosión, corrosión, fretting, etc.

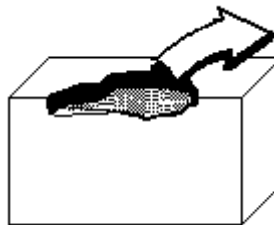


Figura 15. Daño superficial con pérdida de material.

Daño superficial con ganancia de material:

Este tipo de daño es típico del desgaste por adhesión, y se debe a la transferencia de una partícula de desgaste de una superficie a la otra, en general de la más débil a la más resistente, Figura 16. En otros casos puede existir una reacción química con los elementos del ambiente o de la contracara, generándose productos de la reacción que se depositan sobre la superficie, Figura 17, como oxidación o corrosión.

La acción conjunta de dos o más tipos de daño puede aumentar de manera marcada la velocidad de degradación, respecto de la observada para las diferentes formas de daño por separado. Esta acción sinérgica se observa, por ejemplo, cuando la abrasión se presenta junto con fenómenos de oxidación o corrosión.

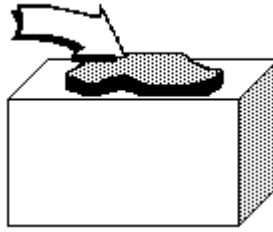


Figura 16. Daño por desgaste con ganancia de peso por adhesión.

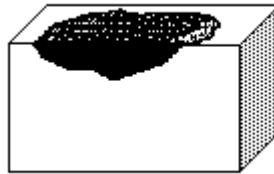


Figura 17. Daño por desgaste con ganancia de peso por oxidación o corrosión.

Todo daño tribológico conduce en corto o mediano plazo, a la pérdida de eficiencia de los elementos de máquina. Los beneficios como consecuencia del desgaste están limitados al proceso de asentamiento observado en elementos mecánicos nuevos, a los que se hace trabajar a carga reducida hasta que las superficies son hermanadas, como por ejemplo en motores de automóvil o cajas reductoras.

2.3.1. Mecanismos de Desgaste

Generalmente se considera al desgaste como la pérdida de masa, ocurrida en un elemento de máquina cuya integridad es de interés. La tarea de un tribólogo es aplicar la solución técnica que permita retardar o eliminar la evolución del proceso de degradación, para lo cual es necesario conocer sus características fundamentales, cuyo conjunto define lo que se conoce como mecanismo de desgaste.

En el contacto entre dos superficies, ambas sufren daño superficial y, eventualmente, el desgaste. Sin embargo, generalmente, se focaliza la atención en la superficie desgastada que representa la mayor pérdida económica, y la otra es considerada como la contracara o contraparte. Así, por ejemplo, el encargado de mantenimiento de un edificio considera que las escaleras sufren abrasión, mientras que el usuario considera que sus zapatos son los que sufren desgaste.

Según la norma alemana DIN 50320, el desgaste se produce según diferentes mecanismos básicos, Figura 1, que se diferencian entre sí por las características del proceso de daño a escala microscópica. Entonces, los mecanismos básicos son: adhesión, abrasión, fatiga de contacto y tribo-corrosión.

Si bien en la bibliografía se encuentran otros mecanismos de desgaste, como erosión, cavitación, fretting, etc., puede considerarse que estos resultan de una combinación de los mecanismos básicos.



Desgaste por Adhesión:

Se produce cuando existe contacto entre dos superficies, aun sin movimiento relativo, aunque generalmente se observa en elementos mecánicos que deslizan entre sí. Otros mecanismos o formas de desgaste como fatiga de contacto, abrasión, erosión, fretting, no son considerados como tal, incluso cuando exista algún grado de deslizamiento.

La adhesión es un mecanismo de desgaste en el cual no se advierte la presencia de un elemento que lo promueva, por ejemplo, partículas sueltas. Se produce por la unión de las microasperezas que entran en contacto íntimo, es decir, de la misma forma que se produce uno de los mecanismos que da origen a la fricción, la adhesión o soldadura fría y posterior rotura de la unión, Figura 18 [vii]. La norma ASTM G40 lo define como la adhesión localizada entre las superficies sólidas en contacto, que conduce a la transferencia de material entre ellas o a la pérdida de material en cualquiera de ellas.

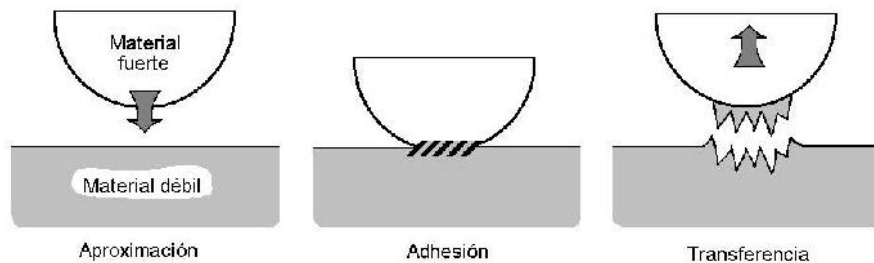


Figura 18. Esquema del proceso de falla en la unión de microasperezas.

Comúnmente, la adhesión es el primer mecanismo de desgaste presente en la práctica, por ejemplo, en la puesta en servicio de componentes nuevos. La adhesión está asociada al contacto deslizante y es común en máquinas herramienta, matrices de trefilado, levas y seguidores, engranajes, cojinetes de deslizamiento, herramientas de corte, extrusoras de plástico, etc. La elevada presión de contacto entre las asperezas superficiales resulta en deformación elástica, plástica, adhesión y la formación de uniones que son arrancadas por la fuerza asociada al movimiento. La unión entre microasperezas se ve beneficiada entre superficies limpias y de materiales compatibles.

Por ejemplo, en el momento de la puesta en marcha de motores, después de una parada relativamente prolongada, en el conjunto eje-cojinete, el lubricante es desplazado y se produce el contacto metálico. En el diseño de estos elementos se busca la incompatibilidad microestructural, de tal forma que disminuya la posibilidad de adhesión. Los cojinetes se suelen construir con un sustrato de alta resistencia recubierto con un metal blando, de modo tal de reducir la adhesión o fricción, y que las partículas contaminantes del aceite, generalmente pequeñas, pero con poder abrasivo, queden atrapadas en el mismo.

Desgaste por Abrasión:

Según lo define la norma ASTM G40, se debe a la acción de partículas o protuberancias duras que son forzadas contra una superficie sólida y se mueven a través de ella dejando un surco y removiendo material. Esto hace que sea un mecanismo fácilmente reconocible, debido a la presencia de surcos en la superficie.



El efecto de la abrasión es particularmente evidente en áreas industriales como construcción, agricultura, minería, movimiento de tierra y, esencialmente, en cualquier lugar donde sean manipulados o procesados minerales, roca y polvo. Entre los ejemplos se incluye: labranza del suelo, trituración, molienda y transporte de minerales, mecanizado y otros. Los sistemas lubricados también sufren el efecto de la abrasión, ya sea porque el espesor de la película lubricante se ve disminuido por alguna razón y las superficies se tocan, o porque el aceite se encuentra contaminado con partículas sólidas.

La velocidad a la cual las superficies sufren abrasión depende de sus características, en particular su microestructura, de la presencia de abrasivo suelto entre ellas, de la carga, la velocidad de contacto y de las condiciones del medio ambiente.

La forma más usual de clasificar al desgaste por abrasión es:

Abrasión de dos cuerpos: Protuberancias firmemente adheridas a una superficie dejan surcos en la otra, (Figura 19 a), por ejemplo el papel de lija.

Abrasión por tres cuerpos: Un tercer elemento, usualmente partículas abrasivas sueltas entre dos superficies con movimiento relativo, pueden ser incrustadas o generar surcos, sobre una o ambas superficies, (Figura 19 b).

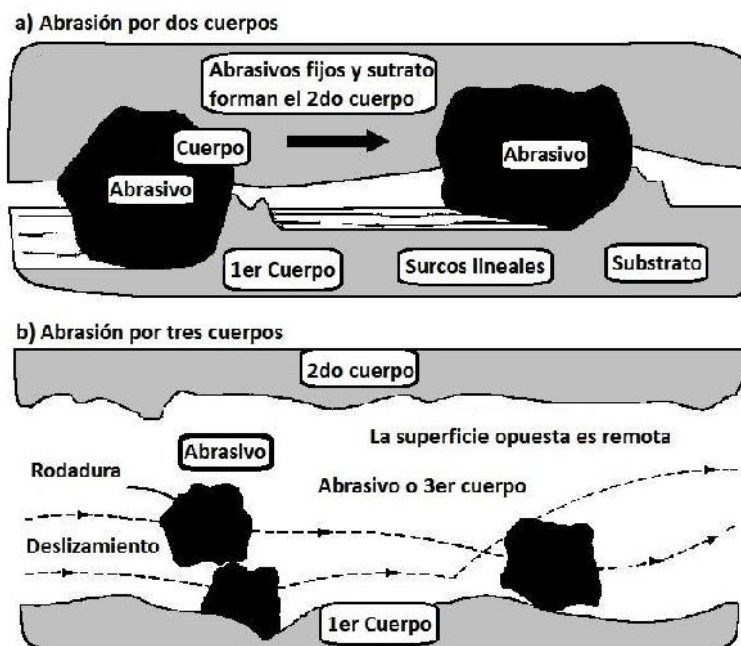


Figura 19. a) Abrasión por dos cuerpos, b) Abrasión por tres cuerpos.

Desgaste por Fatiga de Contacto:

Este mecanismo de desgaste se presenta en cuerpos con contacto puntual o lineal, con movimiento relativo de rodadura y/o deslizamiento. La fatiga de contacto es causa de falla en elementos mecánicos tales como, rodamientos, engranajes, levas, cilindros de laminación, etc. Por ejemplo, en rodamientos, produce el desprendimiento de porciones de material del camino de rodadura, conocidas como pit (cavidad menor a 250 μm), cráter o spall (cavidad mayor a 250 μm), Figura 20. Por lo tanto, el daño se manifiesta por la generación de partículas que



contaminan el lubricante, ruido, vibraciones, aumento de temperatura, fallas periódicas en productos laminados, etc.

El daño comienza por el paso repetido de un elemento rodante sobre un mismo punto del camino de rodadura, que produce la aplicación de cargas variables en el tiempo y, por lo tanto, fatiga, Figura 21.

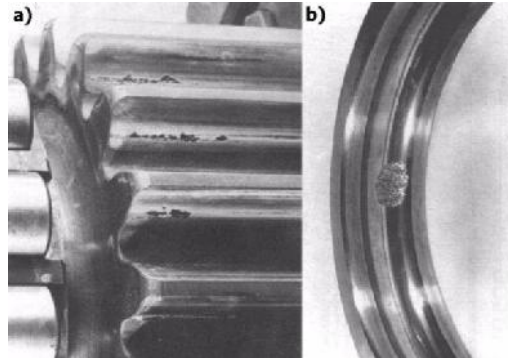


Figura 20. Aspecto de superficies sometidas a fatiga de contacto. a) flanco activo de un diente de engranaje, b) pista de un rodamiento.

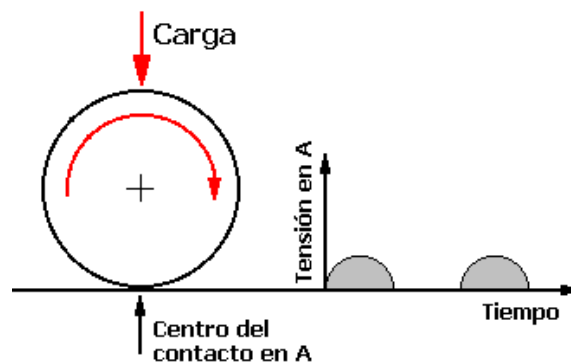


Figura 21. Las cargas concentradas y variables en el tiempo producen la fatiga superficial o de contacto.

La distribución de tensión en el contacto puntual o lineal fue descrita por Hertz [viii], para cuerpos separados por una película de aceite o condición ideal de contacto, encontrando que la sollicitación más perjudicial, aquella que produce la degradación del material, se encuentra por debajo de la superficie, a una distancia de aproximadamente un cuarto del diámetro del área de contacto. En esta condición de servicio el origen de la falla es sub-superficial. No obstante, existen sistemas mecánicos que trabajan muy exigidos y, por lo tanto, la película de aceite no es efectiva, haciendo que las superficies se toquen y, en estos casos, la falla comienza en la superficie.

Desgaste por Tribo-Corrosión:

Este mecanismo se presenta cuando el deslizamiento entre superficies se produce en un medio reactivo, líquido o gaseoso y, además, la magnitud del movimiento es pequeña, reteniendo las partículas de desgaste en el área de contacto. El desgaste progresa mediante la formación y remoción continua de los productos de oxidación o de corrosión. Si el medio ambiente está compuesto por aire, las partículas producto del desgaste estarán formadas principalmente por óxidos.



Los productos de corrosión son capaces de generar un film o película que, a menudo y en función de diversos factores, tienen la capacidad de disminuir la tasa de desgaste. Usualmente estas películas son duras y crean una protección sobre el material, hasta un espesor en el que se vuelven frágiles y propensas a ser removidas.

Una vez que se desprenden dejan expuesto al material base y el proceso se repite. A su vez, debido a su elevada dureza, estas partículas promueven el desgaste por abrasión (tercer cuerpo). La Figura 22 muestra elementos de máquina que sufren desgaste por tribo-corrosión, por ejemplo, alojamiento de rodamientos, piezas remachadas, embragues, cadenas, etc.

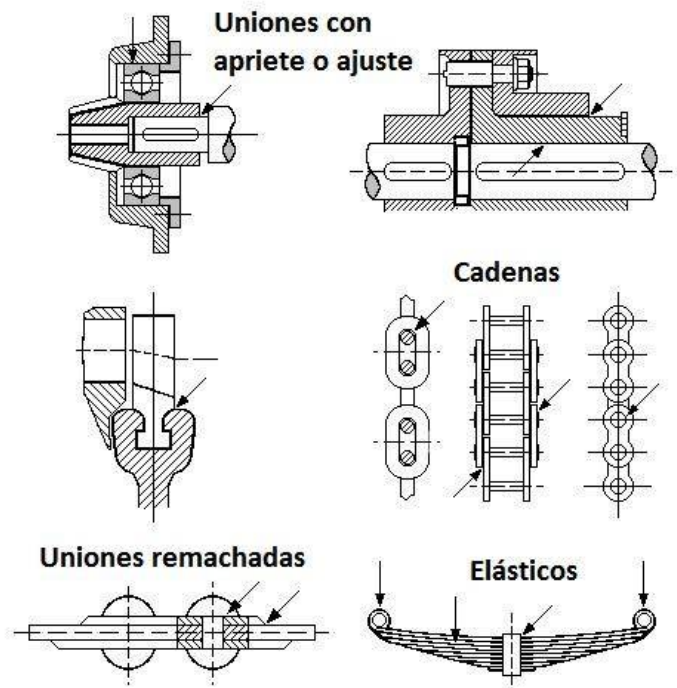


Figura 22. Tribo-corrosión en elementos mecánicos que poseen montaje con ajuste.

Otros mecanismos de Desgaste:

Existen otras formas de desgaste, aunque las mismas son generalmente consideradas como casos especiales o una combinación de los mecanismos básicos de desgaste propuestos, entre los que se encuentran:

Desgaste por Erosión: Esta forma de desgaste se produce cuando partículas sólidas (contaminantes en cantidad $< 5\%$) en suspensión en un fluido (líquido o gaseoso) impactan contra una superficie, produciendo un daño que depende en gran medida de su energía cinética, ángulo de impacto, morfología, etc., Figura 23, desarrollando diferentes modos de daño como se observa en la Figura 24.

Para ángulos bajos, el daño tiende a producirse por un mecanismo de rayado de la superficie, similar al observado en abrasión. Bajo estas circunstancias, la resistencia a la erosión aumenta con la dureza del material, en forma similar a lo observado en el desgaste por abrasión, Figura 24 a).



Sin embargo, cuando el ángulo de incidencia de la partícula aumenta, el daño de la superficie se produce por fatiga de altos ciclos Figura 24 b) o por acumulación de deformación plástica o fatiga de bajos ciclos Figura 24 c), dependiendo de la velocidad o energía de la partícula. Si el material es frágil el daño se produce por fractura, Figura 24 d).

Si bien el desgaste por erosión es considerado un problema en la conducción de fluidos contaminados con partículas sólidas, en ciertos casos el fluido transportado es del tipo multifase, siendo una de las fases un sólido. Tal es el caso de los mineraloductos, en donde el mineral (en cantidad > 50 %) es transportado de la mina o lugar de extracción hasta la estación de procesamiento.

Una solución empleada en mineraloductos es el recubrimiento con polímero de la pared interior de la cañería, no solo por su bajo módulo elástico, sino también por su resistencia a la corrosión, eliminando la sinergia entre erosión y corrosión.

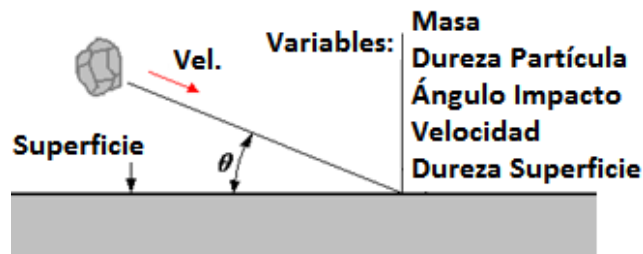


Figura 23. Principales variables que afectan el desgaste por erosión.

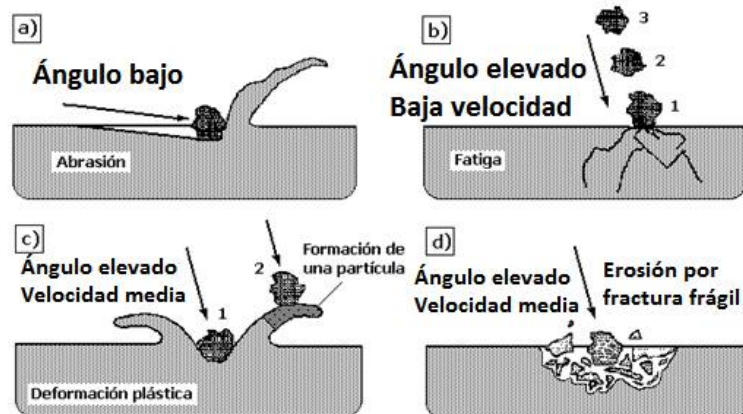


Figura 24. Modos de desgaste por erosión en dependencia del ángulo y velocidad de la partícula. a) Tipo abrasión, b) Fatiga de altos ciclos, c) Fatiga de bajos ciclos, d) Fisuración.

Desgaste por Cavitación: Este mecanismo es similar a la erosión, pero con la particularidad que el daño es causado por la implosión de burbujas (en general aire), en lugar de partículas sólidas. En un fluido en movimiento las burbujas nuclean a partir de moléculas de aire (o de sus componentes, O_2 , N_2 , etc.) disueltas, por efecto de una disminución de presión (cambio de sección o de dirección en una tubería, zona de succión en bombas, etc.). Cuando el fluido vuelve a sus condiciones originales, las burbujas colapsan de forma violenta, generando una onda de presión capaz de producir deformación elástica y también plástica. El proceso se repite hasta que la capacidad de deformación plástica se agota, nucleando fisuras que finalmente conducen



al desprendimiento de partículas por fatiga. Este tipo de daño es típico en bombas, hélices, cilindros y cojinetes en motores de combustión interna, etc.

Desgaste por Fretting: Este mecanismo de desgaste se produce entre superficies de piezas montadas con apriete (ajuste por interferencia, abulonadas, remachadas, etc.), las que no obstante presentan movimiento relativo de muy pequeña amplitud ($< 100 \mu\text{m}$), usualmente inducido por problemas de vibración o por flexión en elementos rotantes.

El fretting se produce por una combinación de mecanismos, adhesión, abrasión y oxidación. El desgaste comienza por adhesión, con la formación de uniones que se rompen por la amplitud de movimiento. La transferencia de material de una superficie a la otra, produce la formación de protuberancias duras que actúan como abrasivo, generando partículas muy finas de desgaste. La pequeña amplitud de movimiento relativo entre superficies, impide que las partículas de desgaste escapen del área de contacto, incrementando la tasa de desgaste. Además, las partículas son oxidadas por su contacto con el aire del medio ambiente, lo que se traduce en la aparición de un polvo marrón-rojizo característico del óxido de hierro, en torno a la zona de apriete. Las superficies se observan pulidas, debido a la acción de lapidado de las finas partículas oxidadas y de alta dureza. La Figura 25 muestra un ejemplo típico de desgaste por fretting en el montaje de un rodamiento.

El fretting promueve el daño de los elementos de máquina de dos formas. Una es el desgaste o fretting wear, que genera una pérdida de masa muy pequeña, aunque el montaje se vuelve cada vez más suelto. La otra es la falla catastrófica por fatiga o fretting fatigue, donde el fretting asiste a la fatiga en la etapa de nucleación, principalmente a través del aumento de la tensión superficial. En la mayoría de los casos, el desgaste por fretting se combate controlando el origen y la intensidad de las vibraciones.

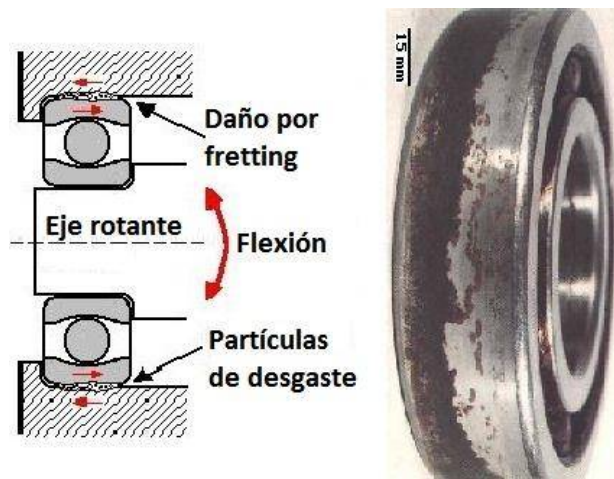


Figura 25. Origen del desgaste por fretting en un rodamiento y aspecto de la pista exterior.

2.4. Lubricación

La lubricación consiste en interponer entre dos superficies en movimiento relativo, un tercer elemento, a menudo denominado lubricante, capaz de disminuir la fricción y el desgaste. Además, para ciertas combinaciones entre propiedades del lubricante, diseño del cojinete y condiciones de movimiento relativo, puede lograrse una condición ideal de funcionamiento o condición fluida, en la que las superficies no se tocan. Si es así, el lubricante soporta y distribuye



uniformemente la carga de trabajo, con una resistencia al corte o fricción que depende de su viscosidad y, además, sin desgaste [ix].

Usualmente el lubricante está compuesto por un aceite base derivado del petróleo y aditivos, que le ayudan a cumplir funciones específicas, como formar una película fluida que separa las superficies para reducir la fricción y el desgaste, llevar contaminantes hasta el filtro y remover el calor generado por el trabajo y la fricción. Por su parte, los aditivos tienen la misión de mejorar propiedades específicas, como por ejemplo, la estabilidad a la oxidación, protección contra el desgaste (cuando las superficies se tocan), inhibir la corrosión, dispersar contaminantes, etc.

No obstante, los lubricantes también pueden ser sólidos, grasas o gases. Los lubricantes sólidos más comunes son el grafito y el disulfuro de molibdeno, en los que su baja fricción se atribuye a estructuras laminares con uniones débiles entre planos atómicos, que les permiten un fácil deslizamiento y, además, poseen enlaces fuertes con las superficies metálicas, por lo que no son desplazados con facilidad. Además, los lubricantes sólidos se utilizan como aditivo en los fluidos, previniendo o disminuyendo el desgaste por adhesión cuando las superficies se tocan.

Las grasas contienen un aceite mezclado con un espesante (jabón), formando un compuesto que posee buena adherencia a las superficies, reteniendo el aceite en la zona de interés. Una grasa típica consiste de un 85 % de aceite, 10 % de agente espesante y 5 % de aditivos.

Los lubricantes gaseosos se utilizan en situaciones especiales, donde se precisan coeficientes de fricción muy bajos. Debido a su baja viscosidad son especialmente efectivos para aplicaciones de alta velocidad, por ejemplo, en tornos dentales que pueden operar a 600000 rpm mediante cojinetes radiales lubricados por aire. Además, el uso de aire elimina la necesidad de un circuito cerrado para el suministro del fluido a los puntos de interés, abaratando y simplificando el diseño. El inconveniente de utilizar gases es que, debido a su baja viscosidad (de 100 a 1000 veces menor que la de un lubricante líquido), deriva en una capacidad de carga muy inferior [x].

Hay básicamente dos categorías de cojinetes lubricados por gases:

- Externamente presurizados o aerostáticos, donde el gas presurizado es suministrado a la zona de contacto entre superficies mediante una fuente externa
- Autosustentados o aerodinámicos, donde el movimiento relativo de las superficies genera la presión de sustentación por el mecanismo aerodinámico

2.4.1. Regímenes de Lubricación

Se ha observado que cuanto mayor es la cantidad, viscosidad y presión del aceite, el espesor de la película h aumenta, haciendo que la severidad de la interacción entre superficies disminuya, pudiendo alcanzar en un punto la separación completa o condición fluida, en la que una superficie flota sobre la otra, y el aceite soporta la carga de trabajo y la distribuye de modo uniforme. Pero, además, gracias a que las superficies no se tocan, no se produce daño superficial y, por lo tanto, la vida de los elementos de máquina se vuelve infinita en términos de desgaste.

Esta condición de funcionamiento también depende de la rugosidad superficial. Por lo tanto, la relación entre el espesor de película lubricante y la rugosidad de las superficies en movimiento relativo se vuelve muy importante, y define lo que se conoce como régimen de lubricación, que puede evaluarse mediante el uso del Coeficiente de Espesor de Película Lubricante o Factor Lambda (λ), Ecuación 6, donde h es el espesor de película lubricante y R_{qc} es la rugosidad



compuesta, formada por R_{q1} y R_{q2} que representan la Rugosidad Media Cuadrática de las superficies en movimiento relativo, Figura 26. También se observa que si $\lambda < 1$ la probabilidad de que las superficies se toquen es alta, mientras que si $\lambda > 2$ es muy probable que no se toquen, condición fluida. Por ejemplo, para asegurar una condición fluida, $\lambda > 3$, en rodamientos standard, $R_{qc} \approx 0,25 \mu\text{m}$, se requiere un espesor $h > 1,06 \mu\text{m}$.

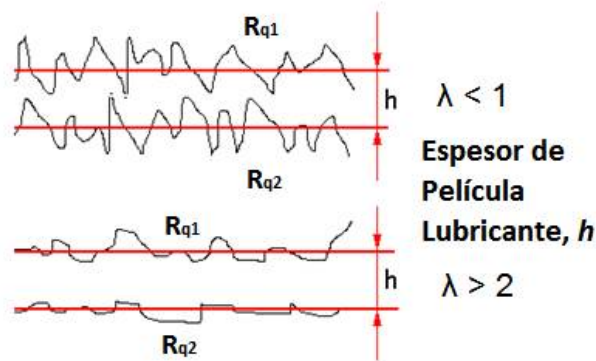


Figura 26. El Coeficiente de Espesor de Película Lubricante, o Factor Lambda (λ), viene dado por la relación entre el espesor de película lubricante (h) y la rugosidad de las superficies (R_{qc}).

$$\lambda = \frac{h}{R_{qc}} = \frac{h}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad \text{ECUACIÓN 6}$$

Si las superficies están separadas por el lubricante y no se tocan, no sufren daño o desgaste, por lo que la vida en servicio se prolonga notoriamente. En este sentido la Figura 27 muestra la variación de la Vida Relativa (en la fatiga de contacto por rodadura, FCR) en función del factor Lambda [xi]. La guía de diseño de ASME recomienda ajustar la vida de catálogo de los rodamientos de acuerdo al factor λ esperado. La curva ASME, surge del promedio de las curvas de Skurka y Tallian (SKF). Ensayos realizados para evaluar la vida a la FCR bajo el modo superficial [xii], muestran que la variación de la vida para valores $\lambda < 1$, se ajusta más a la curva propuesta por Tallian, es decir, una importante reducción de la vida, para una disminución pequeña del factor λ .

