



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA - DISEÑO MECÁNICO

ESTUDIO SOBRE ENSAMBLES MECÁNICOS POR INTERFERENCIA.

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRÍA EN INGENIERÍA

PRESENTA:
ESTRADA LÓPEZ URIEL

TUTOR:
DR. VICENTE BORJA RAMÍREZ
FACULTAD DE INGENIERÍA

Ciudad de México, Junio 2017



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO:

Presidente: DR. LEOPOLDO A. GONZÁLEZ GONZÁLEZ

Secretario: DR. ALEJANDRO C. RAMÍREZ REIVICH

Vocal: DR. VICENTE BORJA RAMÍREZ

1^{er.} Suplente: DR. ADRIÁN ESPINOZA BAUTISTA

2^{do.} Suplente: DR. ALEJANDRO FARAH SIMÓN

Lugar o lugares donde se realizó la tesis: CENTRO DE DISEÑO MECÁNICO E INNOVACIÓN TECNOLÓGICA DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM.

TUTOR DE TESIS:

DR. VICENTE BORJA RAMÍREZ

FIRMA

ESTA TESIS LA DEDICO TOTALMENTE A MI PAPÁ, ENRIQUE
ESTRADA FLORES[†], MI QUERIDO, MI VIEJO, MI AMIGO, MI
MAESTRO.

AGRADECIMIENTOS

A la UNAM, que me dio la gran oportunidad de crecimiento personal, de volver a disfrutar de su amor y que siempre me trató como hijo predilecto.

A mis profesores quienes fueron siempre un gran ejemplo e inspiración:

- Dr. Alejandro Cuauhtémoc Ramírez Reivich.
- Dr. Arturo Barba Pingarrón.
- Dr. Francisco Cuenca Jiménez.
- Dr. Fernando Velázquez Villegas.
- M. en C. Oscar Jesús Rendón Gómez.

y en especial a mi director de tesis:

Dr. Vicente Borja Ramírez

por haber sido una verdadera luz en este camino, gracias por todo su apoyo en los momentos difíciles, lo que hizo y sigue haciendo por mí.

Resumen.

En esta tesis se presenta un trabajo de investigación sobre los conceptos involucrados a los términos AJUSTE y TOLERANCIA de ISO aplicados al entendimiento de la naturaleza de las uniones por interferencia de piezas mecánicas por contracción, en especial las que involucran el ensamble conocido como masa-eje. En industrias de gran tamaño el conocimiento en el manejo de tablas y fórmulas así como de los criterios en este rubro son de vital importancia, sobre todo en control de calidad. Pero en la industria pequeña y mediana se tiene poco o nulo entendimiento de este manejo de tablas, es más común aplicar el conocimiento basado en la experiencia o utilizar reglas empíricas. Con este trabajo se pretende, entre otras cosas, hacer una aportación que auxilie a la pequeña y mediana empresa a entender los términos involucrados, tanto de medición, como de criterios de carga involucradas auxiliándonos en las teorías de cilindros de Lamé, ya que en la bibliografía general no existe la información específica, se encuentra difusa.

Abstract.

This thesis presents a work of investigation about the concepts involved to the terms ISO'S FIT and TOLERANCE applied to understand the nature of the interference unions of mechanical elements by contraction, especially in assemblies known hole-axis. In big industries the knowledge about how to use the boards and formulas as well as the criteria of this category are very important, especially in quality control. But in small and medium industry the understanding is just little bit or null about the handle of boards, is more common to apply the knowledge based in experience or empirics rules. With this work the intention is to do a contribution that help to small and medium industries to understand the involved terms, as much measurement as load criteria involved based in Lamé's cylinders theory, because in general bibliography it does not exist the specified information, it find diffuse.

CONTENIDO

Capítulo I. Introducción.....	7
Capítulo II Antecedentes.....	10
II.1 Tipos de uniones y ensambles mecánicos.....	11
II.2 Tolerancias y Ajustes.....	13
II.3 Cilindros de pared gruesa y las ecuaciones de Lamé.....	14
Capítulo III. Estado del arte.....	16
III.1 Tolerancia.....	17
III.2 Acoplamiento Agujero-masa.....	17
III.3 Sistema ISO de tolerancias y ajustes.....	27
III.4 Calidad.....	28
III.5 Posiciones de tolerancias para dimensiones menores de 500mm.....	29
III.6 Uso de la tabla de tolerancias.....	31
III.7 Nomenclatura de tolerancias y posiciones.....	33
III.8 Ajustes en un ensamble Flecha-Agujero.....	33
III.9 Teoría de cilindros de pared gruesa. Ecuación de Lamé.....	34
III.10 Ajustes por interferencia.....	40
Capítulo IV Definición del problema.....	46
Capítulo V Metodología.....	50
V.1 Definición del experimento.....	52
V.2 Cálculo de la fuerza de desensamble.....	56
V.3 Fabricación y ensamble de las probetas.....	57
V.4 Realización de las Pruebas.....	59
Capítulo VI Resultados y Análisis de Resultados.....	65
Capítulo VII Conclusiones.....	77
Referencias.....	80
Anexo A. Antecedentes históricos sobre estandarización e ISO.....	83
Anexo B. Gabriel Lamé.....	90
Anexo C. Clasificación de Límites y Ajustes Preferidos.....	92
Anexo D. Planos de fabricación.....	98

CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN.

¿Qué es este trabajo?