La severidad del contacto entre superficies se describe también a través de los regímenes de lubricación.

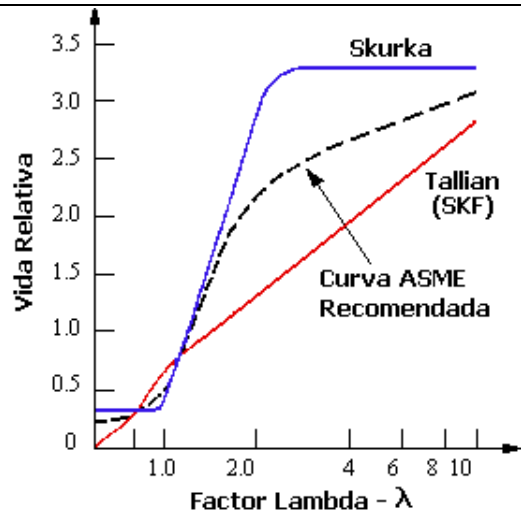


Figura 27. Coeficiente de espesor de película lubricante y su relación con la vida a la FCR [xiii]. La guía de diseño de ASME recomienda ajustar la vida de catálogo de los rodamientos de acuerdo al factor λ esperado. La curva ASME es el promedio de las curvas de Skurka y Tallian.

Régimen de Lubricación Límite:

En este caso, el espesor de película es del orden de la rugosidad superficial y se produce el contacto metálico, con un factor $\lambda < 1$. En estas condiciones de lubricación las propiedades químicas de la superficie y del lubricante son importantes, mientras que la viscosidad del lubricante pasa a un segundo plano. Los aditivos extrema presión son particularmente importantes en este régimen, para mejorar la resistencia al desgaste por adhesión. El coeficiente de fricción es relativamente elevado, típicamente entre 0,05 y 0,15.

En estas condiciones de lubricación el daño superficial y el desgaste son inevitables, y su severidad depende del grado de lubricación alcanzado. Cuando la lubricación límite es inevitable, a menudo se utiliza la lubricación con grasa, ya que proporciona una manera eficaz de retener el lubricante en la zona de interés, aunque no evacua el calor, ni arrastra las partículas de desgaste como la lubricación con aceite.

Régimen de Lubricación Mixta:

Es aquella donde existe parte de la superficie bajo lubricación límite y parte bajo lubricación líquida o fluida, y a menudo se la incluye dentro de la lubricación límite. Para los espesores de película considerados en este régimen, existe un efecto hidrodinámico localizado entre las microasperezas superficiales, que contribuye a soportar la carga. Bajo esta forma de lubricación se inician los procesos de deterioro que derivan en el paso a la lubricación límite. En la lubricación mixta, el espesor de película está entre una a una vez y media la rugosidad, lo que lleva a valores $1 < \lambda < 1,5$.

Régimen de Lubricación Fluida:

En este caso el espesor de película lubricantes es mayor a una vez y media la rugosidad superficial ($\lambda > 1,5$). El fluido soporta y distribuye uniformemente la carga de trabajo y no se produce contacto metálico. La viscosidad del aceite es la propiedad más importante [xiv], y de esta depende el espesor de película. Se obtienen coeficientes de fricción relativamente bajos, $\mu < 0,05$.



2.4.2. Mecanismos de Lubricación

Para separar dos superficies con movimiento relativo, el lubricante debe entrar a la zona de contacto con suficiente presión, tal que repartida por el área de contacto, proporcione la fuerza necesaria para contrarrestar la carga de trabajo.

El espesor de la película de lubricante dependerá de las propiedades del lubricante y de las condiciones de funcionamiento. Así, la buena lubricación de los elementos mecánicos, es el resultado de la acción conjunta de uno o más mecanismos de lubricación y procesos físico-químicos, que tienen lugar entre el lubricante y las superficies. Los fenómenos de origen mecánico que ayudan a crear la película o mecanismos de lubricación son: hidrodinámico, hidrostático, elastohidrodinámico y aplastamiento de película.

Lubricación Hidrostática:

En este mecanismo de lubricación, los cojinetes funcionan introduciendo un fluido a presión mediante una bomba. La fuerza de sustentación no depende de la velocidad de movimiento relativo entre las piezas, y estará dada por el producto entre la presión del fluido y el área sobre la que actúa, siendo limitada por la resistencia del material y la presión disponible en la bomba de alimentación, Figura 28. De esta forma, una de las superficies “flota” sobre la otra.

La fuerza de sustentación no depende de la velocidad relativa y esto hace a la lubricación hidrostática especialmente apta cuando se requiere una lubricación fluida, pero el mecanismo hidrodinámico no puede operar correctamente (ver curva de Stribeck, Figura 31, a baja velocidad). También donde se requiere un coeficiente de fricción muy bajo, un torque de arranque bajo, o donde la condición de lubricación límite no puede tolerarse. La Figura 29 muestra el esquema de un circuito de lubricación hidrostático, con elementos y dimensiones características.

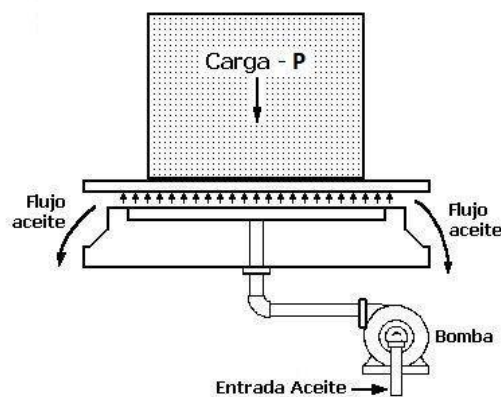


Figura 28. Esquema de un circuito de lubricación hidrostática, la presión de sustentación está dada por la bomba.

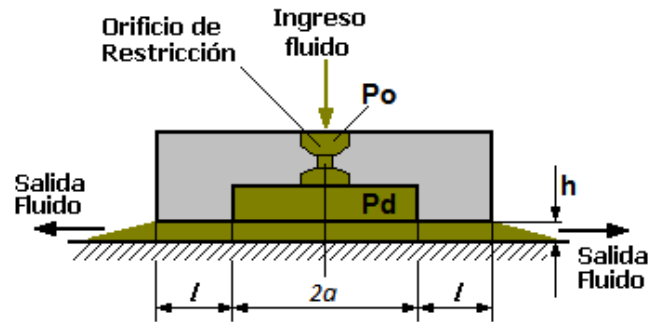


Figura 29. Esquema de un circuito de lubricación hidrostática, donde h : Espesor de película, p_0 : Presión de suministro, p_d : Presión en el resaca, $2a$: Diámetro del resaca, l : Zona de carga.

Una aplicación del mecanismo hidrostático se observa en la lubricación de maquinaria de gran porte, por ejemplo, turbinas de vapor, motores marinos, máquinas herramienta, y molinos para minerales, entre otras. La lubricación hidrostática impide el contacto metálico en el arranque o la parada, y también en aquellos casos donde la velocidad relativa es muy baja, situaciones en que la lubricación hidrodinámica no generaría la fuerza de sustentación suficiente. En algunas turbinas y motores grandes, la lubricación fluida en el arranque se obtiene en forma hidrostática. Una vez alcanzada la velocidad de servicio la lubricación hidrodinámica se hace cargo de aportar la fuerza de sustentación y la presión hidrostática se elimina.

Una característica importante de este mecanismo de lubricación, es el muy bajo coeficiente de fricción que posee. Por ejemplo, el telescopio Hale de Monte Palomar (EEUU), de 450 t de peso, opera con un coeficiente de fricción $\mu > 0,000004$ [xv].

Lubricación Hidrodinámica:

Este mecanismo se origina a partir de condiciones geométricas y de movimiento relativo entre las superficies involucradas, que generan una presión en el lubricante que lo hace capaz de soportar la carga de trabajo manteniendo las superficies separadas, así, el mismo cojinete actúa como una bomba generando la presión necesaria. Un ejemplo de esto son los cojinetes de deslizamiento, en los cuales el aceite, gracias a su fricción interna y su adhesión a las superficies (fenómenos físico y químico), es forzado a entrar en la zona de contacto y generar la presión de sustentación. La película de lubricante formada es muy fina, en general entre 10 y 50 μm y el coeficiente de fricción muy bajo, del orden de 0,001 – 0,01.

El mecanismo de lubricación hidrodinámico fue observado a través de los experimentos de Beauchamp Tower, los que fueron posteriormente justificados en forma teórica alrededor del año 1886 por Osborne Reynolds [xvi]. El razonamiento de Reynolds, surge de observar que entre dos superficies convergentes (que forman una cuña al paso del lubricante), por un problema de continuidad, el flujo de lubricante no puede tener gradientes de velocidad lineales a la entrada y a la salida. Si esto fuera así, la velocidad media de entrada y de salida del lubricante serían $v_M = U/2$, Figura 30 a), y el flujo de entrada debería ser $Q_E = A_E \cdot v_M$ y el de salida $Q_S = A_S \cdot v_M$. Dado que el área de entrada es mayor que la de salida, el caudal que entra, sería también mayor que el de salida y esto, por razones de continuidad, no es posible.



Para evitar este resultado, Reynolds supuso que las velocidades sufren una variación parabólica, con valores menores y mayores que los correspondientes a la variación lineal a la entrada y a la salida, respectivamente, Figura 30 b). De esta forma la velocidad media de entrada, v_{Me} , será menor que la de salida, v_{Ms} , para compensar la diferencia de áreas, de tal forma que los caudales de entrada y de salida sean iguales. Además, acompañando estas variaciones de velocidad, debe existir un aumento de presión a medida que el lubricante se desplaza entre ambas superficies en movimiento relativo. Esta es la presión de sustentación.

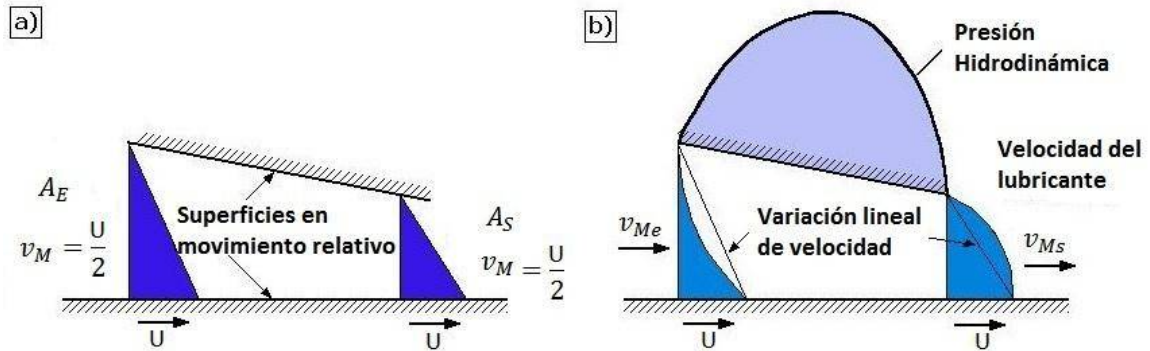


Figura 30. a) Distribución de velocidades absurda, b) distribución de velocidades planteada por Reynolds.

La lubricación hidrodinámica está regida por tres variables fundamentales: velocidad relativa entre superficies, viscosidad del aceite y carga de trabajo. Graficando el coeficiente de fricción (μ) en función de estas tres variables, Figura 31, se obtiene la curva de Stribeck, en la cual, dependiendo del espesor de la película lubricante, se distinguen los tres regímenes que definen el tipo de interacción entre superficies: la lubricación límite, la lubricación mixta y la lubricación fluida.

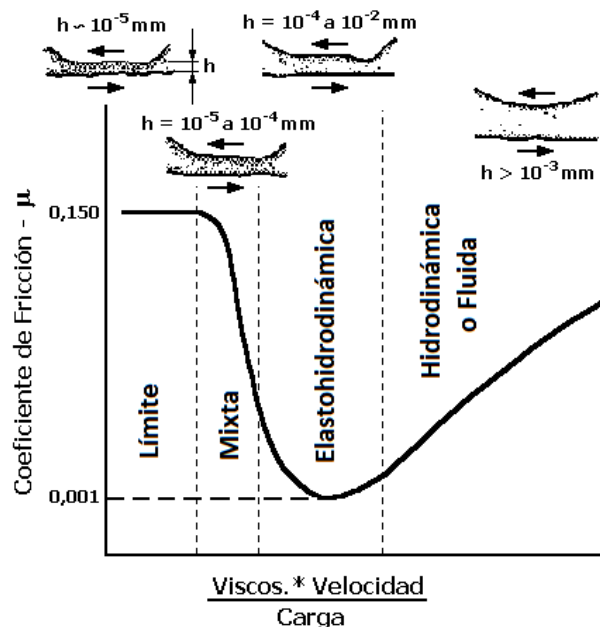


Figura 31. Curva de Stribeck. Regímenes de lubricación y coeficiente de fricción (μ) versus el producto (Viscosidad*Velocidad)/Carga.



Lubricación Elastohidrodinámica:

Este mecanismo de lubricación se presenta en elementos que poseen un contacto del tipo puntual o lineal (como los que sufren el desgaste por fatiga de contacto), en los que la tensión de contacto es descrita por la teoría de Hertz, por ejemplo, en rodamientos o engranajes, respectivamente. La Figura 32 muestra los puntos de contacto críticos que requieren lubricación en un rodamiento, por un lado, entre jaula y bolillas, y entre jaula y pista interior, en los cuales el movimiento es de deslizamiento y baja carga. Por otro lado, el contacto de alta carga elastohidrodinámico, el cual se presenta entre los elementos rodantes y las pistas.

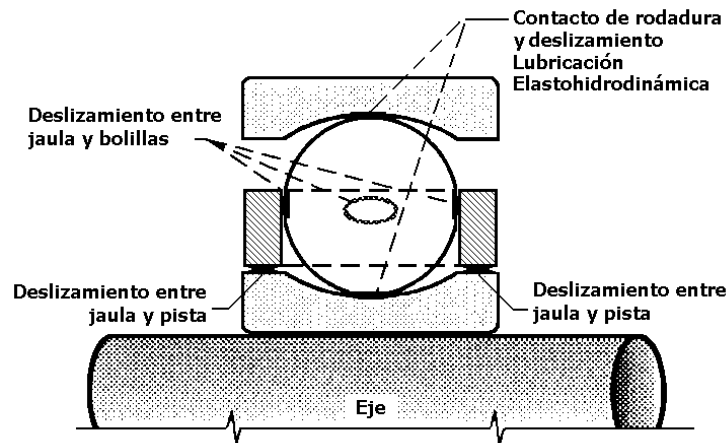


Figura 32. Esquema de un rodamiento de bolas mostrando los puntos críticos con lubricación elastohidrodinámica [xvii].

De acuerdo al espesor típico ($0,025 - 2,5 \mu\text{m}$) y el tipo de película formada, el régimen de lubricación observado en el contacto de cuerpos no-conformes, se encuentra entre la lubricación fluida y mixta, según la curva de Stribeck, Figura 31.

Durante muchos años se pensó que el contacto por rodadura estaba acompañado por la interacción de las superficies. Sin embargo, los estudios realizados mostraron que los cuerpos se encuentran separados por una película lubricante de espesor muy pequeño [xviii]. Esta película se forma gracias a los siguientes efectos:

1. Hidrodinámico, debido a la cuña formada al ingreso en la zona de contacto
2. Mecánico, gracias a la deformación elástica de los elementos en contacto
3. Físico, por aumento de viscosidad del lubricante con la presión de contacto. Por ejemplo, un aceite SAE 30 puede pasar de 350 cP a 3500 cP

Por este motivo, el mecanismo de lubricación recibe el nombre de elastohidrodinámico. El aspecto práctico más importante del desarrollo de esta teoría, es el de disponer ecuaciones que permiten calcular el espesor de película lubricante mínimo ($h_{\text{mín}}$), como por ejemplo la ecuación de Hamrock y Dowson [xix], Ecuación 7.

$$h_{\text{mín}} = 3,63 \cdot (1 - e^{-0,68k}) \cdot R_x \cdot G_{H.D.}^{0,49} \cdot U_{H.D.}^{0,68} \cdot W_{H.D.}^{-0,073} \quad \text{ECUACIÓN 7}$$



Donde:

- R_x es el radio reducido en la dirección de rodadura, $\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_{x1}} + \frac{1}{R_{x2}}$
- $G_{H.D.}$ es un parámetro adimensional del material, $G = \frac{E}{P_{iv,as}}$
- $U_{H.D.}$ es un parámetro adimensional de la velocidad, $U = \frac{\eta_0 u}{ER_x}$
- $W_{H.D.}$ es un parámetro adimensional de la carga, $W = \frac{P}{E'R_x^2}$

Donde E es el módulo elástico, $P_{iv,as}$ es el parámetro de presión isoviscoso asimptótico, η_0 es la viscosidad a presión atmosférica, u es la velocidad en la dirección de rodadura, E' es el módulo de elasticidad equivalente, R el radio efectivo, y ν el coeficiente de Poisson.

$$E' = 2\left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}\right)^{-1}$$

La distribución de presión que se genera en la lubricación elastohidrodinámica es similar a la distribución de la presión de contacto de Hertz, Figura 33, excepto en los bordes (entrada y salida con relación a la dirección de rodadura).

En el borde de entrada, la presión es mayor debido a la presión generada por el efecto hidrodinámico, mientras que, en el borde de salida, se produce una restricción por razones de continuidad de flujo (el gradiente de presiones empujaría el aceite hacia afuera si no existiera esta restricción). En esta región del área de contacto, el espesor de la película lubricante es mínimo (h_{min}) y del orden de un 25 % menor que en la zona hertziana central (h_c) [xiv].

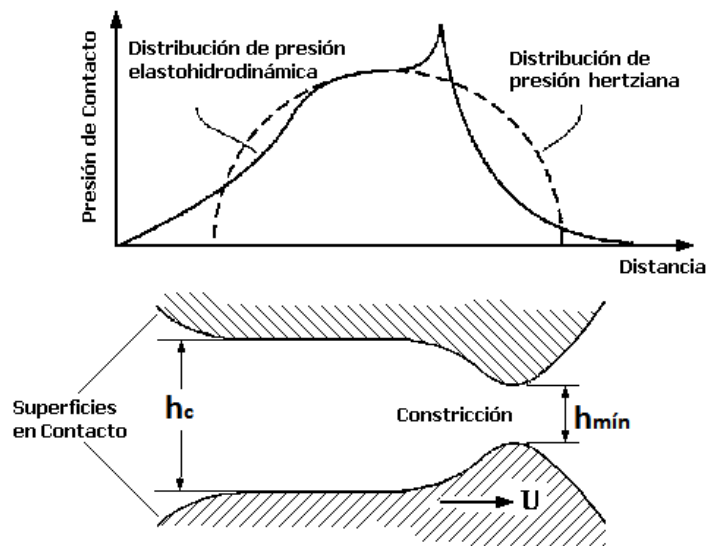


Figura 33. Distribución de presión y espesor de película lubricante en el contacto hertziano.

Lubricación por Aplastamiento de Película:

Cuando las superficies a lubricar son paralelas y/o el movimiento relativo es perpendicular, no es posible producir la presión hidrodinámica, aun cuando exista una velocidad relativa suficiente entre las superficies. Sin embargo, si una superficie se mueve en dirección perpendicular a la otra a suficiente velocidad, entonces se genera una presión debida al aplastamiento del



lubricante, el cual no posee el tiempo suficiente para escurrir por los bordes del área de contacto.

La Figura 34 a) muestra un esquema de funcionamiento en el mecanismo perno de pistón (superficie inferior) - pie de biela (superficie superior) y también en articulaciones del cuerpo humano, y la distribución de presión generada por el aplastamiento de película, según el espesor de la película. La Figura 34 b) muestra la distribución según la dirección longitudinal. .

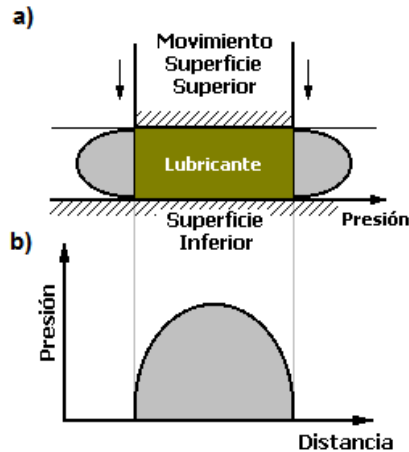


Figura 34. a) esquema del mecanismo de lubricación por aplastamiento de película, y distribución de presión en el espesor de película. b) Distribución de presión a lo largo del perno de pistón.

2.5. Cojinetes

Los cojinetes son elementos de máquina formados por una o varias piezas, que permiten el movimiento de rotación de ejes con la menor resistencia y, además, mantienen las superficies en la posición deseada. Se clasifican según su principio básico de operación, Figura 35, de rodadura o deslizamiento, y subclasificados según la dirección de las fuerzas o movimientos que anulan, el mecanismo de lubricación que emplean, el tipo de elementos rodantes y el tipo de lubricante empleado [xx].

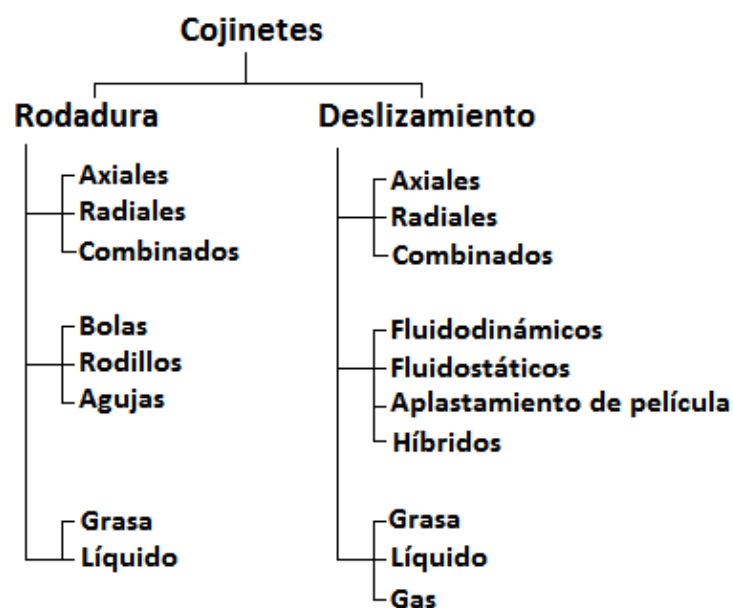


Figura 35. Clasificación de cojinetes.



2.5.1. Según el Sentido de las Fuerzas

Esta clasificación se basa en el sentido de las fuerzas que son capaces de soportar, para así evitar el movimiento relativo de las superficies según sea necesario. Estos pueden ser unidireccionales, axiales o radiales, o para una combinación de ambos esfuerzos.

Cojinetes Axiales: Estos restringen el movimiento en dirección axial (Figura 36), permitiendo la rotación relativa entre el cojinete y el eje.

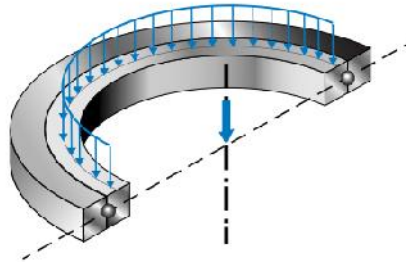


Figura 36. Esquema de sección de un cojinete axial.

Cojinetes radiales: Este tipo de cojinetes restringen el movimiento en dirección radial (Figura 37), permitiendo la rotación relativa entre el cojinete y el eje.

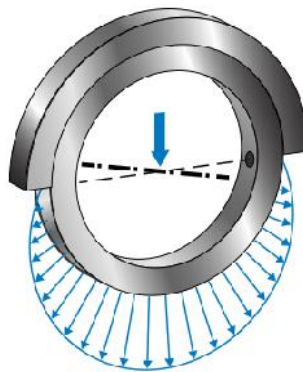


Figura 37. Las cargas radiales actuantes sobre el eje son transmitidas hacia los alojamientos.

Cojinetes combinados: Este tipo de cojinetes restringe el movimiento en ambos sentidos (Figura 38), soportando cargas del tipo axial y radial de manera conjunta.

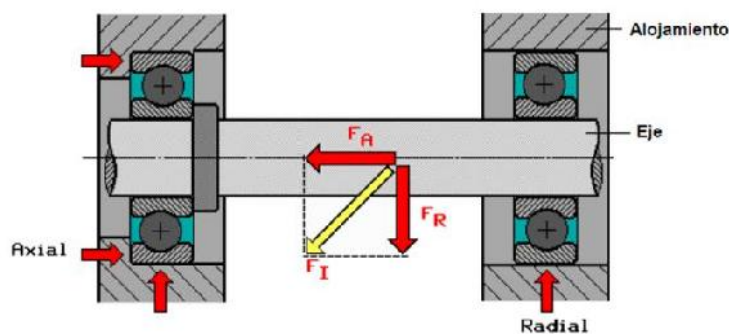


Figura 38. Las cargas radiales y axiales actuantes sobre el eje son transmitidas hacia los alojamientos.



2.5.2. Cojinetes Fluidodinámicos Axiales

En los cojinetes fluidodinámicos axiales se presenta una importante diferencia con respecto a los radiales en cuanto a la generación de la presión de sustentación. Como se explicó en la Sección 2.4.2, el fluido varía su presión a medida que transita entre dos superficies convergentes, lo que se da de manera natural en los cojinetes de deslizamiento radiales, debido a las diferencias de diámetro del conjunto muñón-cojinete. En los cojinetes axiales las superficies deslizantes son paralelas, por lo tanto, no se dispone de superficies convergentes, por lo que debe trabajarse en el diseño de la superficie del cojinete y/o la de su contracara, para crear de manera artificial la cuña o convergencia deseada. A partir de los desarrollos teóricos de Reynolds se han diseñado diferentes cojinetes axiales, buscando sacar provecho de este mecanismo de lubricación:

Escalón de Rayleigh: Mediante superficies planas y cambios abruptos de altura (escalones) se crean diferencias en las velocidades del flujo y perfiles de presión, Figura 39 a).

Superficie Cónica: En lugar de escalones, se utilizan superficies cónicas para variar la velocidad del fluido, Figura 39 b).

Cojinete Michell: Compuesto por almohadillas que basculan circunferencialmente para formar la cuña necesaria, Figura 39 c).

Cojinete Kingsbury: También está compuesto por almohadillas basculantes, pero lo hacen de manera radial y circunferencial, compensando la desalineación axial del eje, Figura 39 d).

Almohadillas fijas: Almohadillas con ángulos de inclinación fijos, pudiendo ser uni o bidireccionales, Figura 39 e).