El presente trabajo muestra el fundamento teórico referente a las uniones por interferencia de elementos mecánicos por contracción, basándonos en los análisis de Lamé para cilindros de pared gruesa sometidos a presión y las tablas de tolerancias y ajustes creadas por ISO.

¿Cuál es la necesidad de este trabajo?

En la industria metal-mecánica, propiamente la de manufactura, se encuentran los retos de unir piezas para formar otras más complejas. La motivación para realizar esta investigación está basada en el poco o nulo conocimiento en la importancia que se tiene sobre el concepto del ajuste en la mediana y pequeña industria. Parece que este conocimiento está limitado a las grandes empresas manufactureras, ya que de esto depende el bajar tiempo de ensamble y que salga más rápido el producto terminado.

El comprender los beneficios de aplicar correctamente los criterios de ajuste en un ensamble son más que importantes en la fabricación en serie, ya que al bajar el tiempo de ensamble se baja el costo de fabricación y por ende la ganancia sube. El conocimiento en el manejo de tablas y fórmulas así como de los criterios es de vital importancia.

Pero ¿Qué sucede dentro de la pequeña y mediana industria, sobre todo la dedicada a la fabricación y la reconstrucción de maquinaria? Pasa que estos problemas de dar la medida correcta se vuelven un asunto de seleccionar medidas con base en la experiencia laboral del técnico o de alguna regla empírica.

¿Qué se espera de este trabajo?

Con este trabajo se espera mostrar y dar a entender el marco teórico sobre las tolerancias y los ajustes por contracción en cilindros de pared gruesa, o equivalentes. Así como el diseño de un ejemplo, experimentar con él y mostrar los resultados para entender físicamente la aplicación de las dos herramientas estudiadas en esta tesis: los conocimientos de las tolerancias y ajustes y el fundamento teórico de Lamé. Todo lo anterior debido a que la información que ayuda al entendimiento del manejo de tolerancias está difusa, es decir, no existe un documento que contenga concentrado en él todos los elementos necesarios para poderse aplicar en un problema de reparación o diseño.

A continuación se hace un breve resumen de los capítulos que integran esta tesis.

En el Capítulo I se incluye una introducción que incluye la justificación de este trabajo.

El Capítulo II contiene los antecedentes, tales como tipo de uniones, tolerancias, ajustes, ensambles por interferencia y una breve descripción de la teoría de cilindros de Gabriel Lamé.

En el capítulo III está el estado del arte donde se establece toda la terminología y nomenclatura involucrada con las tolerancias y ajustes, también se mencionan los ajustes preferentes de ISO. Incluye la explicación de la teoría para aplicar las ecuaciones de Lamé.

En el capítulo IV está la definición del problema, el planteamiento, objetivo, justificación, alcances y limitaciones de este trabajo.

El capítulo V presenta la metodología que se siguió paso por paso. La definición del experimento, el diseño y fabricación de las probetas y la ejecución del experimento.

El capítulo VI muestra los resultados, así como el análisis de éstos (un comparativo entre los resultados teóricos con los experimentales).

El capítulo VII contiene las conclusiones. Por último se incluyen las referencias bibliográficas, así como varios anexos con información relevante, tales como una breve historia de ISO, la biografía de Gabriel Lamé, la clasificación de los ajustes recomendados por ISO y los planos de fabricación de las probetas.

CAPÍTULO II. ANTECEDENTES

CAPÍTULO II. ANTECEDENTES

II.1 TIPOS DE UNIONES Y ENSAMBLES MECÁNICOS.

II.1.1 Uniones

En la inmensa mayoría de los casos, las máquinas, las herramientas y mecanismos están compuestos por varias piezas unidas entre sí, para cumplir su función.

Tenemos dos tipos de uniones, las móviles y las **rígidas**. Las uniones móviles son montajes que permiten separar las piezas con facilidad. Las uniones **rígidas** son piezas cuyo desmontaje no se prevé durante la vida útil de la máquina, si es necesario separar las piezas unidas deberán romperse, destruir la unión o deteriorar alguna de las piezas. Dentro de las rígidas están las desmontables (no permanentes) y las permanentes.

En las desmontables son usados comúnmente elementos como tornillos y elementos roscados, chavetas, ejes astriados y ensambles masa-eje con holgura.

Dentro de la categoría de uniones permanentes tenemos las que ocupan adhesivos, las remachadas, las soldadas y las ensambladas por interferencia.

Este último tipo de unión es el de nuestro interés, ya que, como veremos más adelante, es donde se aplican los criterios de tolerancia e interferencia.

II.1.2 Ensamblados forzados, a presión o por interferencia.

Para nuestro estudio nos enfocaremos en los ensamblados a presión por interferencia agujero-eje o también llamado masa-eje. Las figuras 2.1a, 2.1b y 2.1c muestran un eje, una masa y su ensamble, respectivamente.



Figura 2.1a Eje

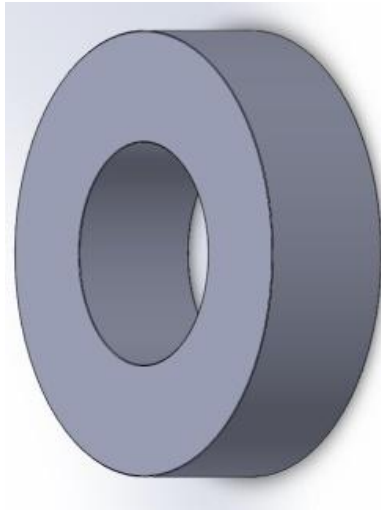


Figura 2.1b Masa

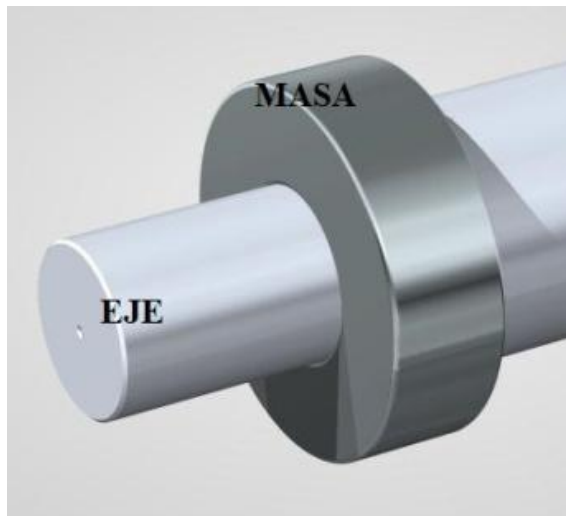


Figura 2.1c Ensamble masa-eje [27]

Prácticamente la masa y el eje se pueden acoplar de dos maneras, una de ellas es cuando las piezas puedan deslizarse una con respecto de la otra, con lo que tendremos una unión **no permanente**. Lo anterior se obtiene si el diámetro interior de la masa es mayor que el diámetro exterior del eje.

La otra es la unión **permanente**, donde el diámetro interior de la masa es menor que el diámetro exterior del eje. Este ensamble o desensamble se realiza forzosamente bajo presión, es decir aplicando una carga, como se muestra en la figura 2.2.



Figura 2.2 Ensamble por interferencia, $d > D$ [25]

Para entender correctamente un ensamble forzado por interferencia es necesario tener el conocimiento de dos temas, uno es el manejo de tablas de ajustes y tolerancias [12], el otro es la teoría de cilindros de pared gruesa bajo presión de Gabriel Lamé (Véase el anexo B).

II.2 Tolerancias y Ajustes.

Es común encontrar en planos ingenieriles, de piezas y elementos mecánicos, en que las acotaciones están indicadas sólo con la medida a la que se requieren, es decir sin tolerancia. Pero los elementos mecánicos tienen zonas críticas, es decir zonas donde la exactitud es primordial. Se trata de zonas donde existen acoplamientos entre elementos mecánicos, es decir ajustes, como poleas montadas en flechas, rodamientos de bolas insertados en cavidades, o chumaceras de casquillo que alojan los muñones de un rodillo o piezas compuestas de dos o más elementos ensamblados entre ellos.

Para el ingeniero encargado del diseño es muy fácil especificar una medida en su pieza, por ejemplo indicar 70mm, pero para el ingeniero o el técnico encargado del manejo

de la o las máquinas es muy difícil obtener exactamente dicha dimensión, es decir 70.0000mm. De hecho el intentar dar la medida exacta implica multiplicar el costo de proceso por 5 o hasta 10 veces.

El ingeniero diseñador debe tener en cuenta la **variabilidad natural** [4] de un proceso de fabricación, de otra forma no tendrá idea de qué tolerancia asignarle a su ensamble. Es decir que las piezas maquinadas no son todas iguales o exactamente con la medida indicada. Existen variaciones entre ellas, que pueden ser de millonésimas de milímetro o de centésimas de milímetro. Además de que estas variaciones pueden ser por arriba o por debajo de la medida especificada, ya que las herramientas de corte también van sufriendo desgaste. Esta variabilidad natural de un proceso sólo puede ser conocida por medio de un análisis estadístico del mismo proceso, para saber la precisión y repetibilidad de la máquina.

Hasta antes de la innovación de Eli Whitney en 1797 (Anexo A), las piezas que formaban un producto eran ajustadas a mano; podríamos decir que los productos eran piezas "únicas" ya que todo era fabricado artesanalmente, ninguna de las partes eran de la misma medida si se comparaban entre productos similares. Pero al comenzar la fabricación en serie esta manufactura intercambiable permitió que de todos los lotes de piezas que formaban un producto se pudiese tomar al azar la pieza correspondiente y tener la seguridad que ensamblaría correctamente.

A partir de los primeros años de la revolución industrial se fundan asociaciones como un esfuerzo para estandarizar las tolerancias así como crear una clasificación de ajustes para ensambles. Es así como en nuestros días contamos con tablas que nos indican, dependiendo el tipo de ajuste que requerimos, las tolerancias usadas en función de la medida base.

II.3 Cilindros de pared gruesa y las ecuaciones de Lamé.

La figura 2.3 muestra la sección transversal de un cilindro con un espesor de pared e de cierta longitud sometido a una presión externa p_0 e interna p_i . Estas presiones generan esfuerzos en todas direcciones. El matemático Gabriel Lamé (véase el Anexo B) obtuvo las expresiones matemáticas que cuantifican el esfuerzo en estos cilindros presurizados [11]. Bajo ciertas condiciones estas expresiones también nos permiten saber bajo qué esfuerzos están sometidos y bajo qué cargas podemos ensamblar o desensamblar un cilindro sólido

dentro de un cilindro hueco que fueron unidos por interferencia, que es nuestro caso de estudio.