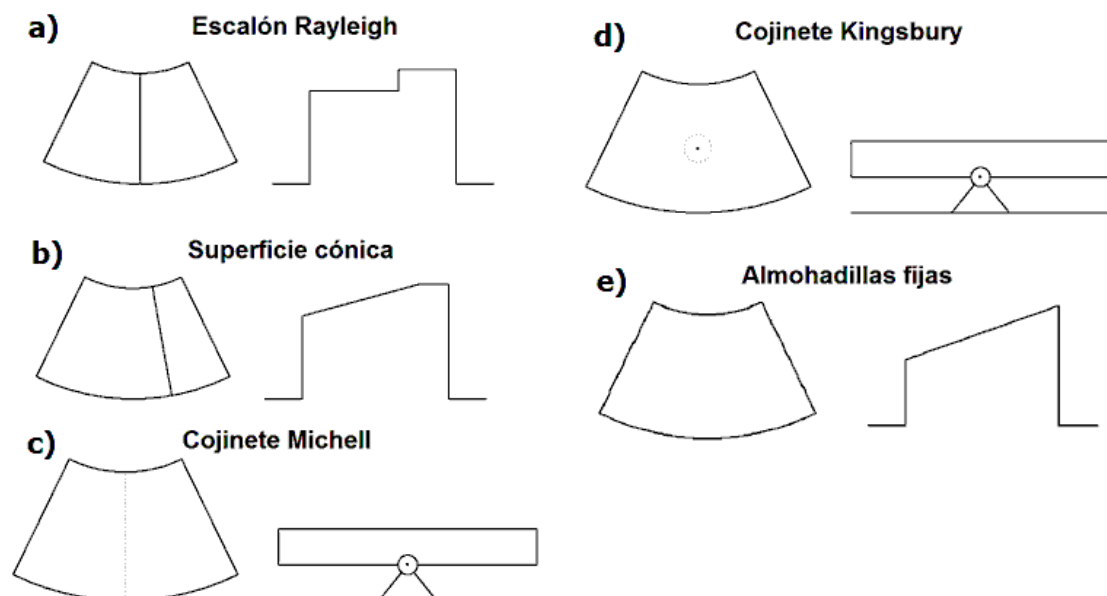


Figura 39. Vistas superiores y laterales de una sección de algunos diseños de cojinetes axiales, estas se repiten a lo largo de la circunferencia de los cojinetes, pudiendo tener típicamente 3, 6, 8, 12 o 14 secciones.



Cojinete de Almohadillas Basculantes:

Este tipo de cojinetes, Figura 40, fue desarrollado por Albert Kingsbury en el año 1896, aunque no fue implementado hasta el año 1912, cuando se lo instaló en una turbina de generación hidroeléctrica en la planta de Holtwood, Pennsylvania. Esta era una máquina de más de 180 Ton, más el caudal de 45 Ton de agua que la atravesaba para la generación de 7,5 MW. Luego de un primer intento fallido, el segundo cojinete de este tipo fue puesto en marcha y tras tres meses de trabajo, fue retirado para verificar su estado. Este se encontraba en perfectas condiciones y se calculó que duraría al menos 300 años antes de que las almohadillas alcancen un 50 % de desgaste. Luego de 4 años y otra inspección, se calculó una esperanza de vida de más de 1300 años. Finalmente, la compañía reemplazo en las otras nueve unidades generadoras sus cojinetes tradicionales, los cuales alcanzaban una vida promedio de 3 meses.

Este avance permitió el diseño de plantas generadoras de mayores dimensiones, además de expandirse a otras áreas como turbinas de gas y de vapor, propulsores de grandes embarcaciones e incluso submarinos nucleares, entre otros [xxi].

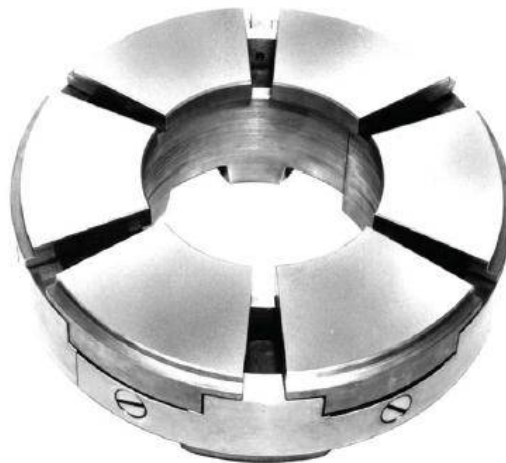


Figura 40. Kingsbury Tilting Pad Bearing, de 6 almohadillas basculantes que generan la presión de sustentación [xxii].

Debido a la fuerza hidrodinámica del fluido en movimiento, las almohadillas pivotan en sentido circunferencial y radial, formando una cuña convergente en el sentido de rotación, entre las almohadillas y el collar. Debido a las condiciones geométricas, se genera en el fluido un perfil de presión que distribuido sobre la superficie de la almohadilla, Figura 41, permite sustentar la carga de trabajo transmitida por el collar. Si éste gira en un solo sentido, se puede desplazar el punto de pivote del centro geométrico de la almohadilla, situándolo típicamente a un 70 % de su extensión circunferencial y en la dirección de movimiento, lugar donde se ubica el centro de presión. Mientras que, si se ubica el pivote en el centro, el cojinete podrá trabajar en ambos sentidos de rotación.

Además, cada almohadilla tiene su propio nivelador, Figura 42, y comparte otros dos niveladores con las almohadillas vecinas. Estos hacen variar la altura de cada almohadilla conforme la carga que transmite el collar se vea desnivelada, elevando las que están recibiendo menos carga y bajando las que estén recibiendo más. Esto es posible porque la carga transmitida a cada una es inversamente proporcional al espesor de la película lubricante.

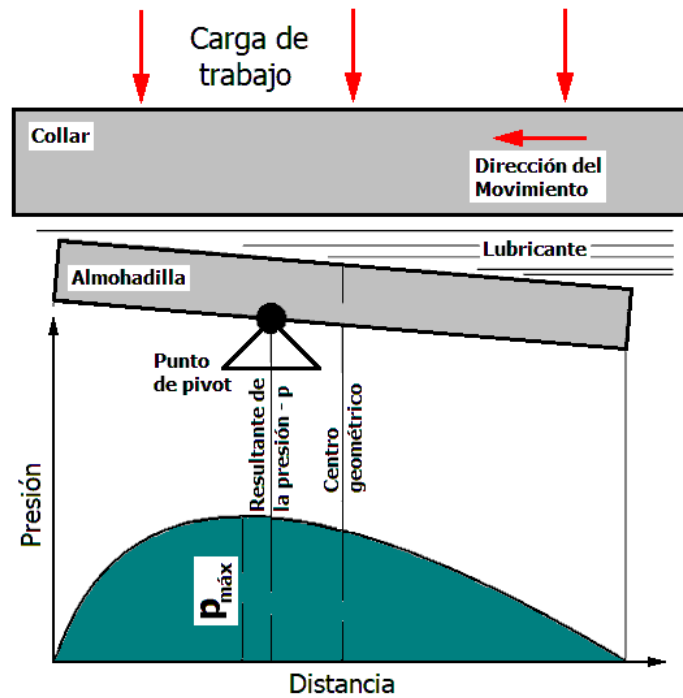


Figura 41. Esquema de la cuña formada por la inclinación de una almohadilla y de la distribución de presión que produce. Notar que el punto de pivote está desplazado del centro geométrico, y alineado con la resultante de la presión [xxii].

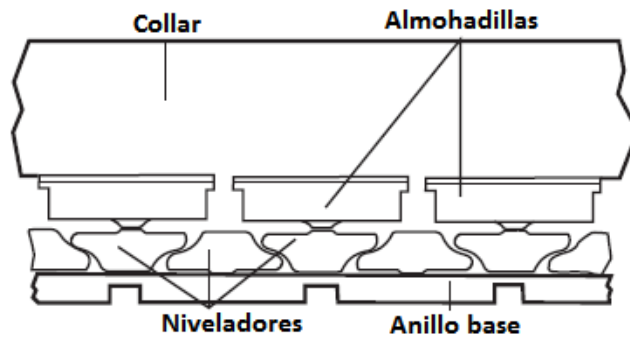


Figura 42. Esquema de los niveladores del cojinete, estos varían la altura de cada almohadilla según sea necesario [xxii].

2.5.3. Cojinetes Fluidostáticos Axiales

Se cree que los cojinetes hidrostáticos fueron inventados por el ingeniero civil L. D. Girard, quien en el año 1852 implementó en ferrocarriles el uso de cojinetes de alta presión alimentados por agua [xxiii].

En este tipo de cojinetes se introduce el fluido a presión entre las superficies, para así generar la fuerza de sustentación. Para ello se emplean diferentes técnicas [xxiv], variando la forma en que se dirige el fluido, entre las que se pueden destacar:

Alimentación central: El fluido a presión pasa a través de un agujero practicado en el centro del cojinete. Posee la limitación de que no puede tener un eje que pase por el mismo lugar.

Conductos múltiples: En lugar de utilizar una sola salida central, se emplean varios orificios ubicados anularmente, permitiendo que un eje pueda pasar por el centro.



Ranuras: Mediante la implementación de ranuras se logra una distribución más uniforme de la presión, aumentando la capacidad de carga del cojinete.

Materiales porosos: Siguiendo con la idea de las ranuras, mediante la introducción del fluido (en este caso necesariamente debe ser gaseoso) a través de un material poroso se logra una mejor distribución de la presión, aumentando notablemente la capacidad de carga y la estabilidad frente a posibles inclinaciones del eje.

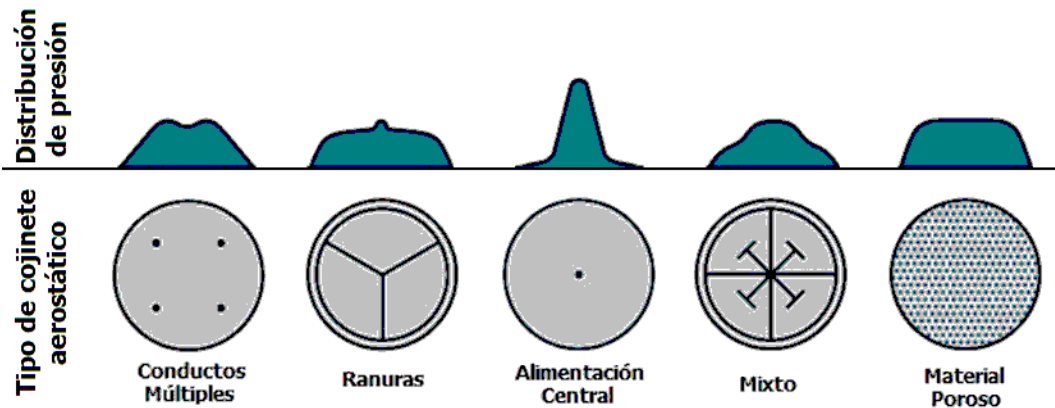


Figura 43. Perfil de presión teórico generado por distintos tipos de cojinetes aerostáticos.

Cojinete de Alimentación Central:

Los cojinetes aerostáticos emplean aire o algún gas presurizado mientras que los hidrostáticos emplean un lubricante líquido. Las superficies son separadas por el lubricante que es forzado a ingresar por la presión generada mediante una bomba externa, formando la película de lubricación. De allí que también se los suele denominar como “cojinetes externamente presurizados”.

En los cojinetes de alimentación central, el lubricante es introducido a una presión constante de suministro (p_0). El lubricante pasa a través del canal de alimentación y atraviesa el orificio de salida (boquilla) donde se produce una disipación de presión hacia la entrada del receso del cojinete (Figura 29). Este receso es relativamente profundo, comparado con el espesor de película, por lo que ofrece poca resistencia al flujo, manteniendo una presión constante, denominada presión estática (p_d). Luego, el lubricante abandona el receso a través del pequeño espesor de película entre la superficie del cojinete y la contracara. La presión en la película se va reduciendo conforme el fluido circula en forma radial entre las superficies, hasta alcanzar la presión atmosférica en la salida.

La presión en el receso debe ser inferior a la presión de suministro para permitir variaciones en la carga. El principio puede ser explicado mediante dos casos extremos. En el primer caso, una carga lo suficientemente alta tiende a juntar las superficies y previene que el lubricante escape del receso, por lo que el flujo a través de la boquilla decrece a cero, y la presión aumenta hasta la presión de suministro. En el segundo caso, si la carga tiende a cero, el espesor de película crecerá y la única resistencia al flujo de lubricante será la impuesta por el orificio de salida. Esto provocará un aumento en el flujo mientras que la presión en el receso disminuirá hasta la presión ambiente. Luego, el rango operativo para la carga de trabajo será tal que el espesor de película se mantenga entre los dos casos extremos.



Una de las principales diferencias entre los cojinetes hidrostáticos y los aerostáticos es que el receso en los aerostáticos es mucho menor en volumen, para limitar el tiempo de respuesta entre la aplicación de la carga y el cambio en la presión estática. Un tiempo largo de respuesta puede conducir hacia un fenómeno de inestabilidad conocido como martillo neumático o pneumatic hammer.

Entre las ventajas de un cojinete fluidostático, se puede destacar la habilidad de operar desde una velocidad nula, hasta muy alta velocidad y con mayor aceleración en comparación a los rodamientos, debido a su menor inercia. Además, por la ausencia de contacto entre partes móviles, se anula el desgaste originado por fricción y disminuye la generación de calor, lo que conduce a un desempeño constante en el tiempo [xxv].

Otra ventaja es la reducción en la generación de partículas contaminantes por desgaste, y en los cojinetes que utilizan gas en lugar de aceite, también se obtiene el beneficio de no contaminar el ambiente. Así, estos dispositivos son especialmente útiles en aplicaciones dentro de salas limpias o cleanrooms, que tienen altas exigencias en cuanto a la presencia de partículas en el aire.

Además, cuando se utilizan cojinetes lubricados por gases en ambientes con alta generación de polvos, se evita el ingreso de polvo entre las superficies lubricadas debido a que esta se encuentra a mayor presión que la atmosférica.

Los cojinetes fluidostáticos también mejoran la precisión de movimientos, en parte debido a su menor inercia, y además porque el coeficiente de fricción se comporta diferente al contacto entre los elementos rodantes y las pistas de los rodamientos. En los cojinetes fluidostáticos, el coeficiente de fricción es función de la tensión de corte del fluido, por lo que no habrá fricción a velocidad cero, lo que mejora la capacidad de control de los desplazamientos. En los rodamientos, el coeficiente de fricción estático es mayor al dinámico, por lo que para iniciar el movimiento se requiere mayor fuerza que para mantenerlo. Entonces, cuando un motor genera la fuerza para iniciar un desplazamiento, producirá un desplazamiento mayor al deseado debido a la diferencia entre la fuerza estática y dinámica. Si bien esto se controla mediante un sistema de lazo cerrado, en ciertos sectores como la manufactura de componentes electrónicos, esto no es suficiente para satisfacer las tolerancias requeridas.

Un ejemplo en el que se saca provecho de estas características es en las máquinas de medir por coordenadas (Figura 44), especialmente las que se utilizan en salas limpias.

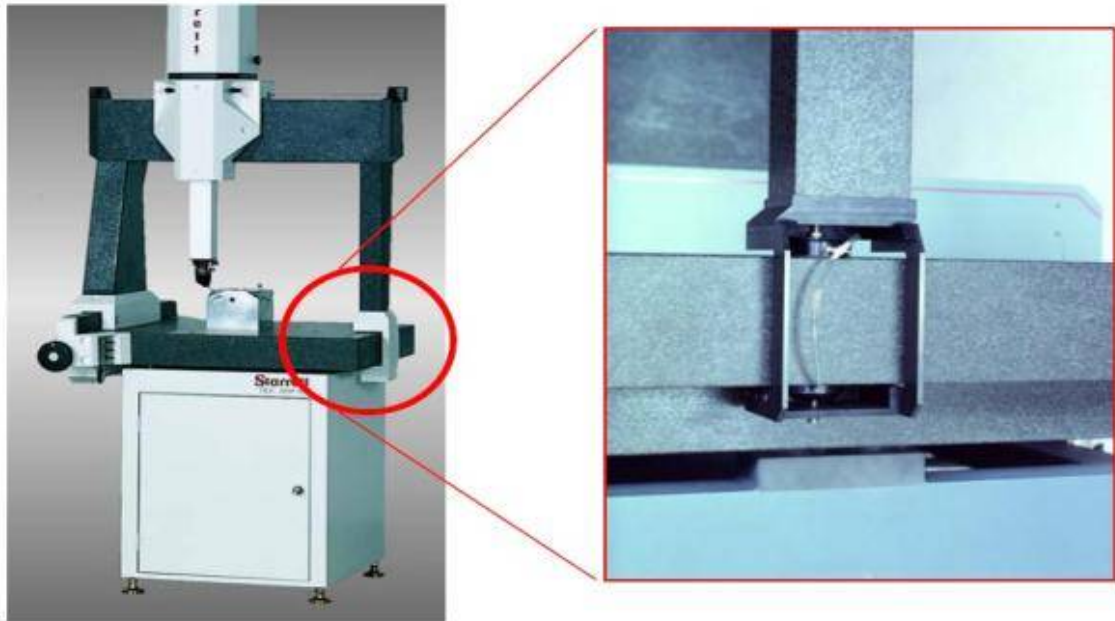


Figura 44. Máquina de medir por coordenadas. Este modelo utiliza cojinetes aerostáticos para el movimiento del puente sobre la mesa, y de la herramienta sobre el puente. En el detalle se ven dos cojinetes enfrentados, uno a cada lado de la superficie de granito.

3. Desarrollo de un Cojinete Aerostático

3.1. Flujo entre Superficies Paralelas

En prácticamente todos los cojinetes el flujo de lubricante en el huelgo o espesor de película es laminar, y la pérdida de carga se debe al esfuerzo de corte viscoso entre las "capas" de fluido. Las ecuaciones de Navier-Stokes (Ecuaciones 8) describen el comportamiento de los fluidos y, en particular, para su análisis entre superficies planas y paralelas, Figura 45 [xxvi], pueden hacerse las siguientes consideraciones que simplifican el problema:

- Las fuerzas inerciales debido a la aceleración del fluido pueden ser despreciadas frente a las fuerzas de fricción debidas a los esfuerzos de corte viscosos
- El flujo es laminar en todos los puntos de la película de fluido
- El flujo es incompresible
- La presión es constante en cada sección normal a la dirección del flujo
- Los gradientes de velocidad en las direcciones x y z son despreciables con respecto al gradiente en la dirección y
- La velocidad del fluido sólo posee una componente no nula, en la dirección x
- La fuerza de gravedad en el fluido es despreciable en comparación con los efectos viscosos

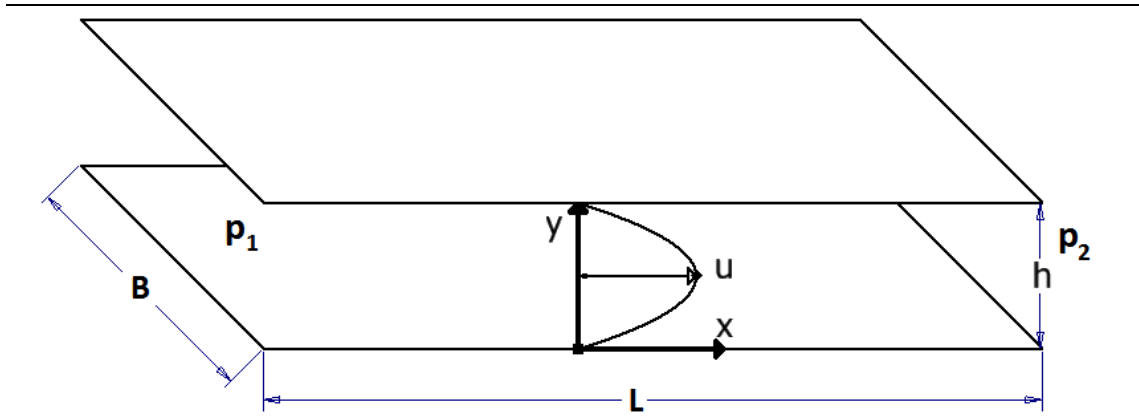


Figura 45. Flujo entre superficies planas y paralelas, donde B es el ancho, L es el largo, h el espesor de película, p_1 la presión a la entrada, p_2 la presión a la salida, y u, v y w la velocidad del fluido en las direcciones x, y, z .

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = X + \eta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial x} \quad \text{ECUACIÓN 8 A}$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = Y + \eta \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial y} \quad \text{ECUACIÓN 8 B}$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = Z + \eta \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial z} \quad \text{ECUACIÓN 8 C}$$

Así, teniendo en cuenta las suposiciones mencionadas, se llega a la Ecuación 9:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \quad \text{ECUACIÓN 9}$$

Esta ecuación relaciona el gradiente de presión en la dirección x con la distribución de velocidades en la dirección y . Aquí u es la velocidad del fluido en cualquier punto, p es la presión en ese punto, y η es la viscosidad del aire o del gas empleado. Integrando la Ecuación 9 resulta:

$$\frac{du}{dy} = \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dx} y + C$$

Donde C es una constante, e integrando nuevamente se tiene la Ecuación 10.

$$u = \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dx} \frac{y^2}{2} + Cy + K \quad \text{ECUACIÓN 10}$$

Para determinar las constantes de integración C y K se utilizan las condiciones de contorno. Si h es el espesor de película, entonces $u = 0$ en $y = 0$ y en $y = h$, sustituyendo estas condiciones se llega a que:

$$K = 0$$

$$C = -\frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dx} h$$



Y reemplazando las constantes halladas en la Ecuación 10, se obtiene la velocidad del fluido en cualquier punto dentro del espesor de película lubricante entre las placas, Ecuación 11.

$$u = \frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dx} y(y-h) \quad \text{ECUACIÓN 11}$$

La velocidad presenta una distribución parabólica donde su máximo se encuentra en $y = h/2$

El caudal másico de fluido entre las placas de ancho B viene dado por:

$$\dot{Q} = B\rho \int_0^h u \, dy$$

Donde \dot{Q} es el caudal de lubricante y ρ es su densidad. Ahora si se reemplaza la expresión de la velocidad hallada (Ecuación 11) se obtiene:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= B \frac{\rho}{2} \frac{dp}{dx} \int_0^h (y^2 - yh) \, dy \\ \dot{Q} &= -\frac{B\rho h^3}{12\eta} \frac{dp}{dx} \end{aligned}$$

Reordenando se llega a la Ecuación 12:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{12\eta\dot{Q}}{B\rho h^3} \quad \text{ECUACIÓN 12}$$

La Ecuación 12 da la relación entre el caudal y el gradiente de presión entre las superficies en la dirección del flujo. La densidad ρ se supone constante en la dirección y , y la ecuación es válida para líquidos y gases. Sin embargo, la densidad de los gases es dependiente de la presión, y como esta varía en la dirección x , no puede ser directamente integrada ya que hay un gradiente de presión en esa dirección, sino que se debe establecer una relación entre la densidad ρ y la presión p .

Es razonable asumir que el comportamiento del gas es isotérmico, debido a que el calor generado en la película de gas es pequeño, además de que las paredes de los cojinetes suelen ser metálicas por lo que poseen una alta conductividad térmica. Así es posible utilizar la relación:

$$\frac{p}{\rho} = RT$$

Donde R es la constante específica del gas y T es la temperatura absoluta en grados Kelvin. Sustituyendo en la Ecuación 12 y acomodando se tiene que:

$$p \, dp = -\frac{12\eta\dot{Q}RT}{Bh^3} \, dx$$

E integrando se obtiene la Ecuación 13:

$$p_1^2 - p_2^2 = \frac{24\eta\dot{Q}RTL}{Bh^3} \quad \text{ECUACIÓN 13}$$



La Ecuación 13 es de fundamental importancia para entender los cojinetes aerostáticos, porque expresa la caída de presión a lo largo de las superficies en función del caudal, las propiedades del gas y de las dimensiones.

3.2. Flujo en Cojinetes con Alimentación Central

En la sección anterior se desarrolló el flujo laminar entre superficies paralelas rectangulares. Ahora se considerará el caso de un cojinete axial donde el gas es introducido entre superficies paralelas circulares a través de un orificio central, y sigue un camino radial hacia el exterior, Figura 46.

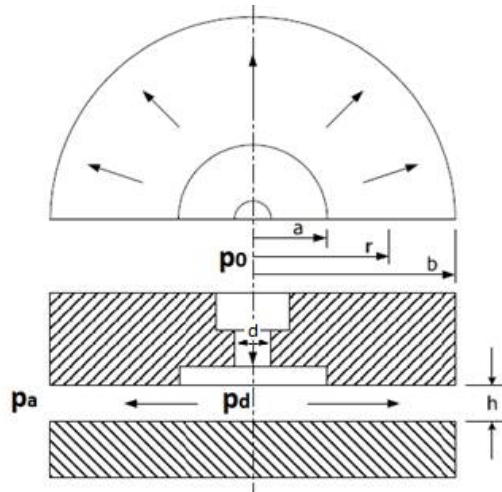


Figura 46. Cojinete aerostático con alimentación central, donde a es el radio del receso, r es una coordenada genérica radial, b es el radio del cojinete, d es el diámetro del conducto de alimentación, p_0 la presión de suministro, p_d la presión estática a la salida del conducto, p_a la presión atmosférica y h el espesor de película [xxvii].

En este caso se pueden realizar las mismas suposiciones realizadas en la Sección 3.1, y las ecuaciones de Navier-Stokes para las coordenadas seleccionadas ahora se reducen a la Ecuación 14:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial r} \quad \text{ECUACIÓN 14}$$

Donde r es una coordenada radial que varía desde el radio del receso, a , hasta el radio del cojinete, b . Si se integra dos veces y se aplican las mismas condiciones de contorno aplicadas anteriormente, se obtiene la Ecuación 15:

$$u = \frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dr} y(y - h) \quad \text{ECUACIÓN 15}$$

El caudal a través de un disco de altura h y radio r está dado por:

$$\dot{Q} = 2\pi r \rho \int_0^h u dy$$

Y reemplazando la expresión de la velocidad u hallada (Ecuación 15) e integrando se obtiene la Ecuación 16:



$$\frac{dp}{dr} = -\frac{6\eta\dot{Q}}{\pi r \rho h^3}$$

ECUACIÓN 16

Tanto en la Ecuación 12 como en la Ecuación 16, el signo negativo implica que la presión cae en la dirección del flujo, en el sentido positivo de x y de r , respectivamente. Ahora, asumiendo nuevamente condiciones isotérmicas y separando variables:

$$p dp = -\frac{6\eta\dot{Q}RT}{\pi h^3} \frac{dr}{r}$$

E integrando desde el receso donde $r = a$ y $p = p_a$ hasta el radio exterior donde $r = b$ y $p = p_o$ se llega a la Ecuación 17:

$$p_a^2 - p_o^2 = \frac{12\eta\dot{Q}RT}{\pi h^3} \ln\left(\frac{b}{a}\right)$$

ECUACIÓN 17

Obteniéndose así la caída de presión a lo largo del radio del cojinete.