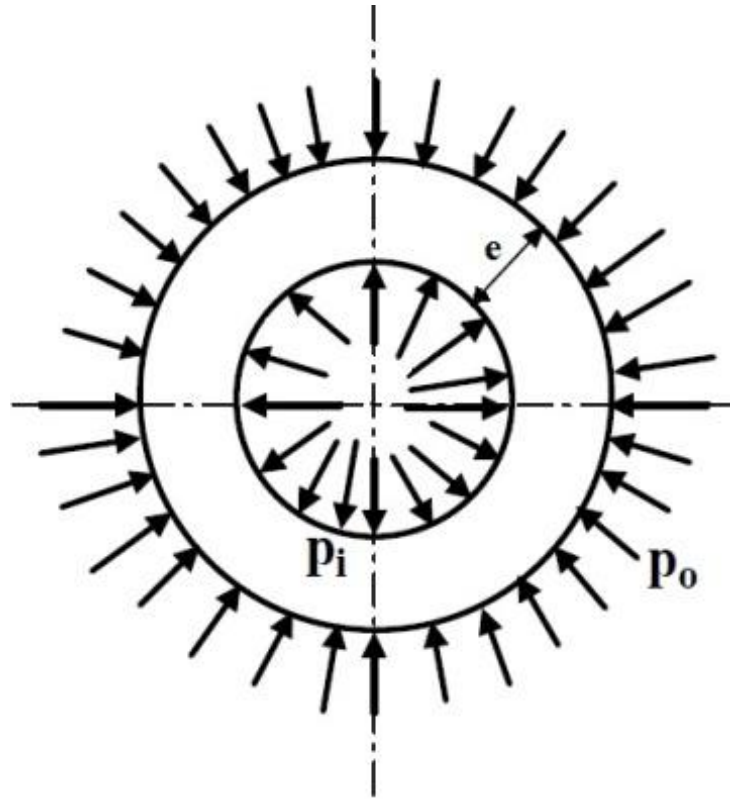


Figura 2.3 Cilindro presurizado interna y externamente [11].

CAPÍTULO III. ESTADO DEL ARTE

CAPÍTULO III. ESTADO DEL ARTE.

III.1 Tolerancia.

Las siguientes son las definiciones de tolerancia que manejan algunos autores:

- Variación permisible de un tamaño prescrito para alguna parte [14].
- Variación permisible en una dimensión [7].
- Variación permisible o aceptable en las dimensiones de una parte [13].
- Diferencia total admisible en la dimensión o tamaño [2].
- Variación permisible del tamaño de diseño de un componente que permite una variación razonable en la precisión para la mano de obra y la máquina [4].
- Variación total admisible del valor de una dimensión [8].
- Desviación permisible de una dimensión respecto al tamaño básico que se especifica [15].
- Diferencia entre la medida máxima y mínima, o dimensión de la zona dentro de la cual ha de quedar la medida práctica para que la pieza sea dada como válida [12].

Para esta tesis usamos la definición propuesta por Jiménez Balboa [12], ya que las tablas de tolerancias usadas en esta tesis, así como los cálculos de las mismas, son obtenidas del prontuario de su autoría.

III.2 Acoplamiento Agujero (masa)-Eje [12].

Las tolerancias en las que nos enfocamos en esta tesis son para las aplicadas en los acoplamientos tipo agujero(masa)-eje como la que se mostró en la figura 2.2.

La figura 3.1 muestra la nomenclatura usada para ajustes.

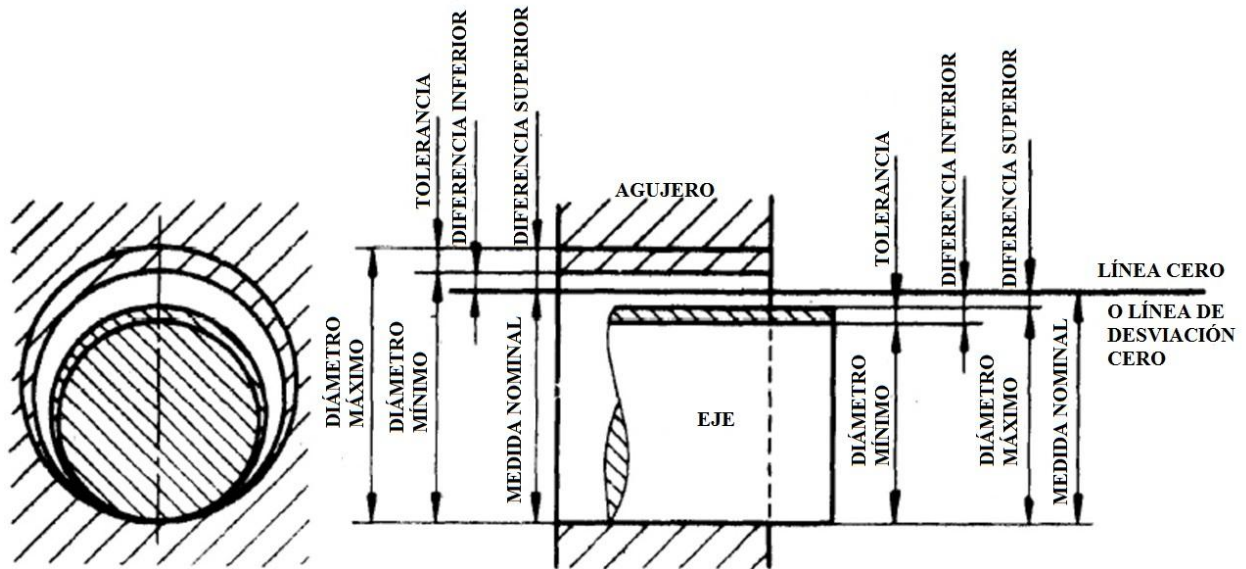


Figura 3.1 NOMENCLATURA [13]

Muchos son los términos usados para describir las características de las relaciones dimensionales entre las partes acopladas. A continuación definiremos la terminología general del sistema de ajustes y tolerancias [12].

- Ajuste. Es el acoplamiento dimensional de dos piezas, en el que para una de ellas los contactos, en un amplio sentido de la expresión, son exteriores, mientras que para la otra son interiores.
- Eje. Es cada una de las partes de una pieza constitutiva de un ajuste, que presenta contactos externos, es decir, la parte contenida. En general, e independientemente de los ajustes, todas las dimensiones exteriores se sobre entienden como ejes.
- Agujero o masa. Es cada una de las partes de una pieza constitutiva de un ajuste, que presenta contactos internos, es decir la parte que contiene.
- Dimensión, dimensión nominal o medida nominal. Es la dimensión teórica u óptima. Es, por tanto, la dimensión que en todo plano aparece como básica e identificativa.
- Dimensión efectiva, dimensión práctica o medida efectiva. Es la medida real con que queda la pieza después de su fabricación.

- Dimensiones límites o medidas límites. Son las dimensiones extremas, ambas inclusive, entre las cuales ha de quedar la medida práctica para que la pieza se dé como válida.
- Dimensión máxima o medida máxima. Es la mayor de las medidas límites.
- Dimensión mínima o medida mínima. Es la menor de las medidas límite.
- Medida límite pasa, límite pasa o dimensión pasa. Es la dimensión o medida máxima para los ejes, y mínima para los agujeros. Esta denominación, **pasa**, la recibe de los calibres rígidos pasa-no pasa. Figura 3.2 y 3.3.
- Medida límite no pasa, límite no pasa o dimensión no pasa. Es la dimensión o medida máxima para los ejes, y mínima para los agujeros. Esta denominación, **no pasa**, la recibe de los calibres rígidos pasa-no pasa. Figura 3.2. y 3.3.



Figura 3.2 Calibrador rígido pasa-no pasa tipo herradura para exteriores [26].

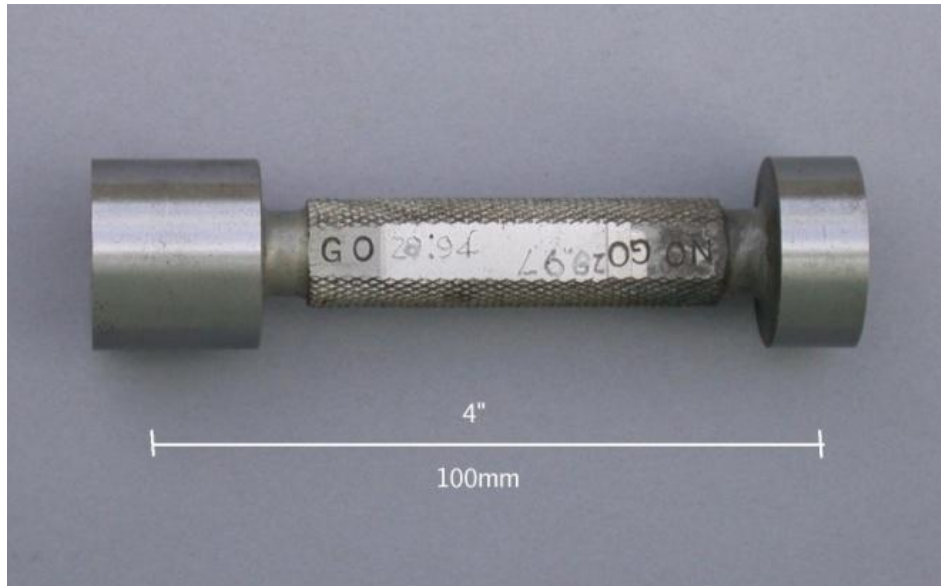


Figura 3.3 Calibrador rígido tipo tampón pasa-no pasa para interiores [26].

- Tolerancia. Como se mencionó antes, es la diferencia entre la medida máxima y mínima, o dimensión de la zona dentro de la cual ha de quedar la medida práctica para que la pieza sea dada como válida. La representación gráfica de la tolerancia, se denomina zona de tolerancia. Se tienen de dos tipos, unilateral y bilateral.
 - Bilateral: cuando la dimensión de una pieza puede ser mayor o menor de una dimensión dada. Por ejemplo 20 ± 0.025 , 12 ± 0.235 , 66 ± 0.015 .
 - Unilateral: cuando la dimensión de una pieza puede ser sólo mayor, o sólo menor, de una dimensión dada. Por ejemplo: $45^{+0.00}_{-0.04}$ $28^{+0.06}_{-0.00}$ $77^{+0.00}_{-0.12}$
- Línea de referencia o línea cero. Es la línea o eje al que referimos las variantes que hemos definido. Esta línea o eje de referencia, se obtiene trazando sobre un eje, otro paralelo a él, a una distancia igual a la medida nominal y al cual referiremos como hemos dicho las variantes definidas.
- Diferencia. Es la diferencia algebraica entre cualquier medida, de las ya definidas, y la nominal. Este valor, podrá ser positivo o negativo, según que dicha medida esté por encima o por debajo respectivamente de la línea de referencia.