Expresando la caída de presión en función del radio, la expresión resulta:

$$p(r) = \left(p_a^2 - \frac{12\eta\dot{Q}RT}{\pi h^3} \ln\left(\frac{r}{a}\right)\right)^{1/2}$$

3.3. Flujo a través de Canal de Alimentación

Se comienza a partir del primer principio de la termodinámica, Ecuación 18, aplicado a un volumen de control en torno a la salida de una boquilla convergente. [xxvi].

$$Q - W = \dot{m}(h_s + E.C._s + E.P._s - h_e - E.C._e - E.P._e)$$

ECUACIÓN 18

Donde Q es el calor, W el trabajo y h , $E.C.$ y $E.P.$ son las entalpías, energía cinética y energía potencial en la salida y en la entrada respectivamente.

Considerando que no hay transferencia de calor con el medio, que no se realiza ningún trabajo, y que la energía potencial a la entrada y la salida son iguales, la Ecuación 18 queda como:

$$h_s + \frac{v_c^2}{2} = h_e + \frac{v_e^2}{2}$$

Donde v_c es la velocidad del flujo en la salida, y v_e en la entrada, siendo este último término prácticamente nulo y reacomodando términos, se obtiene la Ecuación 19.

$$\frac{v_c^2}{2} = h_e - h_s$$

ECUACIÓN 19

Para un gas ideal, la variación de entalpía puede ser expresada como el calor específico a presión constante por la variación de temperatura, obteniendo así la Ecuación 20.

$$v_c^2 = 2C_p(T_e - T_s)$$

ECUACIÓN 20

La relación entre el calor específico a presión constante, C_p , y a volumen constante, C_v , definen al coeficiente de dilatación adiabática γ .



$$\frac{C_p}{C_v} = \gamma$$

$$C_p - C_v = R$$

Donde R es la constante específica del gas. Combinando ambas expresiones y reordenando se obtiene:

$$C_p \left(1 - \frac{1}{\gamma}\right) = R$$

$$C_p = \frac{\gamma R}{\gamma - 1}$$

Reemplazando la expresión de C_p en la Ecuación 20, se obtiene la Ecuación 21.

$$v_c^2 = 2 \frac{\gamma R}{\gamma - 1} (T_e - T_s) = 2 \frac{\gamma R T_e}{\gamma - 1} \left(1 - \frac{T_s}{T_e}\right) \quad \text{ECUACIÓN 21}$$

Como el proceso es adiabático e isentrópico, se pueden aplicar las siguientes ecuaciones de estado.

$$\frac{p}{\rho T} = C$$

$$\frac{p^{1/\gamma}}{\rho} = C$$

Dividiendo la primera por la segunda se obtiene una expresión para la relación de temperaturas en función de las presiones, siendo p_d la presión a la salida, y p_o la presión a la entrada.

$$\frac{T_s}{T_e} = \left(\frac{p_d}{p_o}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Se reemplaza ahora la expresión hallada en la Ecuación 21.

$$v_c^2 = 2 \frac{\gamma R T_e}{\gamma - 1} \left(1 - \left(\frac{p_d}{p_o}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)$$

La velocidad del sonido viene dada por:

$$a_0 = (\gamma R T_e)^{\frac{1}{2}}$$

Y reemplazando se obtiene la Ecuación 22.

$$v_c^2 = \frac{2a_0^2}{\gamma - 1} \left(1 - \left(\frac{p_d}{p_o}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right) \quad \text{ECUACIÓN 22}$$

Debido a las pérdidas en el flujo a través de una boquilla, se define un coeficiente de descarga, C_D , el cual es la relación entre el caudal real que circula a través de ella y el teórico.



$$C_D = \frac{Q_{Real}}{Q_{Teórico}} = \frac{\dot{Q}}{\rho_d A v_c}$$

Entonces, el caudal a través del conducto se puede plantear como la Ecuación 23:

$$\dot{Q} = C_D \rho_d A v_c \quad \text{ECUACIÓN 23}$$

Donde ρ_d es la densidad del gas a la salida del conducto y A es el área de la sección de salida.

El coeficiente de descarga usualmente toma un valor de 0,8 para los cálculos de diseño. Sin embargo, este varía con la relación entre la presión estática y la presión de alimentación (p_d/p_0), según la Figura 47.

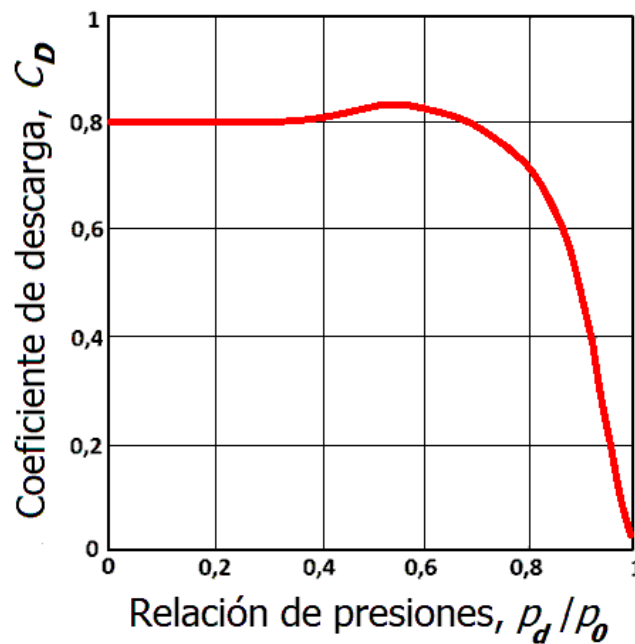


Figura 47. Coeficiente de descarga (C_D) versus relación de presiones (p_d/p_0). Se supone constante en 0,8, lo cual se cumple en prácticamente todas las condiciones, salvo en las condiciones de carga máxima del cojinete.

Se puede ver que el valor de C_D cae abruptamente para relaciones de presión superiores a 0,7, y esto se debería de tener en cuenta cuando se requiera conocer la capacidad de carga del cojinete.

Para expansiones isoentrópicas se tiene que:

$$\rho_d = \rho_0 \left(\frac{p_d}{p_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

Luego, teniendo en cuenta la expresión de la densidad para la Ecuación 23, y reemplazando la expresión hallada de v_c de la Ecuación 22.

$$\dot{Q}^2 = C_d^2 \rho_0^2 \left(\frac{p_d}{p_0} \right)^{\frac{2}{\gamma}} A^2 v_c^2$$



$$\dot{Q}^2 = \frac{2C_d^2 \rho_0^2 A^2 a_0^2}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p_d}{p_0} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_d}{p_0} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]$$

Así, reordenando se obtiene el caudal a través del conducto, Ecuación 24:

$$\dot{Q} = C_D A \rho_0 (2RT_e)^{\frac{1}{2}} \left[\frac{\gamma}{\gamma - 1} \left\{ \left(\frac{p_d}{p_0} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_d}{p_0} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right\} \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{ECUACIÓN 24}$$

3.4. Cálculo de Capacidad de Carga

La capacidad de carga del cojinete se puede obtener a través del producto de la presión por el área del cojinete, Figura 48, por lo que se puede plantear:

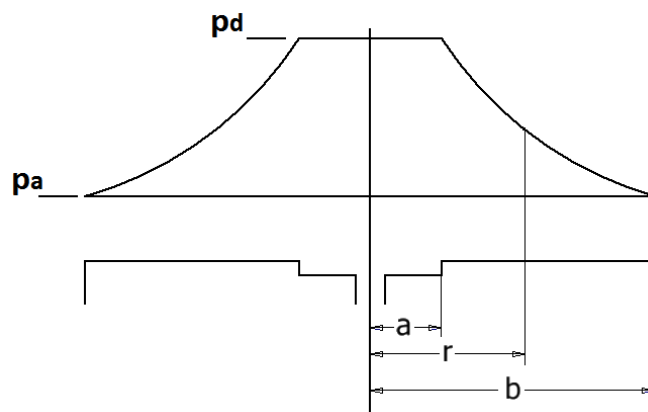


Figura 48. Distribución de presión en la dirección radial de un cojinete circular con alimentación central, en relación con sus dimensiones características.

$$W = \pi a^2 p_d + \int_a^b 2\pi r p dr - \pi b^2 p_a$$

$$W = (p_d - p_a) \frac{\pi(b^2 - a^2)}{2 \ln(b/a)}$$

Ahora bien, la presión p_d no es conocida, se podrían igualar las Ecuaciones 17 y 24 pero la ecuación resultante no sería explícita en términos de p_d , por lo que se vuelve necesario introducir un factor G (Ecuación 25) que relaciona las variables del cojinete:

$$G = \frac{p_a/p_0}{\left(1 - \frac{p_a}{p_0}\right)^{1/2} \left(1 + \frac{p_a}{p_0}\right)} \cdot \frac{24\eta(2RT)^{1/2}}{p_a} \cdot \frac{C_D d^2 \ln(b/a)}{8h^3} \quad \text{ECUACIÓN 25}$$

$$G = F_p \cdot F_g \cdot F_d$$

Donde F_p es el "Factor de Presión", F_g es el "Factor del Gas" y F_d el "Factor Dimensional".

A partir del factor G se puede definir al factor K_g [xxvi], y la relación entre K_g y G aplica, dando lugar a las Ecuaciones 26 y 27.



$$K_g = \frac{2}{1 + \left(1 + \frac{4}{G^2}\right)^{1/2}} \quad \text{ECUACIÓN 26}$$

$$K_g = \frac{p_d - p_a}{p_0 - p_a} \quad \text{ECUACIÓN 27}$$

Y ahora se puede obtener la capacidad de carga en función de la presión de suministro, según la Ecuación 28, y definimos al factor K_g como el factor de carga.

$$W = K_g(p_0 - p_a) \frac{\pi(b^2 - a^2)}{2 \ln(b/a)} \quad \text{ECUACIÓN 28}$$

Como K_g es función de G y este a su vez es función de h , se puede graficar K_g vs h , Figura 49, para un cojinete genérico, obteniendo la curva típica para todos los cojinetes aerostáticos.

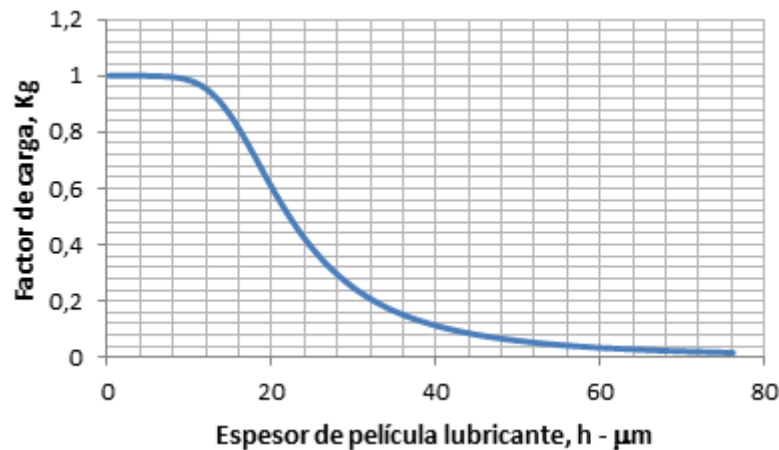


Figura 49. Forma de la curva factor de carga (K_g) versus espesor de película lubricante (h) para un cojinete circular de dimensiones genéricas. A medida que varía el espesor de película, por variación de presión de alimentación o de la carga externa, la capacidad de carga varía.

El factor K_g disminuye con el aumento de h con distintas tasas de variación, baja para espesores chicos, aproximadamente $h < 10 \mu\text{m}$, luego alta para $10 \mu\text{m} < h < 35 \mu\text{m}$, y baja nuevamente para espesores entre 35 y 80 μm .

Se puede definir la rigidez del cojinete como la variación de la capacidad de carga respecto a la variación del espesor de película de fluido. Una vez definidas las dimensiones del cojinete y la presión de alimentación, lo único que varía es el factor K_g a través de la variación de su componente F_d ya que depende del espesor h , así resulta que la rigidez se calcula según la Ecuación 29.

$$\text{Rigidez} = -\frac{dW}{dh} = -\frac{dK_g \pi(p_0 - p_a)(b^2 - a^2)}{dh \cdot 2 \ln(b/a)} \quad \text{ECUACIÓN 29}$$



3.5. Metodología de Diseño

Una vez definido el problema físicamente, y conociendo las expresiones que rigen el funcionamiento del cojinete aerostático, se puede desarrollar una metodología de diseño, para definir los parámetros constructivos y operativos que cumplan con los requerimientos del cojinete, teniendo en cuenta por supuesto las distintas limitaciones que se tengan.

El proceso de diseño es iterativo, pero siguiendo el algoritmo de la Figura 50 se puede reducir el número de iteraciones.

Primero se debe determinar la presión de suministro p_0 , en función del compresor o fuente de suministro disponible, para luego plantear las dimensiones del cojinete basándose en la capacidad de carga deseada y en las limitaciones espaciales que se tengan con respecto al lugar de uso o de la cantidad de material a emplear en su fabricación.

Vale aclarar que se plantea establecer la presión de suministro en función del compresor debido a que se está diseñando un cojinete con fines didácticos, por lo que se busca aprovechar los elementos disponibles. En un caso de aplicación práctica, habría que plantear un valor inicial de presión para el proceso iterativo cualquiera, y luego ajustarlo siguiendo el algoritmo de ser necesario.

Si las dimensiones necesarias para cumplir los requerimientos no son alcanzables por algún motivo, se debe volver a seleccionar la presión de suministro y luego continuar con el proceso de diseño.

Definidos los pasos anteriores y basado en la rigidez requerida, se debe seleccionar el diámetro del orificio del conducto de alimentación, para luego plantear el rango de espesor de película (h) esperable, lo que va a definir la capacidad de carga y la rigidez del cojinete. Si una vez definido h , la capacidad de carga o la rigidez no se vieran satisfechos, habría que volver atrás en el algoritmo de diseño y redefinir algunos de los parámetros constructivos o la presión de suministro.

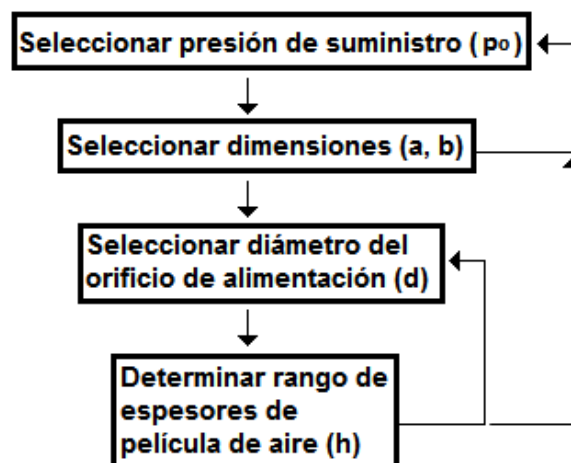


Figura 50. Pasos a seguir para el diseño de un cojinete aerostático circular de alimentación central.



3.6. Diseño

Basado en el algoritmo planteado en la sección anterior, se puede diseñar un cojinete que formará parte del equipamiento del Laboratorio Tribología, para la realización de actividades prácticas. Debido a su finalidad, se plantea el diseño de un cojinete aerostático de pequeñas dimensiones, que permita aprovechar la fuente de aire comprimido disponible, que trabaje en un amplio rango de carga, y que sea práctico para hacer demostraciones.

En el laboratorio se dispone de un compresor Stanley STC50P, el cual puede trabajar en un rango de presión de 1 a 10 bar, por lo que se optó por trabajar en un intervalo de 1,5 a 8 bar.

Como el cojinete debe ser pequeño, se plantea un radio exterior $b = 50$ mm en tanto que el radio del receso a será diseñado atendiendo a detalles constructivos que serán abordados más adelante, una vez definido el diámetro del canal de alimentación.

En cuanto a la rigidez, no existen requerimientos ni limitaciones funcionales, por lo que se buscará obtener el mayor valor posible, observando cómo influye el diámetro del canal de alimentación.

Como se observa en la Figura 51, cuanto menor sea el diámetro del orificio, mayor será la rigidez en los rangos más bajos de espesor de película. Se debe notar que el valor del diámetro es del orden de las décimas de milímetro, lo que implica dificultades para su fabricación. Luego de contemplar y estudiar distintas alternativas, como la electroerosión, el taladrado con micromechas, o el uso de un chicler, se optó por utilizar una boquilla de impresora 3D con un agujero de salida de 0,2 mm de diámetro. Esto facilita la fabricación y abarata los costos, con la única implicancia de que para su montaje, el receso de diámetro interior a definido anteriormente, debe satisfacer requisitos de tamaño mínimo.

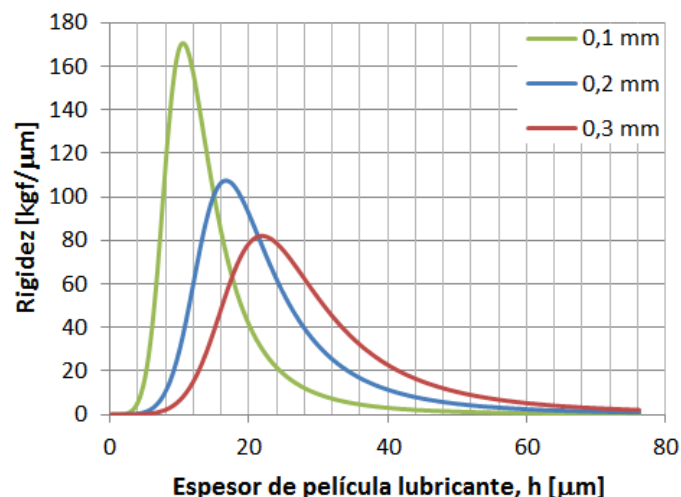


Figura 51. Rigidez vs Espesor de película (h), para diámetros de canal de alimentación de 0,1, 0,2 y 0,3 mm.

Ahora es necesario determinar el rango del espesor de película esperable. Para ello, se debe determinar el régimen de lubricación en el que se desea trabajar y con esto la rugosidad superficial requerida.



La rugosidad compuesta, definida en la Ecuación 6, viene dada por la raíz de la suma de los cuadrados de la rugosidad de cada superficie (denominadas cara y contracara), que dependen del proceso de fabricación utilizado.

La cara, superficie de la base del cojinete, será pulida y según la Figura 4, se espera una rugosidad en el rango de 0,10 – 0,40 μm , mientras que la contracara, superficie del disco o collar, será rectificada, por lo que se espera una rugosidad de 0,10 – 1,60 μm . Tomando el valor medio de cada intervalo, se obtiene una rugosidad compuesta $R_{qc} = 0,886 \mu\text{m}$.

Para garantizar un régimen de lubricación fluida se adopta para este cálculo un $\lambda > 2$, y con ello determinamos un espesor mínimo de película lubricante según la Ecuación 6.

$$h > R_{qc}\lambda$$

$$h > 1,77 \mu\text{m}$$

Por último, se verifican los valores de capacidad de carga para el h calculado, las dimensiones planteadas y los valores límite de presión, evaluando si son satisfactorios para la aplicación. Para la presión mínima, $p_0 = 1,5 \text{ bar}$, resulta $W = 12 \text{ kg}$, y para la presión máxima $p_0 = 8 \text{ bar}$, es $W = 170 \text{ kg}$.

Los valores de capacidad de carga así calculados cumplen con las necesidades del equipo, por lo que se decidió fabricarlo según las dimensiones planteadas, y luego realizar una verificación de los cálculos de manera experimental, para validar el modelo.

Cabe mencionar que el valor de capacidad de carga de 12 kg para la mínima presión de alimentación ($p_0 = 1,5 \text{ bar}$), no es el valor mínimo de capacidad de carga del cojinete, sino que es el valor máximo para la mínima presión. Esto es debido a que se calculó utilizando el mínimo espesor de película lubricante, condición en la que se obtiene la mayor capacidad de carga para las condiciones dadas, ya que el factor K_g crece a medida que disminuye h , como se ve en la Figura 52.

A medida que la carga sobre el cojinete disminuye, h aumenta y la capacidad de carga disminuye, Figura 53, manteniendo el equilibrio de fuerzas.

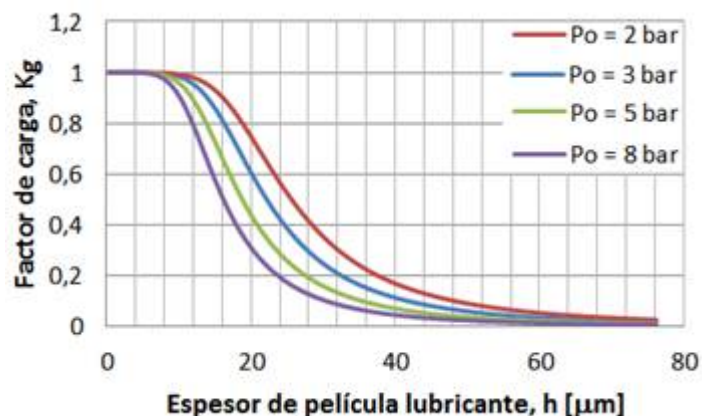


Figura 52. Factor de carga (K_g) versus espesor de película (h), para las dimensiones del cojinete planteado, y presiones de alimentación de 8, 5, 3 y 2 bar.

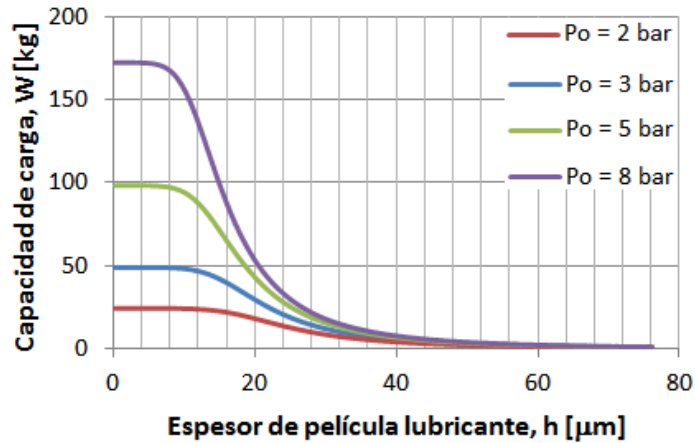


Figura 53. Capacidad de carga (W) versus espesor de película lubricante (h). Gráfica para las dimensiones del cojinete planteado, y presiones de alimentación de 2, 3, 5 y 8 bar.

3.7. Fabricación

Para la fabricación del cojinete aerostático se comenzó por realizar un prototipo virtual, Figura 54, para definir las dimensiones, verificar el diseño, y determinar los materiales a emplear en su fabricación.

Como quedó definido a partir de los cálculos en la Sección 3.6, el collar de empuje del cojinete posee un diámetro exterior de 100 mm, el cual es menor que el diámetro de la base del cojinete, ya que esta aloja el sistema de guiado (rodamientos) para centrar el collar, que flota en forma inestable sobre una película de aire, y su eje de rotación podría desplazarse con respecto al centro de la base del cojinete.

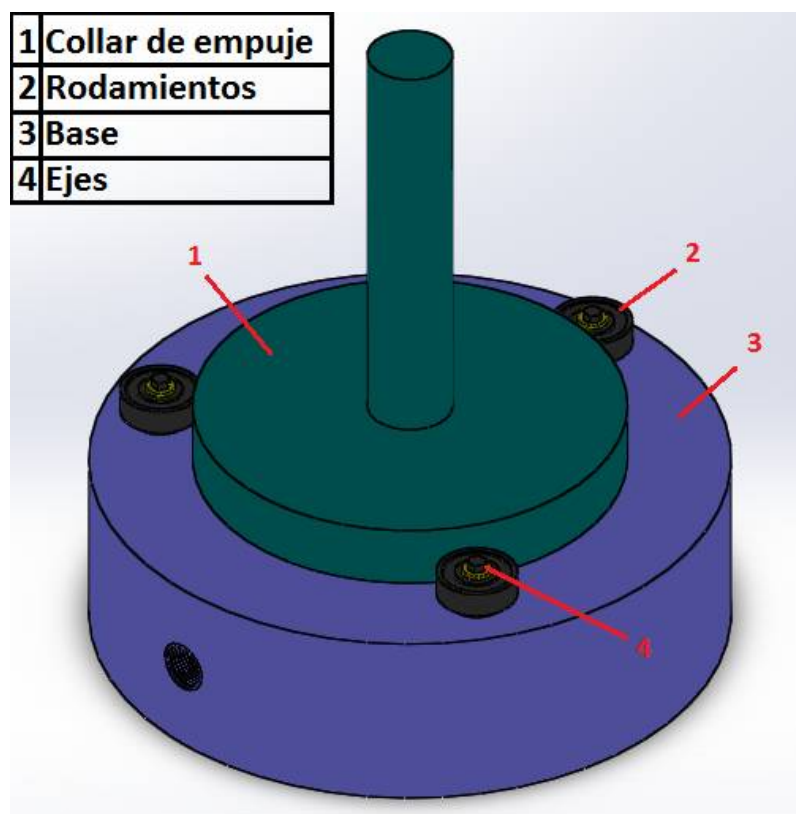


Figura 54. Vista isométrica del prototipo virtual del cojinete aerostático y sus elementos principales.



Para la fabricación de la base se partió de un tocho de aluminio colado en molde de arena, Figura 55, el cual fue torneado (cilindrado y refrentado) hasta las dimensiones finales, para luego taladrarle el conducto de alimentación de aire, el receso, y los tres agujeros roscados para el montaje de los rodamientos.



Figura 55. Tocho de aluminio colado en molde de arena, para el mecanizado de la base del cojinete. Diámetro 150 mm.

Para el centrado del collar se utilizan 3 rodamientos tipo 608, montados sobre ejes dispuestos a 120° entre sí, dejando un pequeño huelgo radial entre los rodamientos y el collar, para que no estén en contacto permanente y minimizar el rozamiento. Estos ejes poseen un agujero pasante y se fijan mediante tornillos a la base, que posee agujeros roscados. Para compensar posibles defectos de fabricación que deriven en un juego excesivo o en un contacto permanente entre los rodamientos y el collar, uno de los ejes se fabricó con su agujero pasante excéntrico para permitir el ajuste del juego radial al valor deseado, Figura 56.

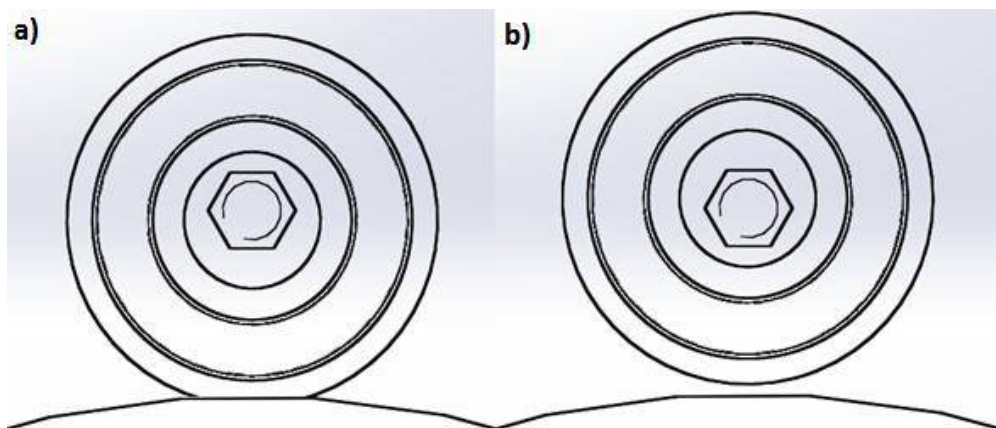


Figura 56. Vista superior del eje excéntrico en sus posiciones extremas. Aflojando el tornillo pasante es posible acomodar el eje en distintas posiciones. a) Posición con mayor ajuste, condición de interferencia de manera teórica. b) Posición con mayor holgura, a 180° de la anterior.