- Diferencia superior. Es la diferencia algebraica entre las medidas máximas y la nominal.
- Diferencia inferior. Es la diferencia algebraica entre las medidas mínimas y la nominal.
- Diferencia efectiva o real. Es la diferencia algebraica entre la dimensión real y la nominal.
- Juego. Es la diferencia entre las medidas del agujero y el eje de un ajuste. Esta dimensión ha de resultar siempre positiva, pues al acoplar el eje al agujero ha de quedar un huelgo cuya dimensión define al juego.
- Juego máximo. Es la diferencia entre la medida máxima admisible del agujero, y la mínima admisible del eje de un ajuste.
- Juego mínimo. Es la diferencia entre la medida mínima admisible del agujero, y máxima admisible del eje de un ajuste.
- Interferencia o apriete. Es la diferencia entre las medidas del agujero y el eje de un ajuste. El valor de esta diferencia ha de resultar siempre **negativo**. Pues al acoplar el eje al agujero ha de absorberse una **interferencia** dimensional que es la que define al apriete.
- Interferencia o apriete máximo. Es la diferencia entre la medida máxima admisible del eje, y la medida mínima admisible del agujero de un ajuste.
- Interferencia o apriete mínimo. Es la diferencia entre la medida mínima admisible del eje, y la medida máxima admisible del agujero de un ajuste.
- Ajuste móvil o con juego. Es el que se prevé con juego. Se representa un ajuste con juego, seccionado, en el que se observarán acotados cada uno de los conceptos expuestos así como, dentro de un círculo, la representación esquemática de este tipo de ajuste o representación de las zonas de tolerancia del eje y agujero del ajuste, en sus posiciones relativas figura 3.4.

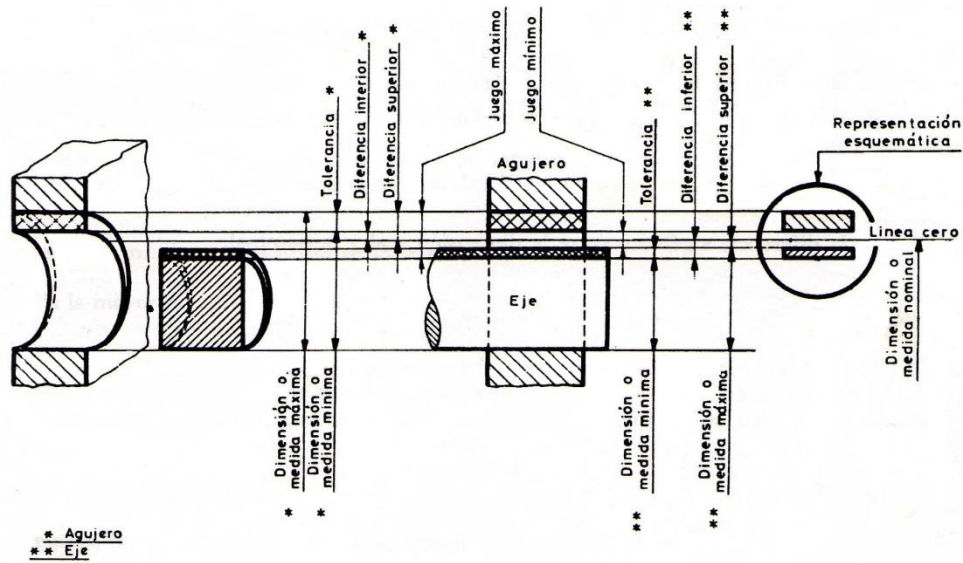


Figura 3.4 Ajuste móvil o con juego [12].

- Ajuste fijo, con apriete o interferencia. Es el que se prevé con interferencia. En la figura 3.5 se representa un ajuste con interferencia, seccionado en el que se observarán acotados, cada uno de los conceptos expuestos, así como dentro de un círculo la representación esquemática de este tipo de ajuste o representación de las zonas de tolerancia del eje y agujero del ajuste en sus posiciones relativas.

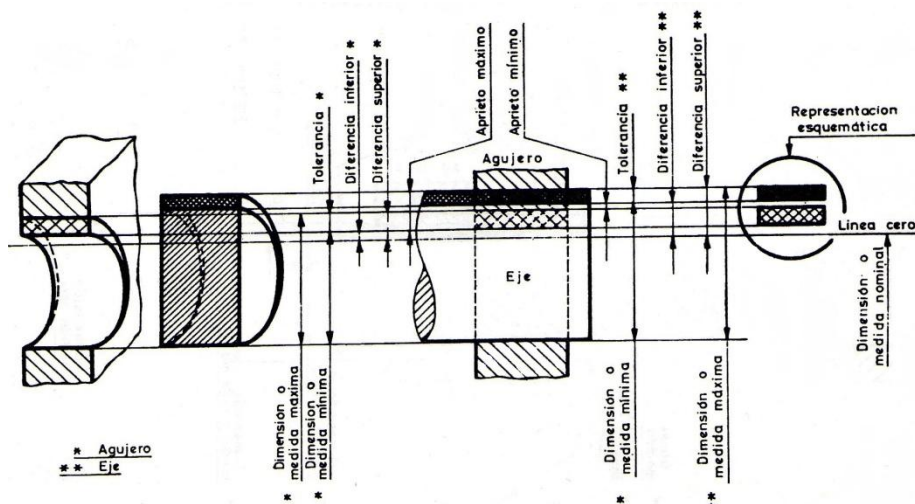


Figura 3.5 Ajuste con interferencia [12].

- Ajuste indeterminado o de transición. Es el que puede dar juego o interferencia según se conjuguen las medidas prácticas del agujero y eje de un ajuste. En las

figuras 3.6 y 3.7 se representan dos ajustes de transición seccionados en los que se observarán acotados, cada uno de los conceptos expuestos, así como dentro de un círculo la representación esquemática de este tipo de ajuste o representación de las zonas de tolerancia del eje y agujero del ajuste en sus posiciones relativas.

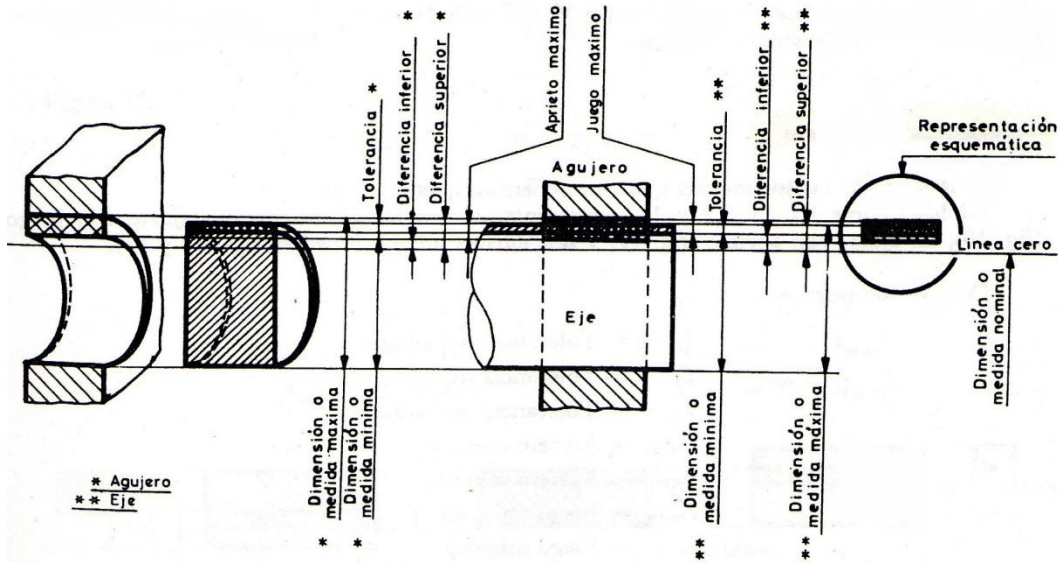


Figura 3.6 Ajuste indeterminado o de transición juego[12].

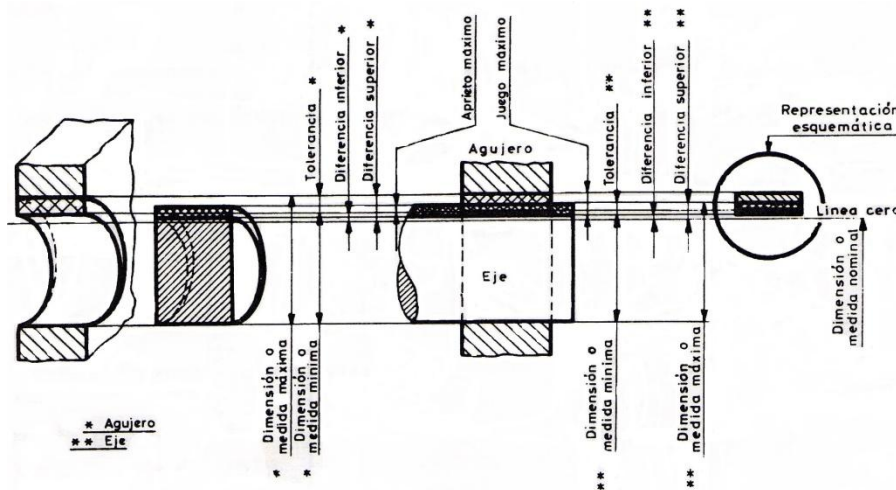


Figura 3.7 Ajuste indeterminado o de transición apriete[12].

- Tolerancia del ajuste. Es la suma de las tolerancias que componen un ajuste.

En las siguientes figuras se representan esquemáticamente un ajuste con juego, un ajuste con interferencia y seis ajustes indeterminados.

Designando por:

- T = Tolerancia del ajuste.
- T_e = Tolerancia del eje.
- T_a = Tolerancia del agujero.
- $A_{\text{máx}}$ = Apriete máximo.
- $a_{\text{mín}}$ = Apriete mínimo.
- $J_{\text{máx}}$ = Juego máximo.
- $j_{\text{mín}}$ = Juego mínimo.

Analizando cada figura vemos las fórmulas correspondientes para usar en cada caso:

- Ajuste con juego (Figura 3.8).

$$T = T_a + T_e$$
$$J_{\text{máx}} = T_a + T_e + j_{\text{mín}} = T + j_{\text{mín}}$$

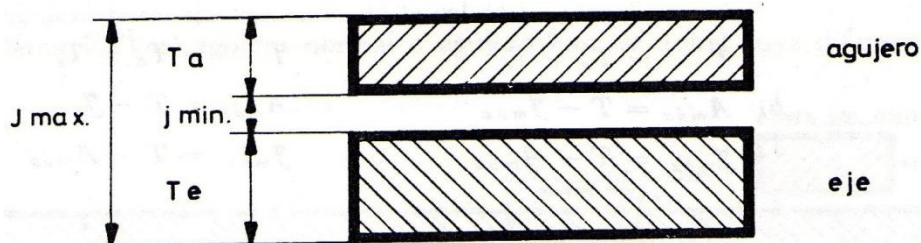


Figura 3.8 Ajuste con juego [12].