Para obtener un conducto de alimentación del orden de las décimas de milímetro se seleccionó una boquilla comercial como la de la Figura 57, utilizada en impresoras 3D, cuyo diámetro de conducto es de 0,2 mm.



Figura 57. Boquilla de impresora 3D, con un diámetro de conducto de 0,2 mm.

Para montar y ajustar la boquilla en su posición, es necesario un espacio suficiente en el receso para introducir una llave tubo, lo cual constituye un requisito de diseño, Figura 58. Como se mencionó en la Sección 2.5.3, esto podría producir el fenómeno de inestabilidad denominado Pneumatic hammer. Por lo tanto, se optó por fabricar el receso con las dimensiones necesarias para ajustar la boquilla y testear si la inestabilidad se manifiesta. Este diseño permitiría en caso de ser necesario, rellenar el receso con la boquilla ya montada, dejando expuesto sólo el orificio de salida.

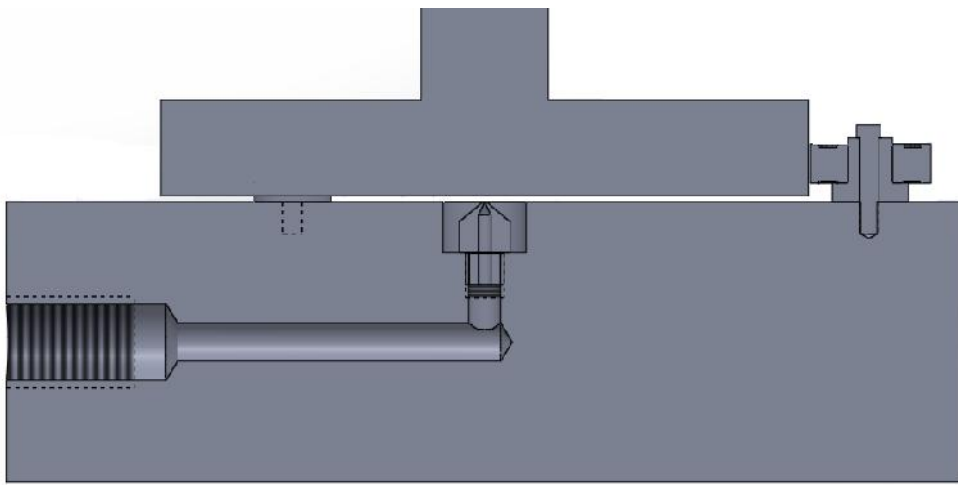


Figura 58. Vista en corte del cojinete, donde se puede ver el conducto de alimentación y la boquilla montada en el receso.

El suministro del aire comprimido en el tanque del compresor, se realiza a través de una manguera con acople rápido, para lo cual en la base del cojinete es necesario practicar un agujero con rosca BSP o “gas” de $\frac{1}{4}$ ”, Figura 58.

Una vez listo el mecanizado, se pulió la superficie de trabajo de la base para disminuir su rugosidad al valor requerido o menor, utilizando lijas de granulometría decreciente hasta grano 1200.

Por otro lado, el collar se fabricó en acero partiendo de un macizo cilíndrico. Se realizó un refrentado y se lo llevó a medida mediante un cilindrado, luego se taladró un agujero en su centro y se practicó una rosca, para montar la manija por la cual se le brinda el movimiento rotacional. Finalmente, se utilizó una rectificadora tangencial, para aumentar su planicidad y reducir la rugosidad superficial.

El cojinete fabricado se muestra en la Figura 59 y sus planos de fabricación en el Anexo II.

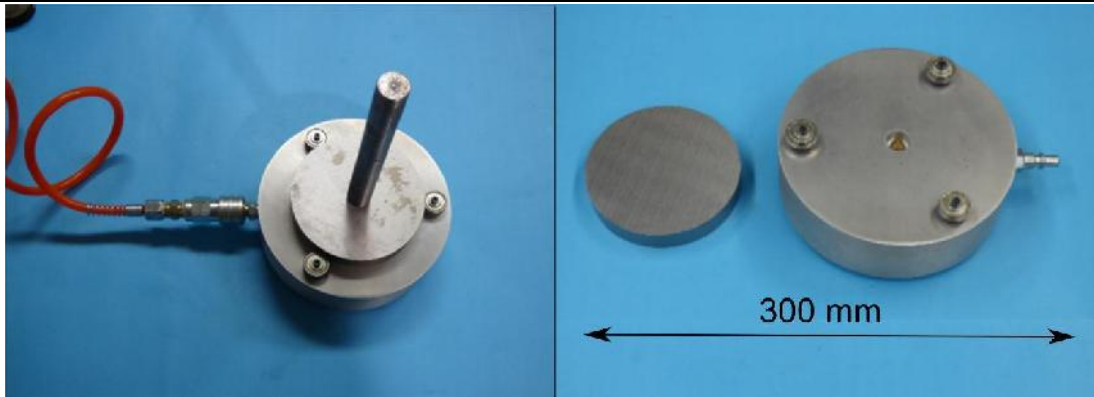


Figura 59. Fotos del cojinete aerostático fabricado. A la izquierda se lo ve conectado al compresor y con el collar y la manija en posición, y a la derecha el collar y la base, con la boquilla de alimentación, los rodamientos para el guiado y el acople rápido.

3.8. Resultados Experimentales

El primer fenómeno observado al conectar el suministro de fluido consistió en que el collar podía girar con muy poco esfuerzo, aparentemente flotando sobre la base del cojinete y tardando varios segundos en detener su rotación después de recibir un impulso angular. Luego se implementaron dos experiencias, una para determinar el espesor h midiendo la variación de la altura del disco mediante un reloj comparador (modificando la presión de entrada) y, además, midiendo la rugosidad de cada superficie para calcular el valor de λ . La segunda experiencia, consistió en realizar pruebas de continuidad eléctrica entre el disco y la base para medir la presión de alimentación para la cual se produce el contacto entre superficies.

Se realizaron mediciones para cuatro condiciones de carga, con el cojinete descargado solamente sustentando el peso del collar, 0,72 kg, y luego con 3,19 kg, 5,67 kg y 8,13 kg. Para cada condición de carga se situó al reloj comparador en la parte superior, como se ve en la Figura 60, y se estableció el cero con el suministro de aire apagado, es decir, sin presión de alimentación. Luego, se fue incrementando la presión y registrando la variación de altura indicada por el reloj, correspondiente al espesor de la película lubricante h .

Una vez finalizadas las mediciones de espesores h para distintas presiones, se graficaron las curvas experimentales y teóricas correspondiente a cada carga, a fin de comparar los resultados esperados con los obtenidos, Figura 61.



Figura 60. Medición de espesores de película generada para distintas presiones de alimentación, mediante un reloj comparador. En este caso, con el cojinete descargado.

Debido a que la resolución del reloj comparador es de 0,010 mm (o 10 μm), no es posible establecer el valor de presión umbral para el cual cambia el régimen de lubricación, de límite a fluida, es decir, cuando el collar pasa a estar sustentado completamente por una película de aire sin contacto entre la cara y contracara del cojinete. Aun cuando el reloj comparador indique un espesor nulo de película, sería posible tener lubricación fluida, debido a que el instrumento de medición no es capaz de medir valores lo suficientemente pequeños.

Para solucionar esta dificultad, se utilizó el segundo método de medición. Mediante la verificación de la conductividad eléctrica entre la base y el collar se puede determinar si existe contacto o no entre las partes, es decir, si el régimen de lubricación es fluido o no.

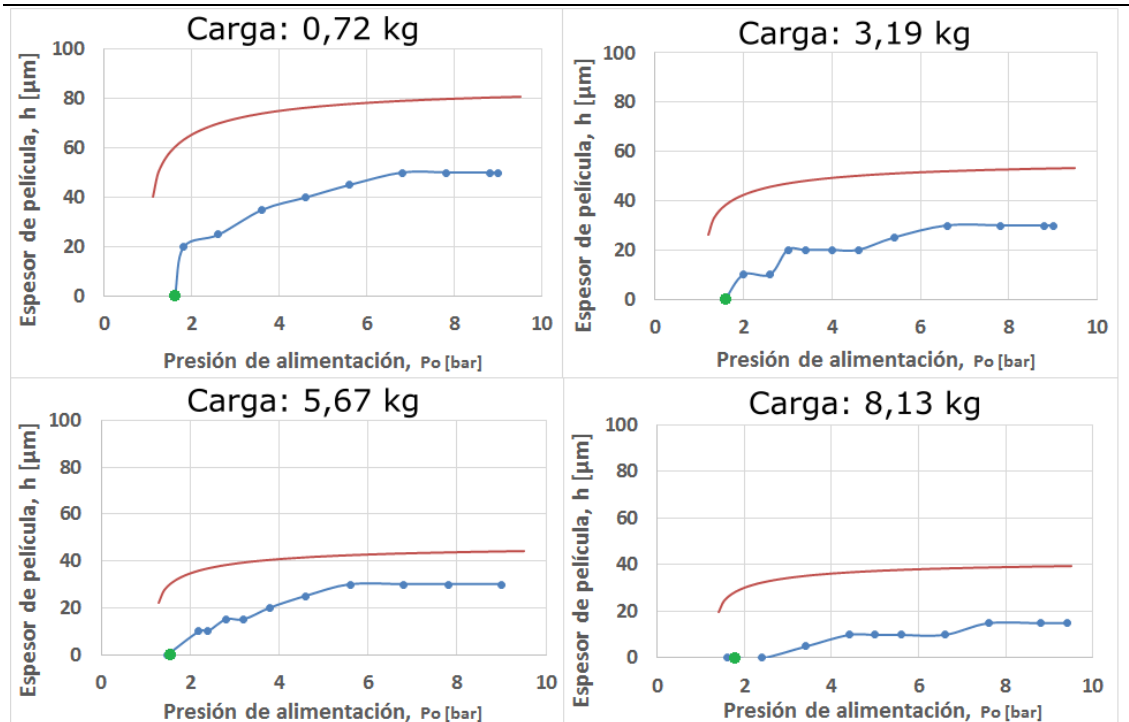


Figura 61. Medición del espesor de película h versus presión de alimentación p_0 . Las curvas rojas son las teóricas calculadas a partir de la Ecuación 28, y las azules son las experimentales. Los puntos verdes indican el valor umbral para que cual se pierde la continuidad eléctrica.

A pesar de que se obtienen menores espesores de película que los esperados, no se observan grandes discrepancias entre los resultados teóricos y los experimentales. Para mejorar los resultados sin modificar el modelo teórico utilizado, se podría trabajar sobre el proceso de fabricación. Defectos de planicidad ocasionados a la hora de pulir la base del cojinete puede conducir a una película de distintos espesores en diferentes regiones. Mientras que surcos en las superficies pueden actuar como vías de escape para el aire, afectando el desempeño de la película lubricante. A su vez, podrían modificarse las dimensiones del receso dado que difiere de la teórica. También, se podría mejorar el proceso de medición utilizando instrumentos de mayor resolución.

Para determinar la rugosidad de las superficies, se utilizó un rugosímetro Taylor Hobson Surtronic 3+. Se realizaron cuatro mediciones en distintos puntos de cada superficie, en la dirección normal a las marcas de mecanizado. Los valores obtenidos para la base y el disco se listan en la Tabla 1, y en la Figura 62 se muestra a modo de ejemplo una de las mediciones de cada superficie.

	Base		Disco	
	$R_a \mu m$	$R_q \mu m$	$R_a \mu m$	$R_q \mu m$
Medición 1	0,223	0,374	0,311	0,392
Medición 2	0,296	0,481	0,363	0,468
Medición 3	0,208	0,280	0,346	0,449
Medición 4	0,189	0,257	0,308	0,383
Promedio	0,229	0,348	0,332	0,423

Tabla 1. Mediciones de rugosidades de las superficies de la base (cara) y del disco (contracara), obteniendo valores promedios para la Rugosidad Media Aritmética (R_a) y la Rugosidad Media Cuadrática (R_q).

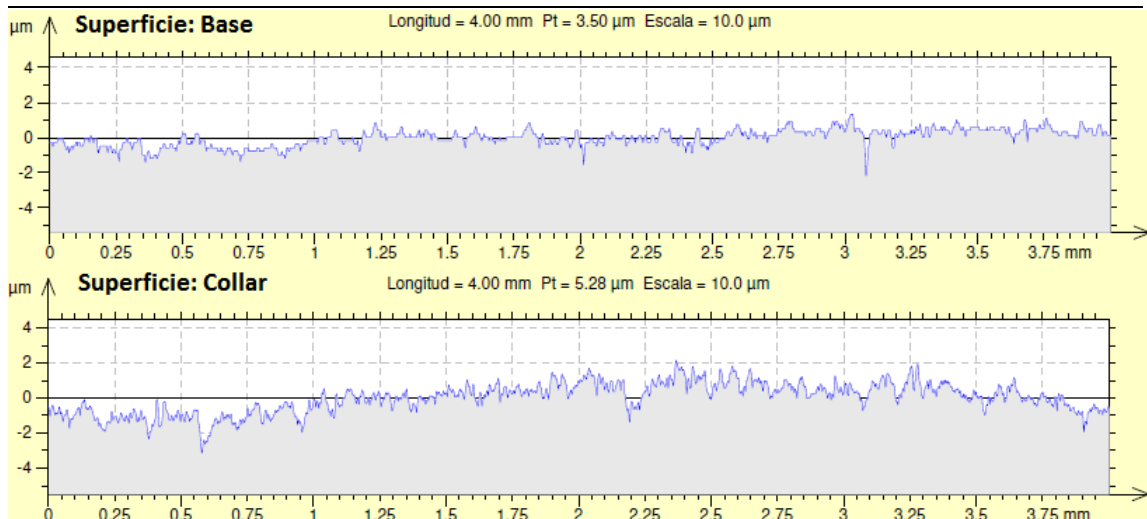


Figura 62. Perfiles de rugosidad de cada superficie obtenido mediante rugosímetro Taylor Hobson Surtronic 3+. Mediciones realizadas en la dirección perpendicular a las marcas de mecanizado.

Para determinar el régimen de lubricación, se utiliza la Ecuación 6 presentada en la primera sección, y se recuerda que para estar en lubricación fluida se debe cumplir $\lambda > 1,5$.

$$\lambda = \frac{h}{R_{qc}} = \frac{h}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}}$$

La rugosidad cuadrática compuesta entre la superficie del collar y la base del cojinete es:

$$R_{qc} = \sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2} = \sqrt{0,348^2 + 0,423^2} \mu m$$

$$R_{qc} = 0,548 \mu m$$

Entonces, se calculan los coeficientes λ para el mínimo espesor medido, para cada condición de carga listada en la Tabla 2.

Carga - kg	Presión p_o – bar	Espesor mínimo de película lubricante - μm	λ
0,72	1,8	20	36
3,19	2,0	10	18
5,67	2,2	10	18
8,13	3,4	5	9

Tabla 2. Coeficientes Lambda obtenidos para distintas condiciones de cargas.

Se verifica entonces que se está holgadamente en condición de lubricación fluida para los mínimos espesores medidos. El cambio de régimen de lubricación se da para un h de aproximadamente $0,85 \mu m$, por lo que se necesitaría de algún instrumento con mayor resolución para detectar ese espesor, y mayor precisión en el control de las variaciones de presión del compresor.

Por otro lado, la experiencia de continuidad eléctrica permitió medir la presión de suministro p_o umbral, mostrando escasa sensibilidad de la misma ante la modificación de la carga soportada. El valor de presión umbral se encontró cercano a 1,8 bar en todos los casos. El comportamiento



observado resulta razonable si se tiene en cuenta que, por un lado, el rango de cargas barrido fue pequeño y por otro lado que la medición de presión se llevó adelante con el manómetro del compresor cuya resolución es de 0,2 bar.

4. Desarrollo de un Cojinete Aerodinámico

4.1. Principios de Lubricación Hidrodinámica

Como se explicó en la Sección 2.4.2, la lubricación hidrodinámica se debe al efecto fluidodinámico, que genera una pequeña película de lubricante que separa completamente las superficies deslizantes. El fluido se adhiere a las superficies y luego, debido al movimiento relativo y por su propia fricción interna o viscosidad, es forzado a entrar a la zona cada vez más estrecha o convergente, Figura 63.

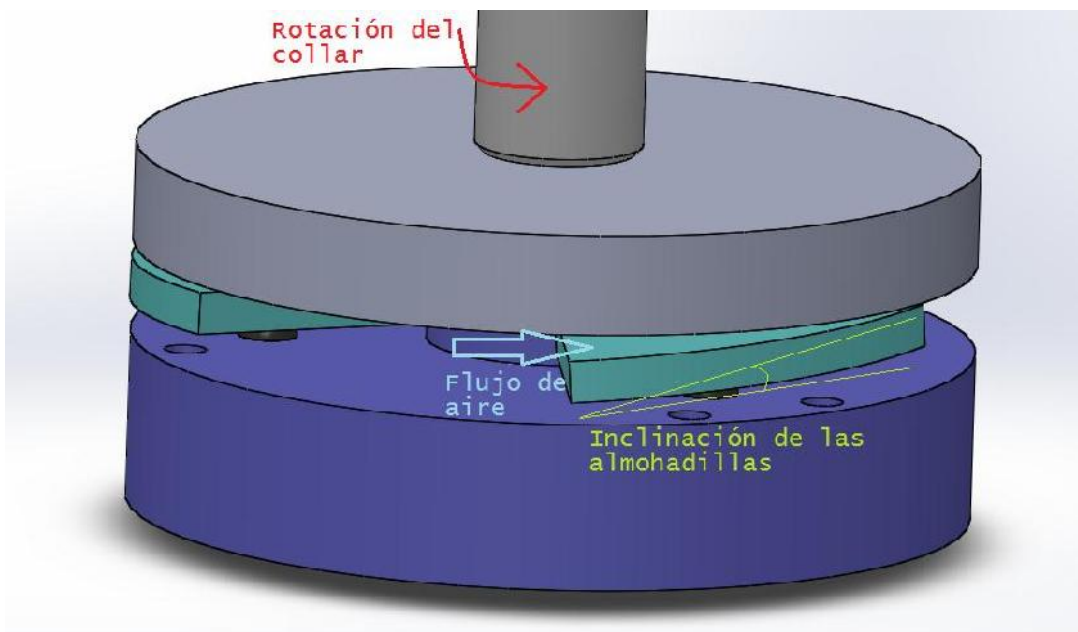


Figura 63. Modelo de cojinete aerodinámico de almohadillas basculantes. Por medios externos se le otorga velocidad rotacional al collar, el cual se ubica sobre las almohadillas basculantes. Por efectos viscosos del fluido (aire en este caso) las almohadillas se inclinan y se genera una presión en el fluido, capaz de soportar la carga de trabajo.

Para desarrollar el modelo matemático, se simplifica la geometría de las almohadillas a una superficie rectangular, y se plantea un sistema de referencia como se indica en la Figura 64 [xxviii], donde cualquiera de las dos superficies puede ser la que se mueve.

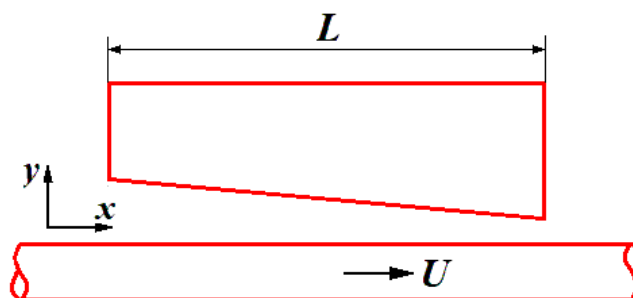


Figura 64. Superficies convergentes de un cojinete hidrodinámico. La parte superior permanece estática mientras que la inferior desliza con una velocidad U según la dirección x , o viceversa.



El perfil de presión generado en el fluido brinda la capacidad de soportar una carga externa, denominada capacidad de carga y, en régimen permanente, esta es igual a la carga externa, pero de sentido opuesto.

La experimentación mostró que la capacidad de carga es proporcional a la velocidad de deslizamiento (U), la viscosidad del fluido (η) y el espesor de película (h), aumentando fuertemente cuando h disminuye. No obstante, hay un límite práctico para esta disminución, ya que una película muy delgada conduce al contacto entre las superficies deslizantes, lo cual implica un aumento de la fricción y el daño de las superficies. Esto es particularmente importante en máquinas sometidas a vibraciones, donde el valor de h oscila, pudiendo alcanzar el valor crítico para el cual se produce el contacto entre las asperezas superficiales.

Tower (1880) realizó experimentos y demostró por primera vez la existencia de una presión en el lubricante de los cojinetes radiales. Luego, Reynolds (1886) derivó la teoría clásica de lubricación hidrodinámica [xxix].

Esta teoría está basada en ciertas suposiciones que fueron adoptadas para simplificar matemáticamente el problema, y se justifican debido a que no resultan en grandes desviaciones con respecto a las condiciones reales de los cojinetes.

Supuestos de la teoría clásica de lubricación hidrodinámica:

- El flujo es laminar debido a que el número de Reynolds (R_e) es bajo
- El fluido lubricante es continuo, Newtoniano e incompresible
- El fluido se adhiere a las superficies y no hay deslizamiento entre ellos, esto es, la velocidad del fluido en la capa límite es igual a la velocidad de las respectivas superficies
- Las componentes de velocidad v y w (en las direcciones y y z respectivamente) son despreciables con respecto a la velocidad u en la dirección x . (Ver Figura 64)
- Los gradientes de velocidad en las direcciones x y z son despreciables con respecto al gradiente en la dirección y
- El gradiente de presión en la dirección y es despreciable, siendo la presión constante sección a sección
- La fuerza de gravedad en el fluido es despreciable en comparación con los efectos viscosos
- Los efectos de inercia son despreciables con respecto a los efectos viscosos
- La viscosidad del fluido (η) es constante

La temperatura varía a lo largo del espesor de película, resultando en una viscosidad variable. Sin embargo, en vistas de simplificar el análisis, se suele suponer una temperatura promedio del fluido y, por lo tanto, una viscosidad constante.

Se puede analizar el número de Reynolds, según la Ecuación 30.

$$R_e = \frac{u\rho h}{\eta} = \frac{uh}{\nu} \quad \text{ECUACIÓN 30}$$

Donde u es la velocidad del fluido, h es el valor promedio del espesor de película, ρ es la densidad del fluido, η es la viscosidad dinámica y ν es la viscosidad cinemática.



La transición de flujo laminar a turbulento en la lubricación hidrodinámica se produce para un $R_e \approx 1000$ y el flujo se vuelve completamente turbulento para un $R_e > 1600$. El número de Reynolds para la transición puede ser incluso menor para superficies rugosas o bajo la presencia de vibraciones.

En la lubricación hidrodinámica h es muy reducido, por lo que en la mayoría de los casos prácticos el número de Reynolds es bajo. Por lo tanto, las fuerzas inerciales del fluido (ma) y de la gravedad (mg), son pequeñas y pueden despreciarse frente al efecto dominante de los esfuerzos viscosos.

Utilizando las ecuaciones de Navier-Stokes, presentadas en la Sección 3.1, se puede hallar la distribución de las tres componentes de la velocidad del fluido, (u , v y w), que son función de las coordenadas (x, y, z), respectivamente, y del tiempo (t). En general, el problema tiene cuatro incógnitas u, v, w y la distribución de presión $p(x, y, z, t)$, por lo que son necesarias cuatro ecuaciones para resolver las variables desconocidas. Las ecuaciones son las tres de Navier-Stokes y la cuarta es la ecuación de continuidad, Ecuación 31.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad \text{ECUACIÓN 31}$$

Para un valor h pequeño, se observa que $Re \ll 1$, y como este representa la relación entre las fuerzas de inercia y las viscosas, se desprende que las primeras son mucho menores que las segundas, por lo que pueden ser despreciadas en las ecuaciones de Navier-Stokes. Como se explicó anteriormente, la fuerza de gravedad también puede ser despreciada (términos X , Y y Z), resultando en las Ecuaciones 32:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad \text{ECUACIÓN 32 A}$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \eta \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad \text{ECUACIÓN 32 B}$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \eta \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad \text{ECUACIÓN 32 C}$$

Estas ecuaciones indican que la viscosidad dinámica (η) es determinante en la distribución de presión en la película de fluido lubricante.

Luego, como además se puede considerar que el gradiente de presión según las direcciones y y z son despreciables, y teniendo en cuenta los supuestos relacionados a las velocidades, se llega a la Ecuación 33.

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad \text{ECUACIÓN 33}$$



4.2. Flujo en un Cojinete Largo

La siguiente solución simplificada fue desarrollada para condiciones de flujo en régimen permanente, es decir, cuando la geometría de la película de fluido no varía con el tiempo y, por lo tanto, no aplica a cojinetes sometidos a cargas dinámicas.

Si a la geometría considerada, Figura 64, se le aplica la Ecuación 33, se obtiene la expresión de la velocidad en todos los puntos del espesor de película. Luego, con el objetivo de simplificar la solución, se realiza la siguiente sustitución en la Ecuación 33, resultando en la Ecuación 34.

$$2m(x) = \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dx} \quad \text{ECUACIÓN 34}$$

Donde $m(x)$ es una función desconocida de x , que tiene que ser resuelta para hallar la distribución de presión. Pudiéndose también expresar la función $m(x)$ como la Ecuación 35.

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = 2m(x) \quad \text{ECUACIÓN 35}$$

E integrándola 2 veces se llega a una expresión para la distribución de velocidades, u , (Ecuación 36) a través del espesor de película entre las superficies, donde C y K son constantes de integración.

$$u(y) = my^2 + Cy + K \quad \text{ECUACIÓN 36}$$

Para hallar m , C y K se requieren tres ecuaciones, siendo dos las condiciones de borde, y la tercera será derivada de la ecuación de continuidad (Ecuación 37).

Para un cojinete infinitamente largo, no hay flujo en la dirección z (transversal al movimiento) y, por lo tanto, el caudal a través de cada sección normal a la dirección x es constante. Por otro lado, al utilizar aire se estaría frente a un fluido compresible. Sin embargo, si se trabaja en rangos de velocidades donde la relación entre la velocidad del aire y la del sonido (en las condiciones del medio) es menor a 0,3, o lo que es lo mismo, donde el número de Mach es menor a 0,3, se puede aproximar su comportamiento como incompresible con un error menor al 10 %. Así, se puede plantear la ecuación de continuidad como:

$$Q = \int_0^h u dy = \text{constante} \quad \text{ECUACIÓN 37}$$

Como por continuidad el flujo es constante, analizamos la sección donde la presión es máxima, y se tiene que la derivada de la presión es nula.

$$\frac{dp}{dx} = 0 = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$
$$\frac{\partial u}{\partial y} = k$$

Y se llega a una expresión lineal de la velocidad en la sección de máxima presión, según la Ecuación 38.



$$u(y) = ky + c$$

ECUACIÓN 38

Si definimos como h_0 al espesor de película en la sección de máxima presión, y teniendo en cuenta que en $y = 0$ se tiene $u = U$ y que en $y = h_0$ se tiene $u = 0$, la Ecuación 38 resulta en la Ecuación 39:

$$u(y) = U - \frac{U}{h_0}y$$

ECUACIÓN 39

Que ahora, reemplazándola en la Ecuación 37 para el caudal e integrando, se llega a la Ecuación 40, la tercera necesaria para determinar las incógnitas.

$$Q = \int_0^{h_0} u dy = \frac{U h_0}{2}$$

ECUACIÓN 40

Ahora sí, se está en condiciones de determinar m , C y K reemplazando las dos condiciones de borde ($y = 0$; $u = U$ y $y = h(x)$; $u = 0$) en la Ecuación 36 y la ecuación de continuidad, Ecuación 40. Obteniéndose el siguiente sistema de 3x3, Ecuaciones 41.

$$0 = mh^2 + Ch + K \quad \text{ECUACIÓN 41 A}$$

$$u = m0^2 + C0 + K \quad \text{ECUACIÓN 41 B}$$

$$\frac{U h_0}{2} = \int_0^{h_0} (my^2 + Cy + K) dy \quad \text{ECUACIÓN 41 C}$$

Después de resolver m , C y K , y reemplazar en la Ecuación 36, se obtiene la Ecuación 42 para la distribución de velocidad:

$$u(x, y) = 3U \left(\frac{1}{h(x)^2} - \frac{h_0}{h(x)^3} \right) y^2 + U \left(\frac{3h_0}{h(x)^2} - \frac{4}{h(x)} \right) y + U \quad \text{ECUACIÓN 42}$$

Antes de seguir con el desarrollo matemático, vale realizar algunas aclaraciones sobre la distribución de velocidad. En el problema clásico de superficies paralelas, donde la superficie inferior se desliza horizontalmente con una velocidad U , el fluido posee una distribución lineal de velocidad en toda sección, Figura 65. Si para este caso de superficies paralelas se aplica la Ecuación 33, se tiene que la derivada segunda de la velocidad es nula, ya que es lineal, por lo que el gradiente de presión es nulo y no se generará una presión capaz de proporcionar sustentación.

Ahora bien, cuando en lugar de ser paralelas, las superficies son convergentes, el fluido se comporta de manera diferente en el tránsito entre ellas, desarrollando una distribución de velocidades en el espesor de película como la mostrada en la Figura 66. Se observa que en la primera parte la distribución de velocidad es inferior a la correspondiente a una distribución lineal de la velocidad, luego, en la medida que x aumenta se llega a un punto donde la distribución es lineal, y a partir de allí la distribución de velocidad presenta valores mayores que la correspondiente a la distribución lineal.



Esto está en concordancia con el hecho que la velocidad media a la salida debe ser mayor que la velocidad media a la entrada, debido a que la sección de salida es menor y, por continuidad, el flujo debe ser constante.

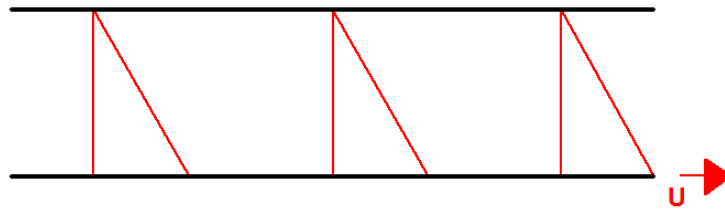


Figura 65. Superficies paralelas, donde la superior es estática y la inferior se desplaza con velocidad U . El fluido adherido a la superficie inferior se desplaza con su misma velocidad, y por efectos viscosos se desarrolla un perfil de velocidad lineal.

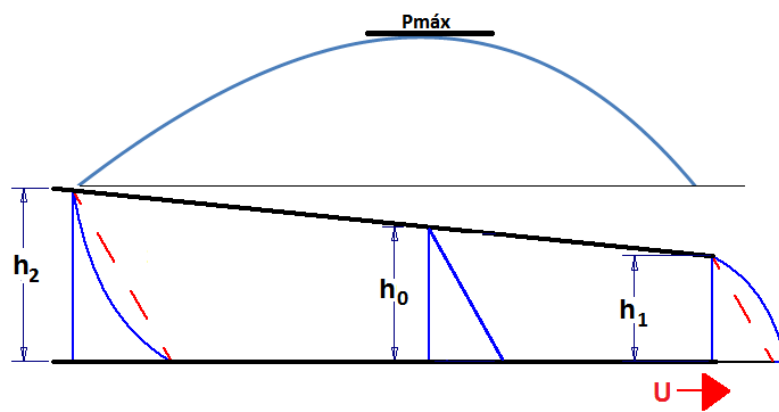


Figura 66. Distribución de velocidades del fluido entre superficies deslizantes convergentes (curvas azules) y en rojo se muestran las velocidades correspondientes a superficies paralelas. h_2 es el espesor de película de entrada, h_1 el espesor de salida y h_0 el espesor donde la presión es máxima, región que se ubica levemente desplazada hacia el borde de salida.

Siguiendo con las deducciones, con la expresión hallada de $m(x)$ a partir de las Ecuaciones 41, se puede reemplazar en la Ecuación 34 y hallar una expresión para el gradiente de presión, Ecuación 43.

$$\frac{dp}{dx} = 6U\eta \frac{h - h_0}{h^3} \quad \text{ECUACIÓN 43}$$

Integrando se obtiene una expresión de la presión en función de la coordenada x :

$$p(x) = 6U\eta \int_0^x \frac{h(x) - h_0}{h(x)^3} dx$$

Donde $h(x)$ es la función que describe la inclinación de la superficie superior, $h(x) = gx + b$.

Para facilitar la integral, se invierte el sistema de coordenadas y se lo ubica en el punto de intersección entre las superficies, Figura 68, por lo que la expresión del espesor de película pasa a ser $h(x) = gx$, con $g = \tan(\alpha)$, siendo α el ángulo de inclinación de la superficie. Además, cambia el signo del gradiente de presión dado por la Ecuación 43, por lo que ahora la integral está dada por la Ecuación 44.



$$p(x) = 6U\eta \int_0^x \frac{h_0 - gx}{(gx)^3} dx$$

ECUACIÓN 44

Realizando la integral obtenemos:

$$p(x) = \frac{6\eta U}{g^3} \left[\frac{h_0}{2} \left(\frac{g^2 x^2 - h_1^2}{h_1^2 x^2} \right) + g \left(\frac{h_1 - gx}{h_1 x} \right) \right]$$

Ahora sólo falta conocer el espesor de película en la sección de máxima presión (h_0), el cual se puede determinar mediante las condiciones de borde:

$$x = \frac{h_1}{g}; p = 0 \text{ bar}$$

$$x = \frac{h_2}{g}; p = 0 \text{ bar}$$

Obteniéndose:

$$h_0 = 2(h_2 - h_1) \frac{h_1 h_2}{h_2^2 - h_1^2}$$

Y finalmente, se tiene definido el perfil de presión según la Ecuación 45.

$$p(x) = \frac{6\eta U (h_1 - gx)(gx - h_2)}{g^3 (h_1 + h_2)x^2}$$

ECUACIÓN 45

Ya con los modelos matemáticos que muestran como varían la presión y la velocidad, se puede analizar qué sucede con el fluido a medida que circula entre las superficies convergentes.

Como en este caso dominan los efectos viscosos (mientras que las fuerzas inerciales son despreciables), las ecuaciones indican que ocurre un fenómeno de aumento de presión al disminuir la sección de paso, lo que resulta opuesto al comportamiento que se observaría en un fluido ideal (no viscoso).

Si se considera la variación de la velocidad de deslizamiento U en función de la distancia al centro de rotación, resulta que la presión es función de x y de U , es decir $p(x, U)$. Luego, se podría graficar la distribución de presión sobre una almohadilla rectangular, Figura 67. Se puede observar que los máximos valores de presión se encuentran desplazados hacia la izquierda, siendo este el borde de salida del collar en su tránsito por sobre la almohadilla.

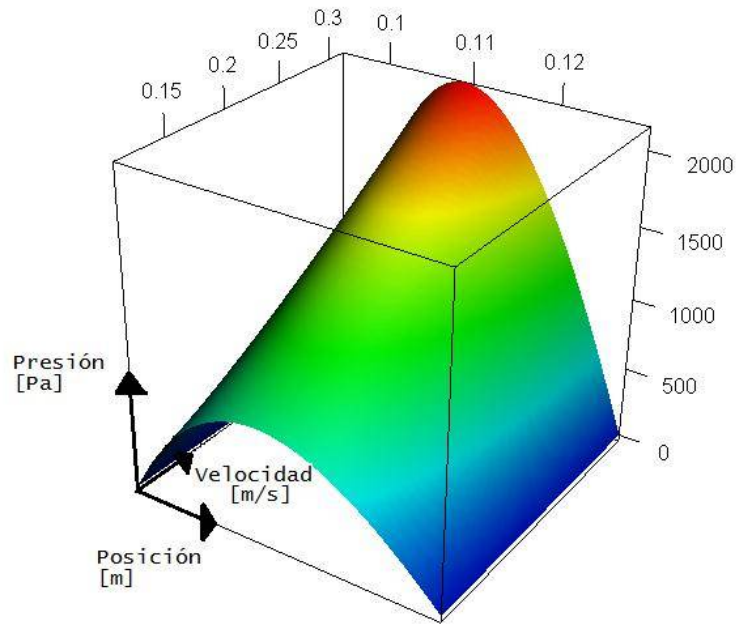


Figura 67. Distribución de presión en función de la posición [m] y la velocidad de deslizamiento [m/s]. La curva de Presión vs Posición posee siempre la misma geometría, la velocidad actúa como un factor de escala aumentando la presión a medida que aumenta la velocidad.

4.3. Cálculo de Capacidad de Carga

Una vez que el perfil de presión fue resuelto, es posible obtener la capacidad de carga del cojinete (W), integrando en la superficie del cojinete (Ecuación 46). Cabe aclarar que en esta sección se realiza el análisis para una de las almohadillas del cojinete, por lo que la capacidad de carga obtenida deberá multiplicarse por la cantidad de almohadillas para conocer la capacidad de carga total.

En la Figura 68, se representan las dimensiones de interés para poder realizar la integración.

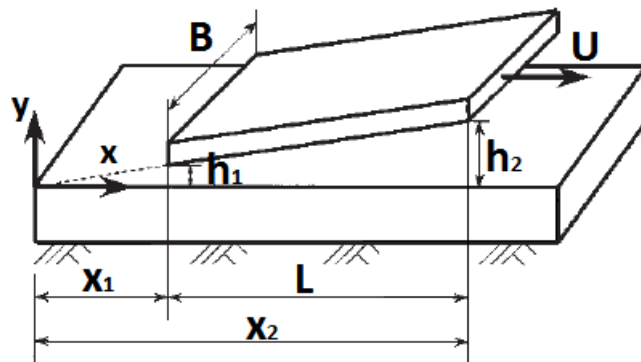


Figura 68. Dimensiones de las superficies convergentes. Notar que se cambió la posición del centro de coordenadas y la dirección del movimiento relativo por conveniencia, pero los resultados obtenidos son igualmente válidos.

$$W = B \int_{x_1}^{x_2} p \, dx$$

ECUACIÓN 46

Y finalmente obtenemos la capacidad de carga según la Ecuación 47.



$$W = \frac{6\eta UBL^2}{h_1^2} \left(\frac{1}{\beta - 1} \right)^2 \left(\ln(\beta) - \frac{2(\beta - 1)}{\beta + 1} \right)$$

ECUACIÓN 47

Donde β es la relación entre el espesor máximo y mínimo, h_2/h_1 .

4.4. Metodología de Diseño

Una vez definido el problema físicamente, y conociendo las expresiones que rigen el funcionamiento del cojinete aerodinámico, se puede desarrollar una metodología de diseño, para definir los parámetros constructivos y operativos que cumplan con los requerimientos del cojinete, teniendo en cuenta por supuesto las distintas limitaciones que se tengan.

El proceso de diseño es iterativo, pero siguiendo el algoritmo de la Figura 69 se puede reducir el número de iteraciones.

Primero se deben proponer las dimensiones del cojinete. Se selecciona un diámetro externo según las limitaciones de espacio que se posean o según el uso que se le quiera dar, y un diámetro interno según las dimensiones del eje que pase por el centro.

Luego se debe seleccionar el número de almohadillas a utilizar, siendo los diseños más típicos de 3, 6, 8, 12 o 14 almohadillas. Utilizar menos almohadillas simplifica y abarata la construcción, a costa de menor capacidad de carga y una reducción en la capacidad de centrado del cojinete.

Con la cantidad de almohadillas y los diámetros, se pasa a calcular las dimensiones de las almohadillas (L y B).

- $L = \frac{\pi}{\text{Cantidad de almohadillas}} \times \left(\frac{R_{ext} + R_{int}}{2} \right)$
- $B = R_{ext} - R_{int}$

Luego, se plantea la velocidad de rotación del collar de empuje. Esta dependerá de la máquina donde sea empleado el cojinete, de las condiciones impuestas para ensayos experimentales, o algún otro motivo en particular.

Hay que recordar que los cálculos son de una placa inclinada con un movimiento lineal, por lo que se estima la velocidad de deslizamiento (U) a partir de la velocidad de rotación real del collar, utilizando el radio medio.

- $U = \left(\frac{R_{ext} + R_{int}}{2} \right) \times RPM \times \frac{2\pi}{60}$

Luego se debe estimar la rugosidad de las superficies en función de los procesos de fabricación que se vayan a emplear. Mediante la rugosidad compuesta cuadrática y el régimen de lubricación deseado, se puede calcular el espesor mínimo de película lubricante (h_1) necesario, a partir de la Ecuación 6. También hay que estimar un valor para el parámetro adimensional $\beta = h_2/h_1$. Este es siempre mayor a uno, y sucede que la máxima capacidad de carga se da siempre para un $\beta = 2,2$ (Se presentará este resultado en la próxima sección), por lo que sería prudente elegir un valor inferior o mayor a la hora de realizar los cálculos para el diseño.

Con todas las variables de la Ecuación 47 definidas, solo resta calcular la capacidad de carga y comprobar si satisface los requerimientos. En caso de no obtener un resultado satisfactorio, habría que realizar otra vez el proceso, modificando las variables que sean convenientes.

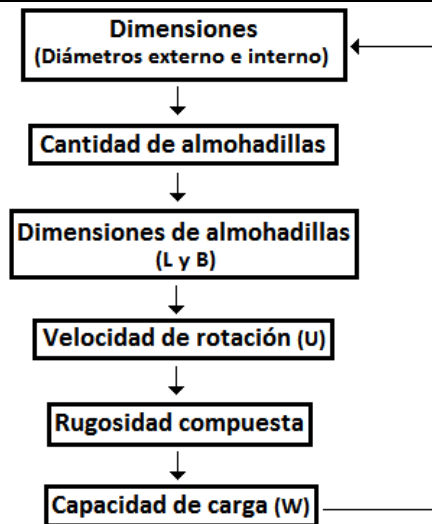


Figura 69. Pasos a seguir para el diseño de un cojinete de almohadillas basculantes.

4.5. Diseño

En este cojinete didáctico no es prioridad obtener una capacidad de carga alta, sino que lo que se busca, es tener un equipo que permita la rotación del collar de empuje por largos periodos de tiempo con pérdidas de energía mínimas, es decir, que trabaje en régimen de lubricación fluida y, por lo tanto, con muy baja fricción.

En cuanto a sus dimensiones, se busca un equipo compacto y económico en su fabricación, por lo que se planteó un pequeño cojinete de diámetro exterior 100 mm, coincidente con el diámetro exterior de las almohadillas, y como diámetro interior de las mismas, un valor de 35 mm. Además, se decidió utilizar tres almohadillas con un ángulo de apertura de 60° cada una, como se esquematiza en la Figura 70.

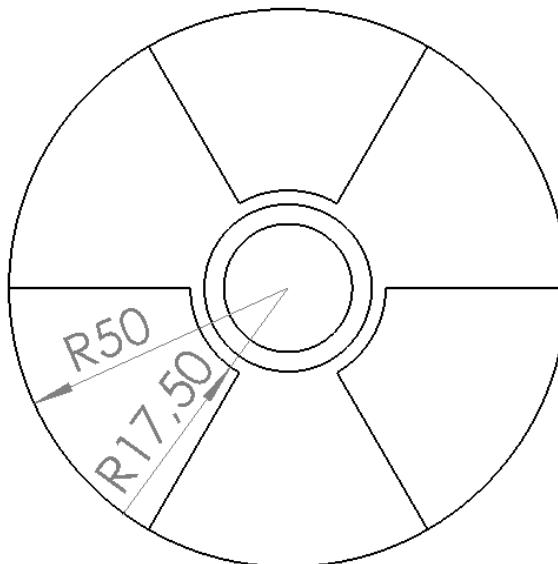


Figura 70. Croquis del cojinete aerodinámico, vista superior de la base, con tres almohadillas, indicando su radio interno y externo.

Con los diámetros planteados se obtienen almohadillas de $L = 35,3$ mm y $B = 32,5$ mm según lo indicado en la Sección 4.4.



En cuanto a la velocidad, se le impondrá la rotación en forma manual, por lo que no se esperan altas velocidades, así que en un análisis conservador se supone una velocidad de 60 rpm y se utiliza el radio medio de la almohadilla, 33,75 mm.

Para poder determinar la capacidad de carga, se deben establecer los espesores de película lubricante a la salida y a la entrada, h_1 y h_2 , respectivamente, para los cuales se debe suponer un cierto valor, ya que no son conocidos. De manera análoga a como se realizó en la Sección 3.6, se puede calcular un espesor mínimo de película para estar en condición de lubricación fluida, sin contacto entre las superficies.

Para realizar una verificación de las dimensiones desde el lado de la seguridad, se supone un espesor mínimo de película (borde de salida) que garantice la condición de lubricación fluida, $h_1 = 4 \mu\text{m}$ y así estar con un factor $\lambda > 4$. Si en la práctica se produjera un espesor menor (manteniendo igualmente un $\lambda > 1,5$), la capacidad de carga sería mayor a la calculada.

Por otro lado, el espesor máximo de película (borde de entrada) afectará el valor del factor β , que hace variar la capacidad de carga del cojinete. Como este valor también es desconocido, se supone un valor mayor que h_1 , y luego de calcular la capacidad de carga se analiza como varía en función del espesor de entrada. Se parte de un valor $h_2 = 7 \mu\text{m}$, $\beta = 1.75$.

Con lo planteado, se tiene el siguiente conjunto de valores:

- $U = 60 \text{ RPM} \times 0,03375 \text{ m} \times \frac{2\pi}{60} = 0,21 \text{ m/s}$
- $B = 50 \text{ mm} - 17,5 \text{ mm} = 32,5 \text{ mm} = 0,0325 \text{ m}$
- $L = 33,75 \text{ mm} \times \frac{\pi}{3} = 35,3 \text{ mm} = 0,0353 \text{ m}$
- $h_1 = 4 \mu\text{m}$
- $h_2 = 7 \mu\text{m}$

Se obtiene una capacidad de carga $W = 1,46 \text{ kg/almohadilla}$, por lo tanto, en estas condiciones la capacidad de carga total del cojinete es de 4,38 kg, resultando suficiente para sustentar el peso del collar, el cual será fabricado en acero con un peso aproximado de ~900 g, y poder adicionarle carga.

La capacidad de carga varía según los espesores de película formada, h_1 y h_2 , y con la inclinación de las almohadillas, factor β , produciéndose mayor capacidad para menor espesor, Figura 71. Sin embargo, para cada espesor h_1 existe un valor óptimo de espesor h_2 , para el cual si su valor se reduce, la capacidad de carga cae drásticamente, ya que dicha reducción implica que disminuya la inclinación de las almohadillas, y se pierda la cuña necesaria para crear el efecto aerodinámico.

Se puede graficar la capacidad de carga, W , versus la relación de espesores, β , para distintos valores de h_1 (Figura 72), y observar para qué relación se encuentran los máximos. Independientemente del espesor de entrada, la máxima capacidad de carga se encuentra para $\beta = 2,2$. El valor de h_2 anteriormente supuesto, se encuentra a la izquierda del máximo de capacidad de carga para las condiciones previstas ($\beta = 1,75$). Luego, si el espesor fuese $8,8 \mu\text{m}$, se tendría una capacidad de carga de 4,6 kg, en lugar de 4,3 kg.

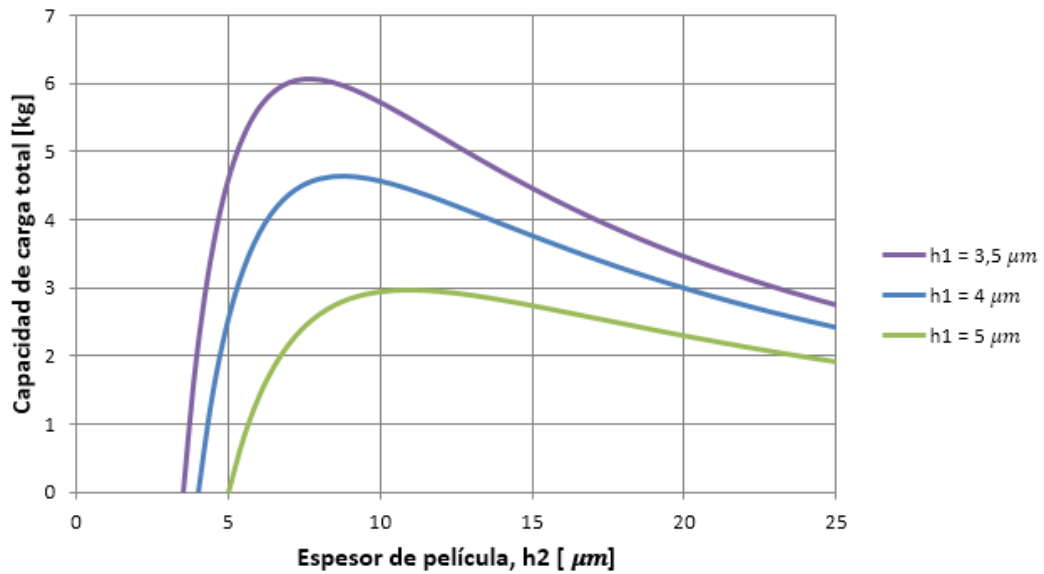


Figura 71. Capacidad de carga del cojinete aerodinámico versus espesor de película (h_2), con las dimensiones propuestas. A la izquierda del máximo, la capacidad cae rápidamente debido a que se pierde la cuña que genera el efecto aerodinámico.

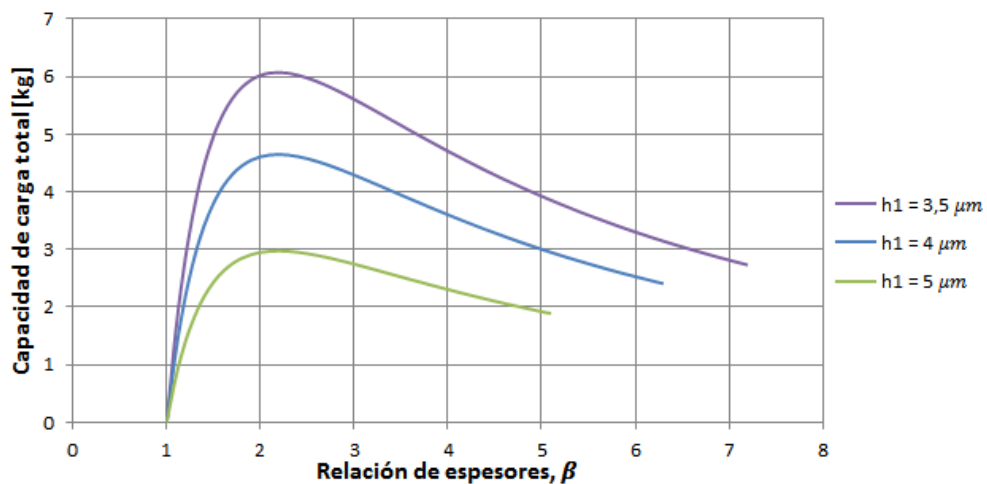


Figura 72. Capacidad de carga del cojinete aerodinámico versus relación de espesores (β), con las dimensiones propuestas. La máxima capacidad de carga se encuentra en $\beta=2,2$ para todo valor de h_1 .

4.6. Fabricación

Para la fabricación del cojinete aerodinámico también se comienza por un prototipo virtual, Figura 73, y así definir las dimensiones, verificar el diseño, el principio de funcionamiento y determinar los materiales a emplear en su fabricación.

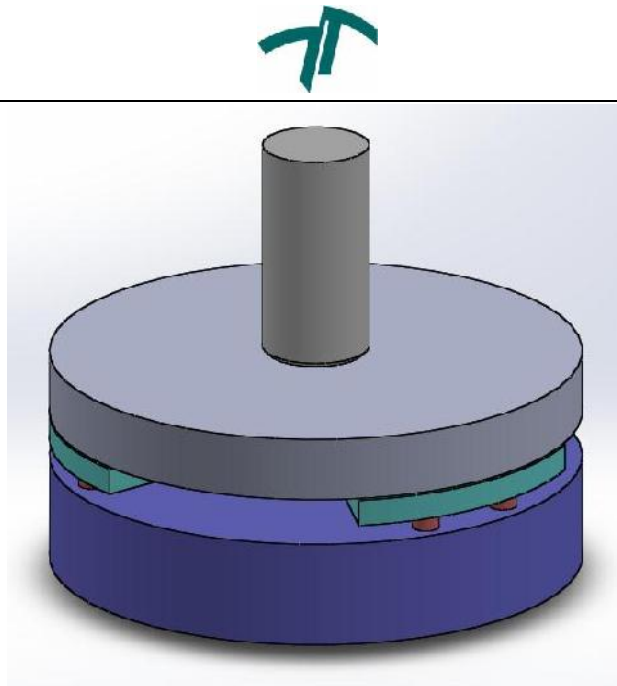


Figura 73. Vista isométrica del prototipo virtual del cojinete aerodinámico.

Lo más importante en el funcionamiento de estos cojinetes, es la capacidad de las almohadillas para pivotar libremente formando un ángulo con el collar, tal que el aire sea forzado a entrar en una zona cada vez más estrecha en forma de cuña, necesaria para el efecto aerodinámico. En los cojinetes originales Kingsbury el punto de pivote está dado por un contacto del tipo esfera-esfera, donde una de las esferas es de gran radio y se ubicada en la parte inferior de las almohadillas, y la otra esfera de menor radio es parte de la base del cojinete.

En este caso, por simplicidad, el cojinete posee un contacto tipo esfera-plano, Figura 74, con la esfera ubicada en la base del cojinete, y el plano en la parte inferior de las almohadillas. Para evitar una inclinación excesiva y, a su vez, la rotación de las almohadillas en el plano de deslizamiento, se utilizan pernos de restricción que se instalan en la base del cojinete.

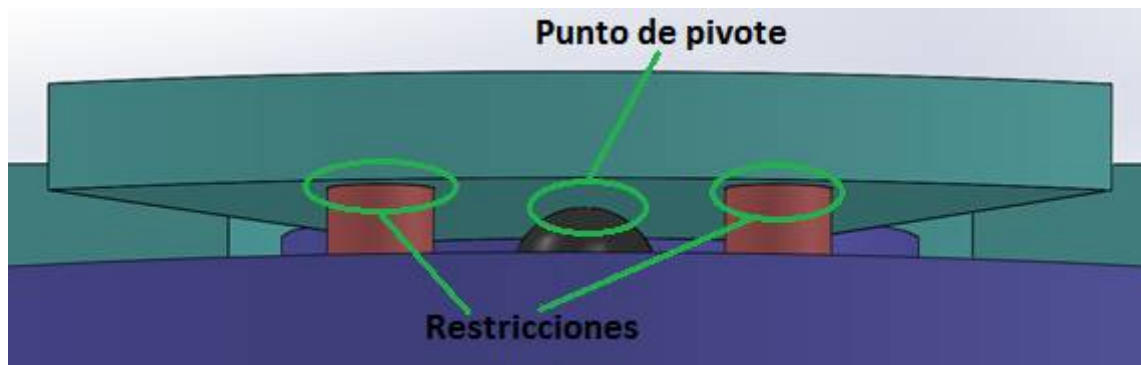


Figura 74. Vista inferior de la almohadilla, donde se puede ver el punto de pivote tipo esfera-plano, y las restricciones que limitan la inclinación y el giro de las almohadillas, mediante un pequeño huelgo radial entre las perforaciones y los pernos.

La superficie de trabajo o collar, una vez en funcionamiento y establecida la película aerodinámica, flota y desliza sobre las almohadillas sin ninguna restricción al movimiento lateral (fricción nula). Por lo tanto, es necesario restringir este movimiento, lo que se logra a través de un punto de centrado mediante el uso de un eje con huelgo excesivo, que gira en un rodamiento, Figura 75.

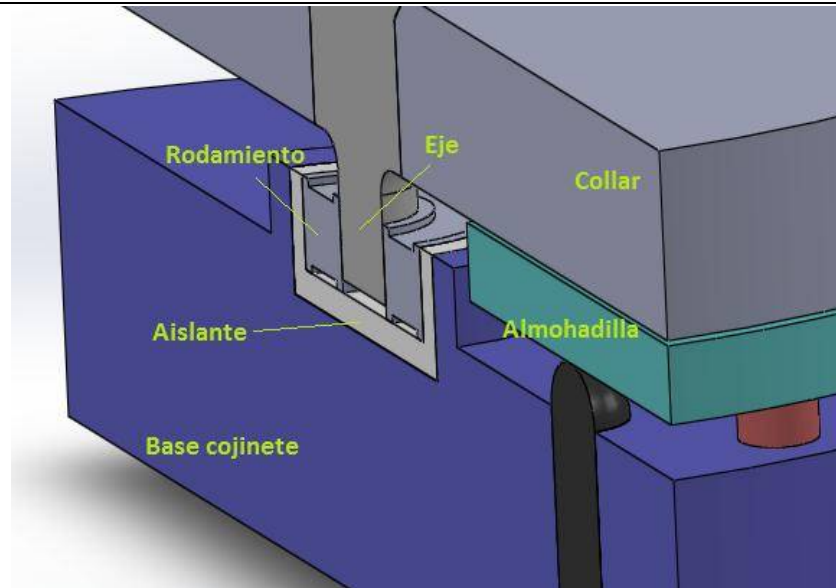


Figura 75. Vista en corte del cojinete, donde se puede observar el guiado del collar de empuje mediante un rodamiento aislado eléctricamente.

A su vez, de acuerdo a las demostraciones que se prevé realizar como actividad práctica con el cojinete, es necesario que cuando el collar esté flotando sin fricción, no exista continuidad eléctrica entre el collar y la base, lo que se verifica con un multímetro digital. Por lo tanto, es necesaria una aislación eléctrica entre el eje y la base, lo que se logra con un rodamiento cerámico o un rodamiento montado sobre un material aislante, Figura 75.

Para su fabricación se puso especial énfasis en la precisión de mecanizado, para obtener un funcionamiento adecuado. Los taladrados en las caras anteriores de las almohadillas deben tener una pequeña holgura con respecto a los pines que actúan como restricciones al movimiento. Por su lado, las caras posteriores o de trabajo requieren una buena planitud y baja rugosidad superficial, de igual manera que la cara de trabajo del collar, para así poder obtener un régimen de lubricación fluida, a pesar de trabajar con una película de aire muy delgada. En la Figura 76 se muestra el cojinete semi-terminado y sus planos de fabricación en el Anexo II.

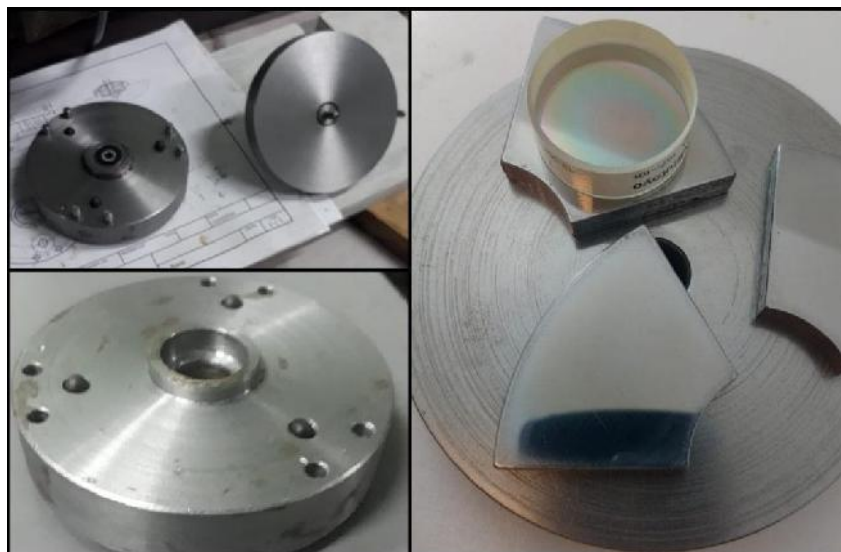


Figura 76. Fotos del cojinete aerodinámico fabricado. A la izquierda la base con los pines, tornillos reguladores y el collar, y a la derecha las 3 almohadillas, viendo las caras rectificadas y pulidas.



5. Conclusiones

Se utilizaron modelos matemáticos para describir y comprender el funcionamiento de cojinetes aerostáticos de alimentación central y cojinetes de almohadillas basculantes. En ambos casos se partió de las ecuaciones en derivadas parciales de Navier-Stokes, y mediante diferentes supuestos se llegó a soluciones para determinar la distribución de presión y, finalmente, la capacidad de carga.

Luego se pasó a la etapa de diseño, donde a partir de los requisitos, restricciones y de los modelos desarrollados, se elaboraron los diseños y planos de fabricación, dejando registro de la metodología de diseño y de los pasos a seguir.

Con los cojinetes ya fabricados se comprobó su funcionamiento, verificando el régimen de lubricación –mediante mediciones de rugosidad superficial y mediciones de espesor de película– y la respuesta ante variaciones de la presión de alimentación en el caso del cojinete aerostático. Además, se plantearon experiencias de laboratorio para que los estudiantes realicen en la asignatura Tribología, con el fin de demostrar los mecanismos de lubricación hidrostático e hidrodinámico, y los diferentes regímenes de lubricación.

6. Trabajos Futuros

Se propone ampliar el desarrollo teórico de los modelos, apuntando a obtener una solución más precisa y generar mayor entendimiento sobre los fenómenos presentes. Se podría realizar un análisis tridimensional en lugar de bidimensional, considerar la compresibilidad y variación de temperatura/densidad del aire, y obtener soluciones numéricas mediante dinámica de fluidos computacional.

Se propone también realizar otros diseños de cojinetes aerostáticos y comparar sus prestaciones. Principalmente modelos de ranuras anulares o materiales porosos (utilizando superficies de grafito en estos últimos)



7. Anexo

7.1. Anexo I

Práctica de Laboratorio - Tribología

Resumen y Objetivos.

En la presente práctica de laboratorio se tiene por finalidad adquirir una mayor comprensión del mecanismo de lubricación hidrostático mediante la utilización de un cojinete aerostático de alimentación central. Mediante el mismo, se pueden observar los distintos regímenes de lubricación, el bajo coeficiente de fricción que se obtiene, y medir los espesores de película generados.

Introducción.

Regímenes de lubricación:

El espesor de la película lubricante, h , depende de la cantidad, viscosidad y presión del lubricante, obteniéndose mayor espesor cuando estas variables aumentan. Además, también depende de la carga aplicada, ya que su aumento tiende a aproximar las superficies del cojinete, reduciendo el espesor de película, hasta que, eventualmente, se produce el contacto entre las superficies.

La condición de funcionamiento o régimen de lubricación no solo depende de h , sino también de la rugosidad de las superficies, y su relación define lo que se conoce como régimen de lubricación, que puede evaluarse mediante el uso del Coeficiente de Espesor de Película Lubricante o Factor Lambda.

$$\lambda = \frac{h}{R_{qc}} = \frac{h}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}}$$

Se definen tres regímenes de lubricación:

- $\lambda < 1$: Lubricación límite. Las superficies están en contacto y se produce la degradación o daño superficial
- $1 < \lambda < 1,5$: Lubricación mixta. Parte de la superficie se encuentra en lubricación límite y parte en lubricación fluida. Aún se dan procesos de degradación superficial
- $\lambda > 1,5$: Lubricación fluida. No se produce contacto metálico, la fricción es baja y depende de la viscosidad del lubricante, siendo la variable más importante, ya que además define la resistencia de la película

Lubricación Hidrostática:

En este mecanismo de lubricación, los cojinetes funcionan introduciendo un fluido a presión mediante una bomba. La fuerza de sustentación no depende de la velocidad de movimiento relativo entre las piezas, y estará dada por el producto entre la presión del fluido y el área sobre la que actúa.



La fuerza de sustentación no depende de la velocidad relativa y esto hace a la lubricación hidrostática especialmente apta cuando se requiere una lubricación fluida, pero el mecanismo hidrodinámico no puede operar correctamente. También donde se requiere un coeficiente de fricción muy bajo, un torque de arranque bajo, o donde la condición de lubricación límite no puede tolerarse.

Práctica de laboratorio.

En el desarrollo de la práctica, se estudiará la lubricación aerostática mediante un cojinete de alimentación central, trabajando con aire como fluido lubricante.

El cojinete estará a disposición de los estudiantes para que puedan observar el fenómeno de lubricación fluida, donde una superficie (el collar) flota sobre la otra (la base) sin ningún contacto, lo que conduce a la ausencia de fricción. También se podrán realizar mediciones del espesor de película para diferente carga de trabajo y presión de alimentación. Luego, mediante la medición de la rugosidad de las superficies, se podrá determinar el régimen de lubricación mediante el Factor Lambda.

Además, dado que en la condición de lubricación fluida no hay contacto entre las superficies, se propone determinar el inicio del contacto entre las superficies a través de mediciones eléctricas entre el collar y la base. En la lubricación fluida no hay conductividad eléctrica, circuito abierto, mientras que en el inicio del contacto, lubricación mixta, el circuito se cierra.

Práctica de Laboratorio

Elementos utilizados:

- Cojinete aerostático
- Compresor
- Reloj comparador
- Rugosímetro
- Multímetro digital

Mediciones:

Para la medición del espesor de película se utilizará un reloj comparador, palpando sobre la superficie móvil del cojinete, la cual varía su altura en función de la presión, p_0 , y la carga, P .

Para una carga dada, se comenzará por poner a cero el reloj comparador mientras la presión p_0 es nula. Luego, se irá aumentando gradualmente la presión de suministro y midiendo el espesor de película, Tabla A1. A su vez, se verificará la continuidad eléctrica entre el collar y la base, a fin de hallar el valor de presión para el cual deja de haber contacto metálico entre las partes, y se da el cambio de régimen de lubricación.

También se medirá la rugosidad de cada superficie, Tabla A2, para luego, junto con los espesores de película obtenidos, calcular el Factor Lambda.



Carga: kg	
p_0 bar	h μm

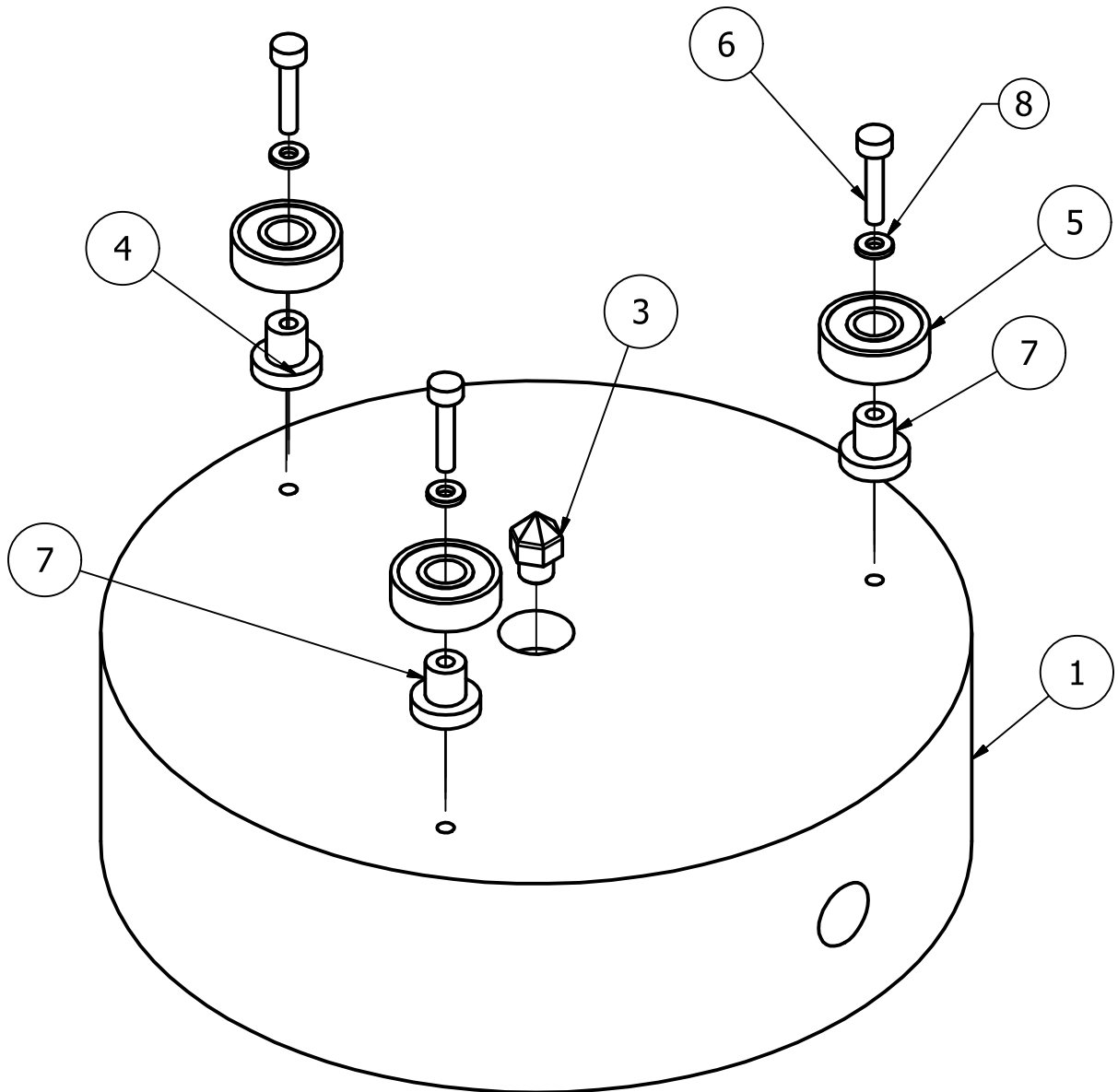
Tabla A1. Espesor de película, h , en función de la presión de alimentación, p_0 .

	Rugosidad Superficial			
	Medición 1 μm	Medición 2 μm	Medición 3 μm	Promedio μm
Base				
Collar				

Tabla A2. Rugosidad de las superficies, collar y base del cojinete.



7.2. Anexo II



LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Cojinete	-
2	1	Collar empuje	No presente en el plano
3	1	Boquilla	Comercial
4	1	Eje excéntrico	-
5	3	Rodamiento 607	Comercial
6	3	Phillip M3 x 15 mm	Comercial
7	2	Eje rodamiento	-
8	3	Arandela	Comercial

Cojinete aerostático

Material: -

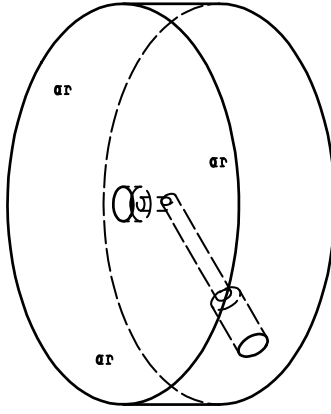
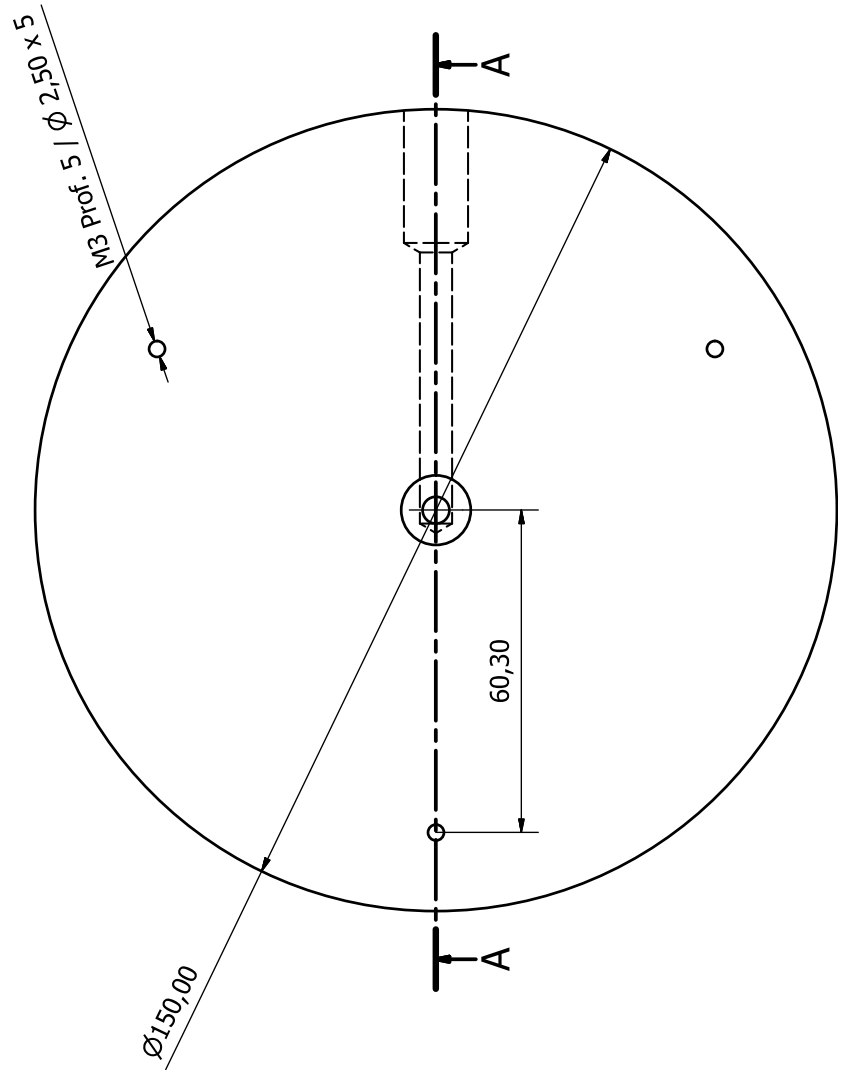
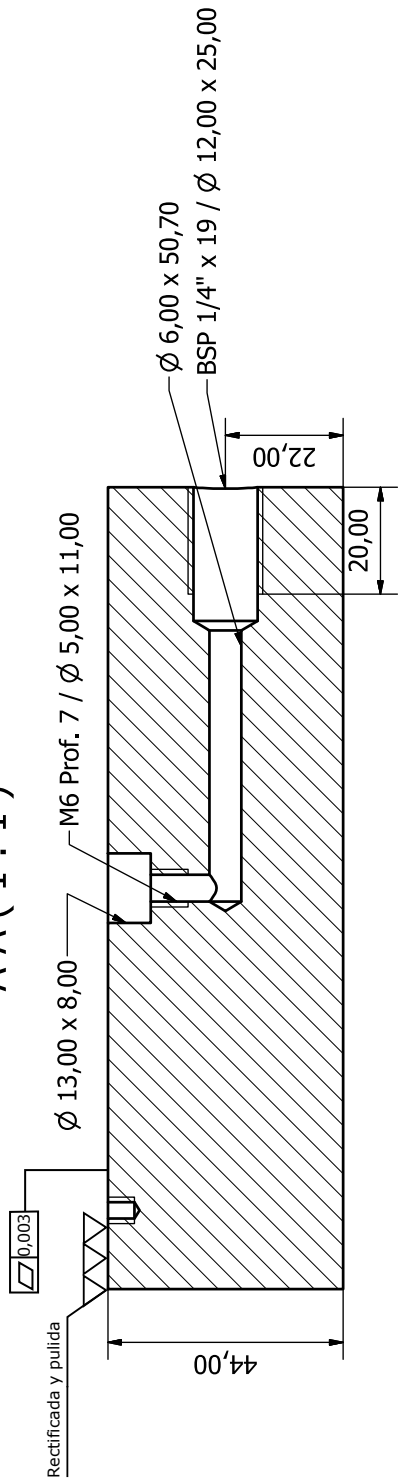


Ensamblaje

Cantidad: -

1/5

A-A (1:1)



Tolerancias Generales: IRAM-ISO 2768-m

Cojinete aerostático

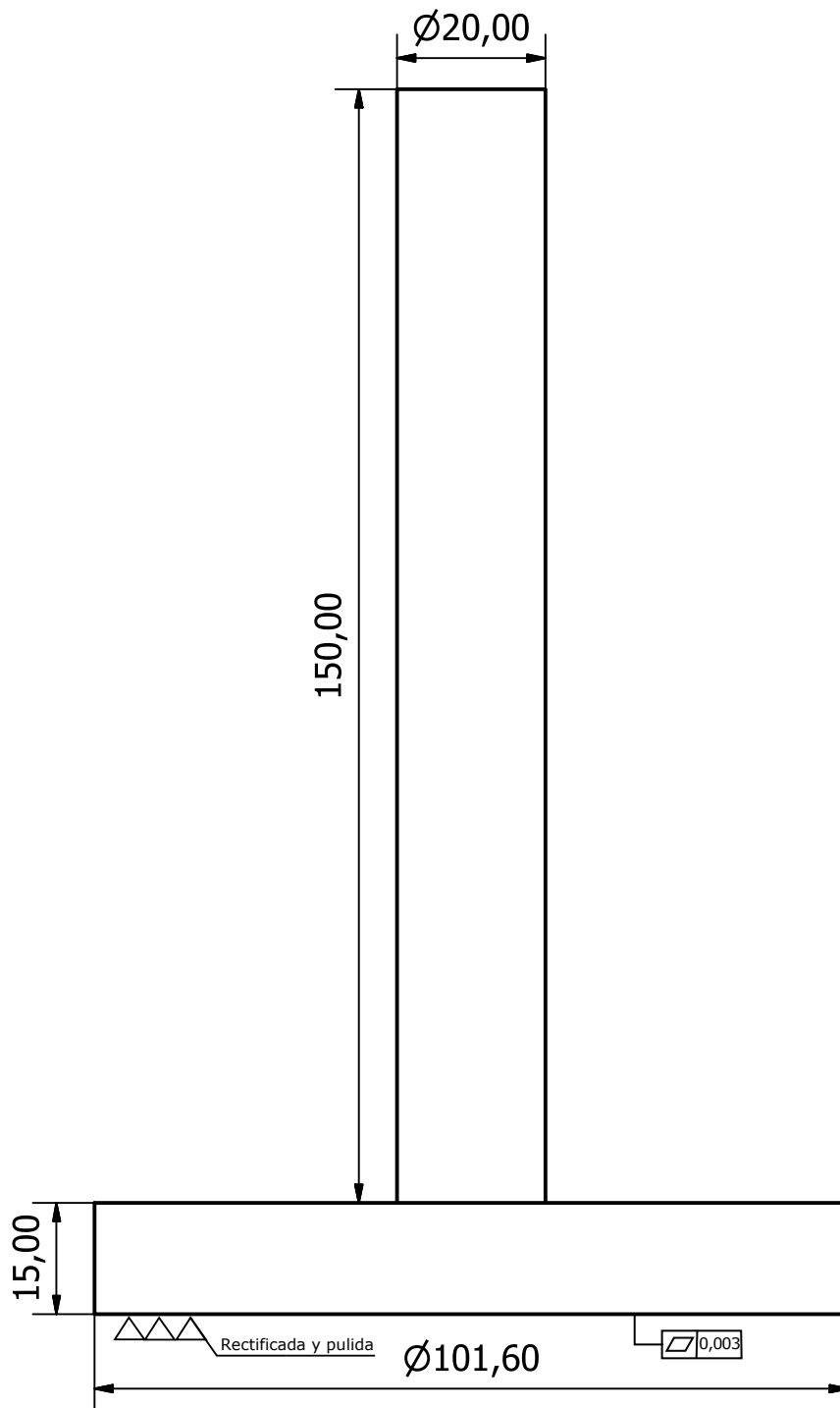
Material: Aluminio



Base

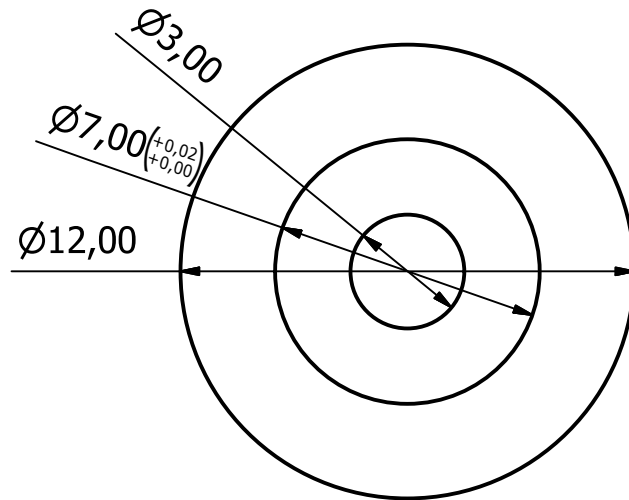
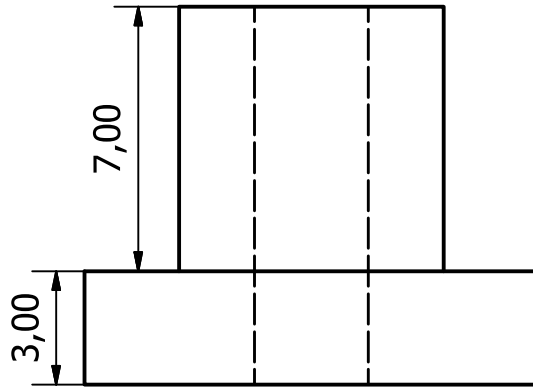
Cantidad: 1

2/5



Tolerancias Generales: IRAM-ISO 2768-m

<p>Cojinete aerostático</p>	<p>Material: Acero</p>	
<p>Collar</p>	<p>Cantidad: 1</p>	<p>3/5</p>



Tolerancias Generales: IRAM-ISO 2768-m

Cojinete aerostático

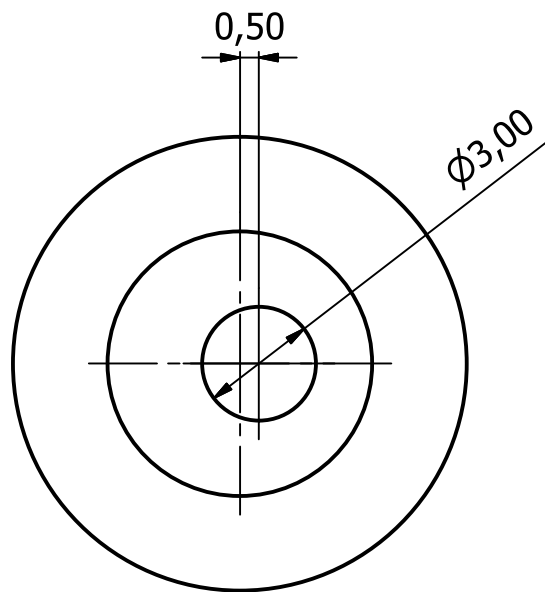
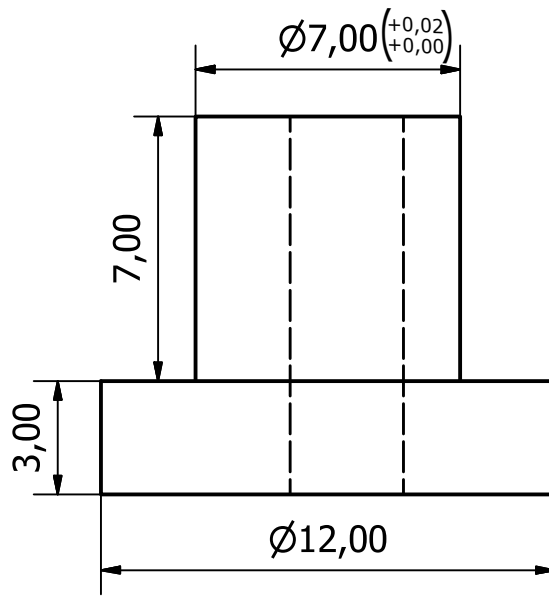
Material: Acero



Eje

Cantidad: 2

4/5



-Excentricidad de 0,50 mm
en agujero de $\varnothing 3,00$ mm

Tolerancias Generales: IRAM-ISO 2768-m

Cojinete aerostático

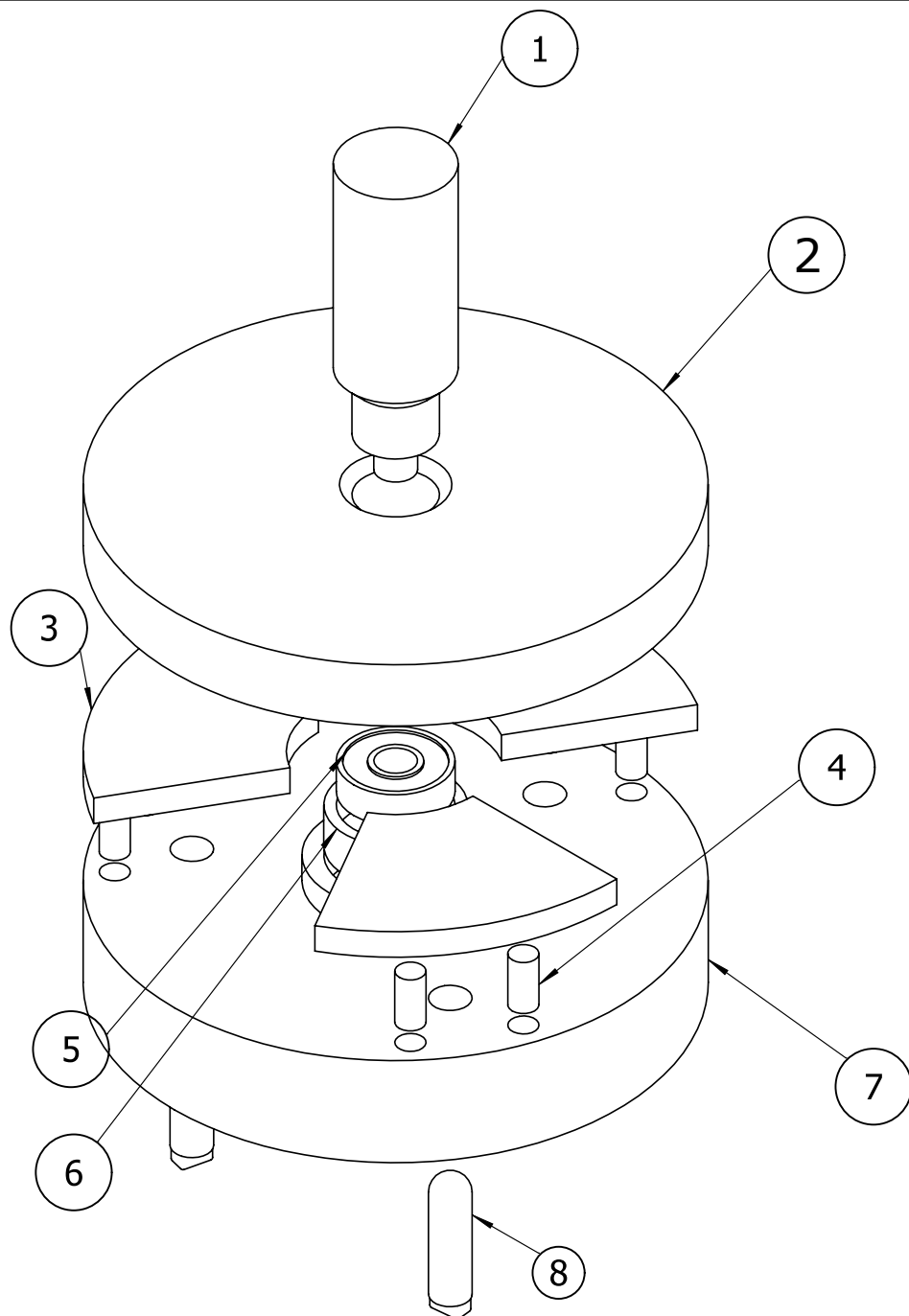
Material: Acero



Eje excéntrico

Cantidad: 1

5/5



LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Manija	-
2	1	Collar	-
3	3	Almohadilla	-
4	6	Pin	Comercial
5	1	Rodamiento	Comercial
6	1	Aislante	-
7	1	Base	-
8	3	Tornillo regulador	Comercial

Cojinete aerodinámico

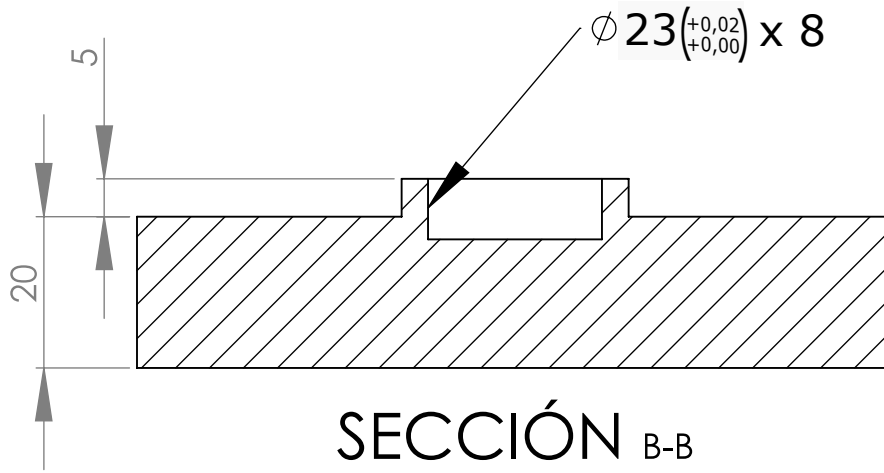
Material: -



Ensamblaje

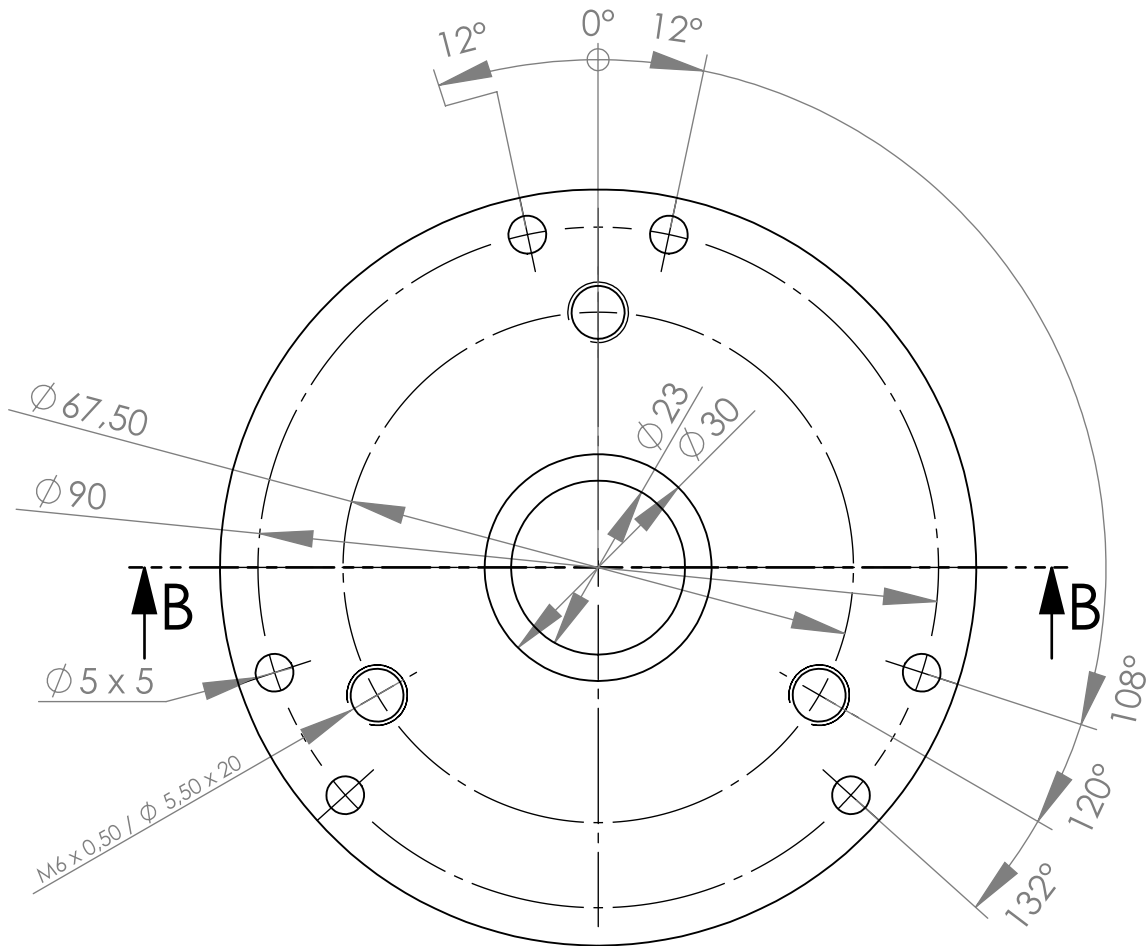
Cantidad: -

1/6



SECCIÓN B-B

ESCALA 1 : 1



Tolerancias Generales: IRAM-ISO 2768-m

Tolerancias Angulares: IRAM-ISO 2768-f

Cojinete aerodinámico

Material: Acero

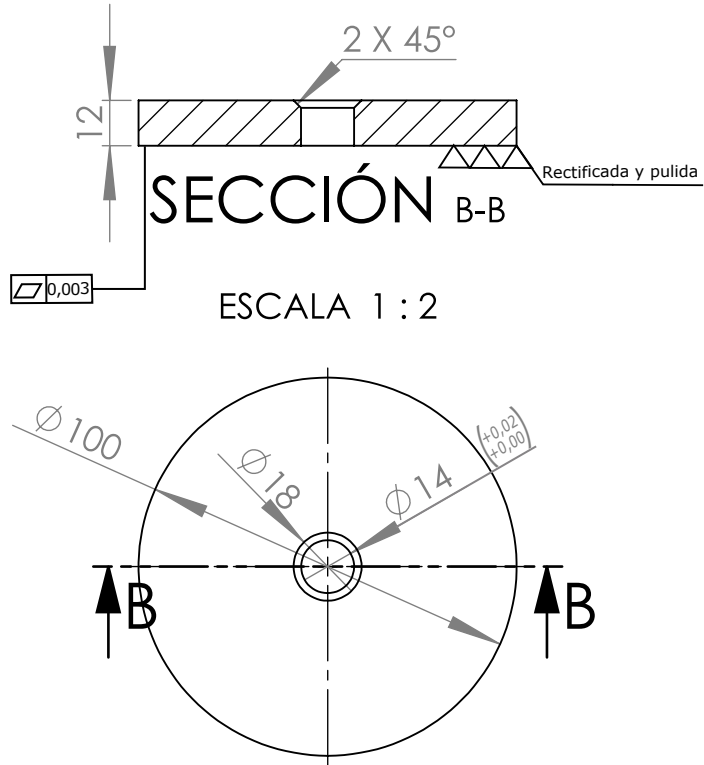


Base

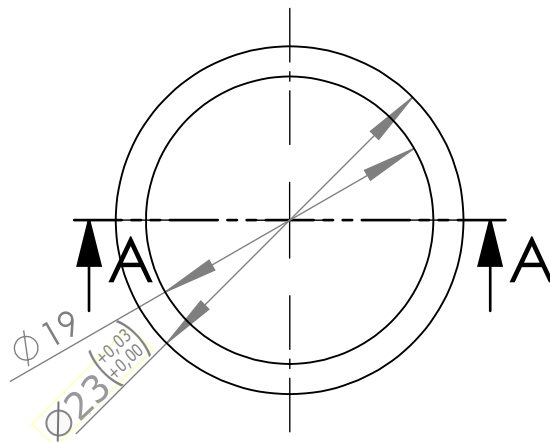
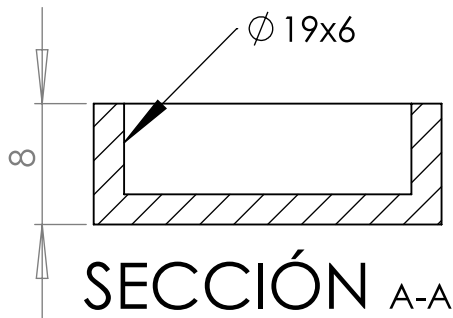
Cantidad: 1

2/6

Collar



Aislante



Tolerancias Generales: IRAM-ISO 2768-m

Cojinete aerodinámico

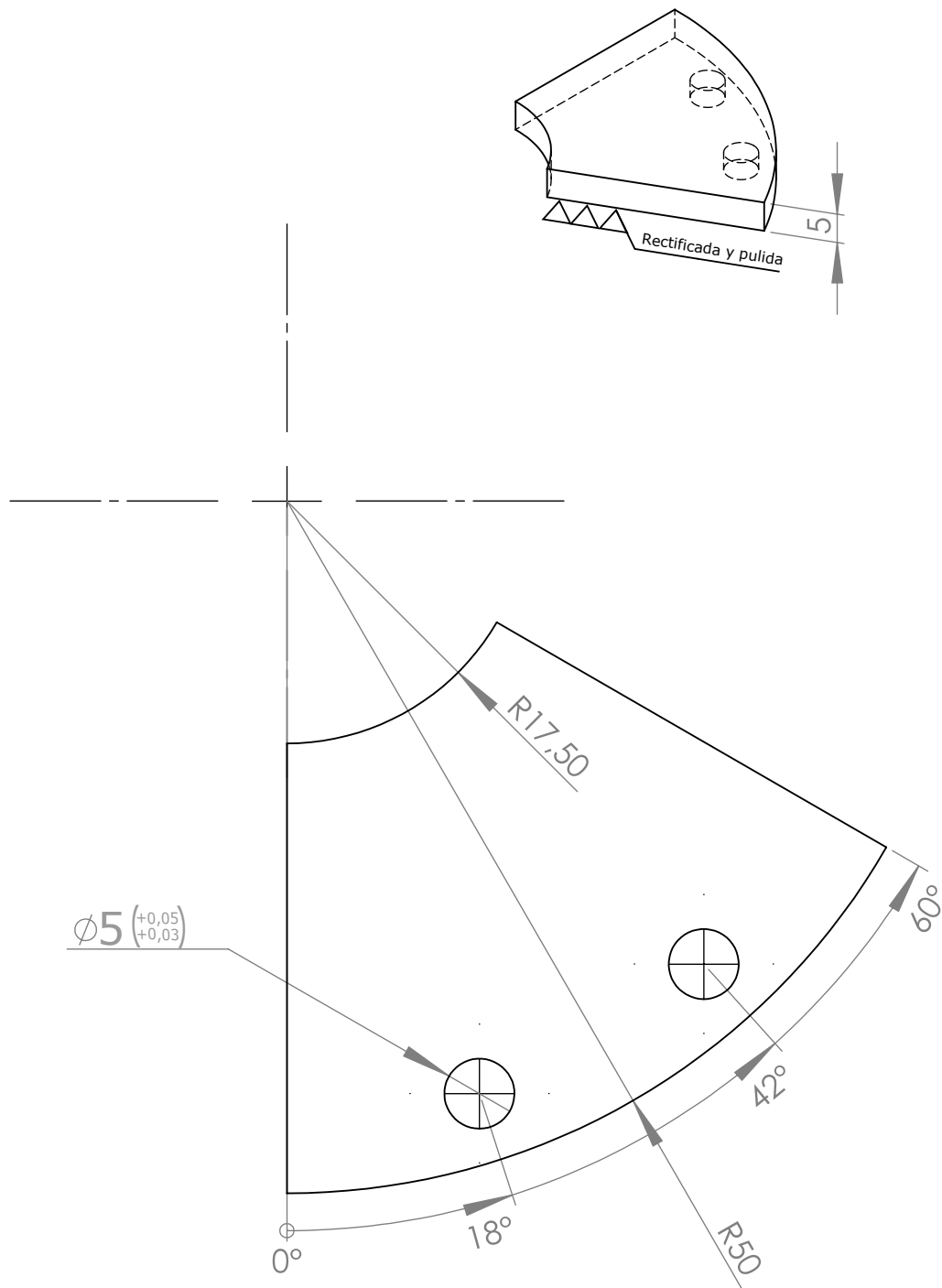
Material: -Acero
-Grilon



Collar y Aislante

Cantidad: 1 C/U

3/6



Tolerancias Generales: IRAM-ISO 2768-m

Tolerancias Angulares: IRAM-ISO 2768-f

Cojinete aerodinámico

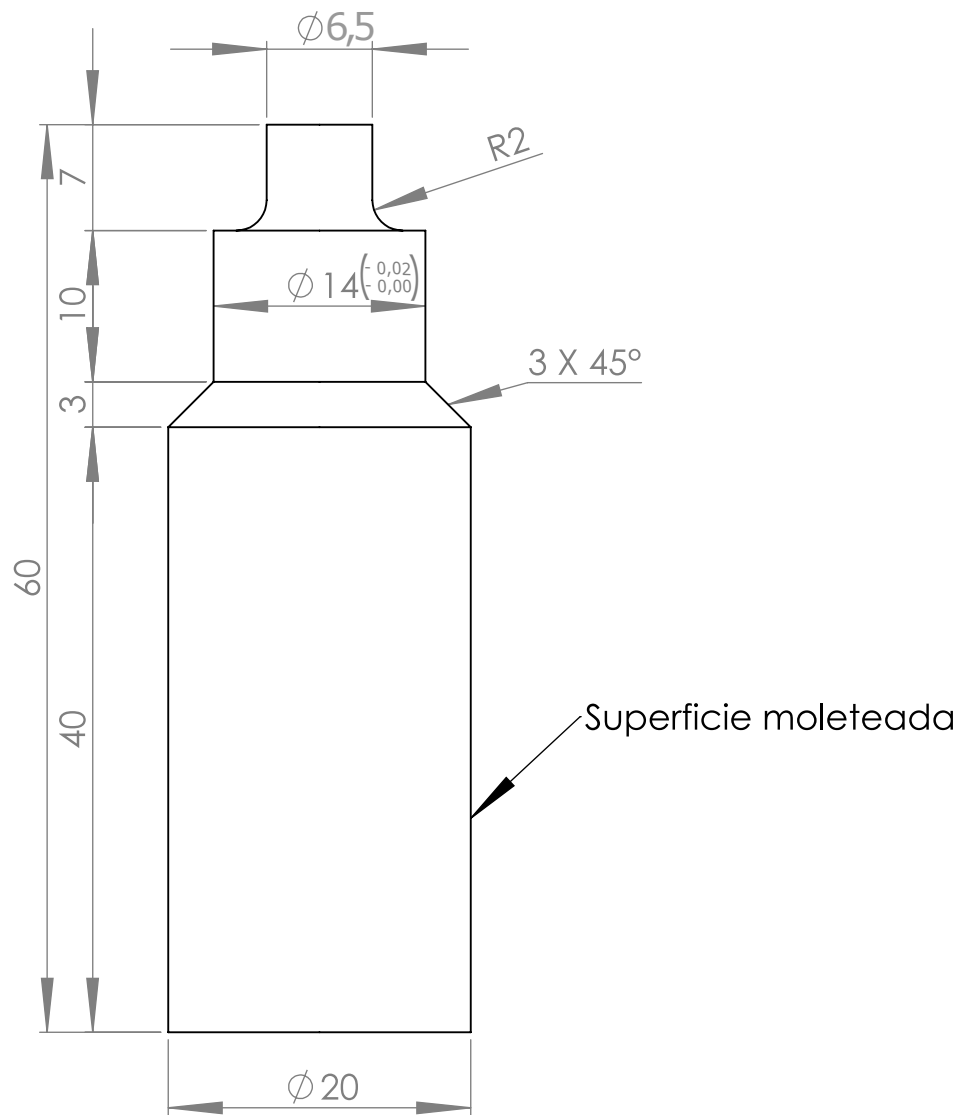
Material: Acero



Almohadilla

Cantidad: 3

4/6



Tolerancias Generales: IRAM-ISO 2768-m

Cojinete aerodinámico

Material: Acero

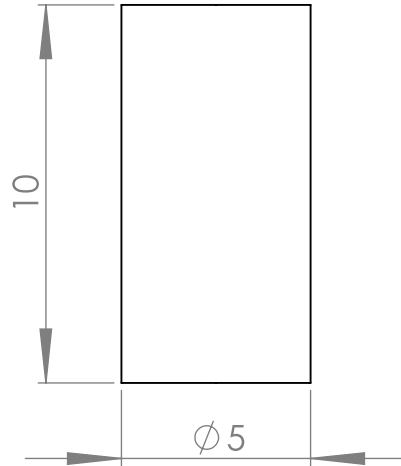


Manija

Cantidad: 1

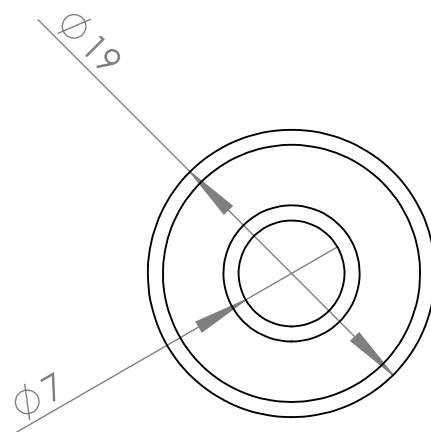
5/6

Pin (6x)



Se parte de
una barra de
acero plata
de \varnothing 5 mm

Rodamiento 607



Espesor 6 mm

Cojinete aerodinámico

Material: -



Pin y Rodamiento

Cantidad: -6 Pines
-1 Rodamiento

6/6



8. Referencias

- i Jost, H.P., "Lubrication (Tribology) – A report on the present position and industry's needs", Department of Education and Science, H. M. Stationary Office, London, UK, 1966
- ii Dowson, D., "History of tribology", Longman, London, 1979.
- iii Fitch, J., "Interview with Luminary Professor H. Peter Jost – The man who gave Birth to the Word Tribology", <https://www.machinerylubrication.com/Read/834/tribology-jost>.
- iv Ludema, K., "Friction, Wear, Lubrication: A Textbook in Tribology", CRC Press, 1996.
- v Buckley, D.H., "Surface effects in adhesion", Friction, Wear and Lubrication, Elsevier, pp.315-427.
- vi Bowden, F.P.; Tabor, D., "The Friction and Lubrication of Solids", Clarendon Press, 2001.
- vii Stachowiak, G.W.; Batchelor, A.W., "Engineering Tribology", Butterworth-Heinemann, 1993.
- viii Hertz, H., "On the contact of rigid elastic solids", Macmillan, 1882.
- ix Dommarco, R., "Lubricación", Apunte de cátedra, Tribología, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Mar del Plata, 1998 (rev. 2018).
- x Booser, E. R., "Handbook of Lubrication and Tribology V. III", CRC press, pp. 541.
- xi Rowe, C. N., "Specific film thickness - A closer examination of the effects of EHL film thickness and surface roughness on bearings fatigue," ASLE Transactions. 1981.
- xii Dommarco, R. C.; Bastias, P. C.; Hahn, G. T.; Rubin, C. A., "The use of artificial defects in the 5-ball road rolling contact fatigue experiments", Wear, 252(2002) 430-437.
- xiii Rowe, C. N., "Specific film thickness - A closer examination of the effects of EHL film thickness and surface roughness on bearings fatigue," ASLE Transactions. 1981.
- xiv Leonetti, R. J., "Mecanismos de lubricación" Tribología, pp.16-25, 1989
- xv Liu, T.; McConnell, B., "Mechanical wear and lubrication", ASD TDR 62-396, Nommet. Materials laboratory, Directorate of materials and Processes, 1962.
- xvi Reynolds, O., "On the theory of lubrication and its application of Mr. Beauchamp tower's experiments" Philosophical transactions royal society, 1886.
- xvii Zaretsky, E.V., "Life Factor for Rolling Bearings", Society of Tribologists and Lubrication Engineers, 1992.
- xviii Zaretsky, E.V., "Bearing EHD lubrication. A complex calculation made simple," Power Transmission Design, vol.32, 6, p.30-35, 1999.
- xix Hamrock, B.J.; Dowson, D., "Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts: Part III-Fully Flooded Result", NASA, 1976.
- xx Vignolo, G.G., "Estudio teórico-experimental de cojinetes hidrodinámicos en condiciones reales de uso", Tesis de Doctor en Ingeniería, Universidad Nacional del Sur, 2016.



-
- xxi ASME, “Landmark #123 Kingsbury Thrust Bearing”, 1987.
- xxii Kingsbury Inc., “A general guide to the principles, operation and troubleshooting of hydrodynamic bearings”, 2015.
- xxiii Girard, L. D., “Hydraulique appliquée. Nouveau système de locomotion sur les chemins de fer (Applied hydraulics. New locomotion system for railways)”, Ecole Polytechnique, 1852.
- xxiv New Way Air Bearings, “Air bearing application and design guide”, 2006.
- xxv Rowe, W.B., “Hydrostatic, Aerostatic and Hybrid Bearing Design”, Elsevier, 2012. ISBN: 9780123969941
- xxvi Powell, J.W., “The design of aerostatic bearings”, The Machinery Publishing Co.Ltd., pp.35-112.
- xxvii Khatait J.P.; Lin W.; Lin W.J., “Design and development of orifice-type aerostatic thrust bearing”, SIMTech technical reports, 2005.
- xxviii Harnoy, A., “Bearing Design in Machinery, Engineering Tribology and Lubrication”, Marcel Dekker, 2002.
- xxix Reynolds, O., “On the theory of lubrication and its application of Mr. Beauchamp tower’s experiments” Philosophical transactions royal society, 1886.