- Ajuste con apriete (Figura 3.9).

$$T = T_e + T_a$$
$$A_{\text{máx}} = T_a + T_e + a_{\text{mín}} = T + a_{\text{mín}}$$

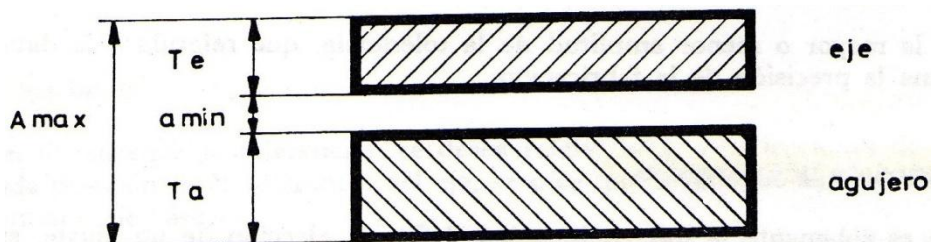


Figura 3.9 Ajuste con apriete [12].

- Ajustes indeterminados (Figura 3.10a y Figura 13.10b).

a) $T = T_a + T_e$
 $J_{\text{máx}} = T_a + T_e - A_{\text{máx}} = T - A_{\text{máx}}$
 $A_{\text{máx}} = T - J_{\text{máx}}$

b) $T = T_a + T_e$
 $A_{\text{máx}} = T - J_{\text{máx}}$
 $J_{\text{máx}} = T - A_{\text{máx}}$

c) $T = T_a + T_e$
 $A_{\text{máx}} = T - J_{\text{máx}}$
 $J_{\text{máx}} = T - A_{\text{máx}}$

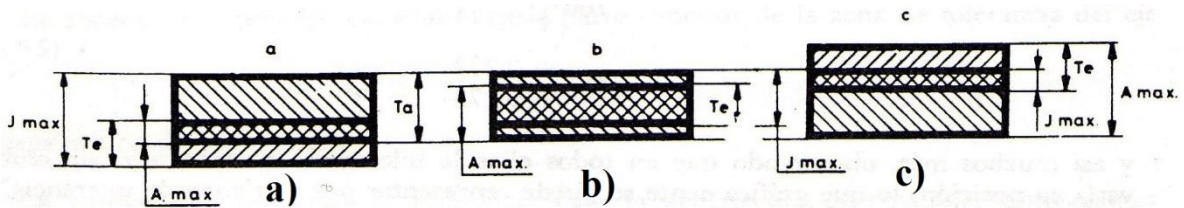


Figura 3.10a Ajustes indeterminados[12].

d) $T = T_a + T_e$
 $A_{\text{máx}} = T + T_a - J_{\text{máx}} = T - J_{\text{máx}}$

$$J_{\text{máx}} = T - A_{\text{máx}}$$

e) $T = T_a + T_e$
 $A_{\text{máx}} = T - J_{\text{máx}}$
 $J_{\text{máx}} = T - A_{\text{máx}}$

f) $T = T_a + T_e$
 $A_{\text{máx}} = T - J_{\text{máx}}$
 $J_{\text{máx}} = T - A_{\text{máx}}$

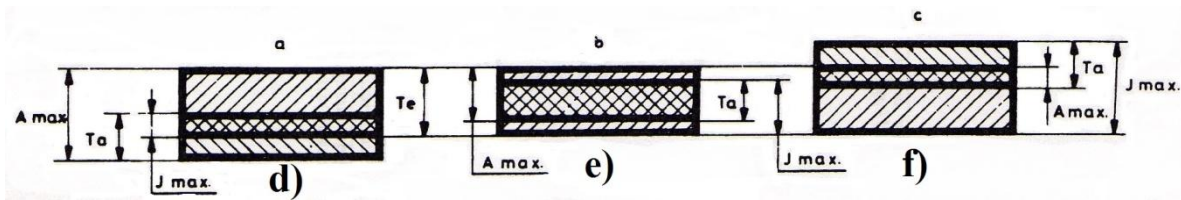


Figura 3.10b Ajustes indeterminados[12].

- **Calidad.** Es la mayor o menor amplitud de la tolerancia, que referida a la dimensión nominal, determina la **precisión** de la fabricación.
- **Posiciones de la tolerancia.** No es solamente la tolerancia quien define la elección de un ajuste, sino que además hay que tener en cuenta las **posiciones relativas** que las diferencias toman respecto de la dimensión nominal. Por ejemplo para un eje de diámetro 100 obsérvese de la siguiente lista cómo las diferencias toman distintas posiciones, pero la **tolerancia, de 0.054, no varía.**

$$100^{+0.220}_{+0.274} \quad 100^{+0}_{-0.054} \quad 100^{+0.027}_{-0.027} \quad 100^{+0.178}_{+0.124} \quad 100^{+0.232}_{+0.178}$$

Y así muchos más, observando que en todos ellos la tolerancia es idéntica y, sin embargo, varía su posición, lo que gráficamente se puede representar por una zona de tolerancia constante que definiría la **calidad y una posición** de esta tolerancia respecto a la línea a cero.

- **Agujero normal o agujero base.** También llamado sistema con base en agujero. Cuando en un sistema de tolerancias, se desea referir todas las elecciones de ajustes a una determinada posición de la tolerancia del agujero, se dice que se está trabajando con un sistema de agujero normal o agujero base, figura 3.11.

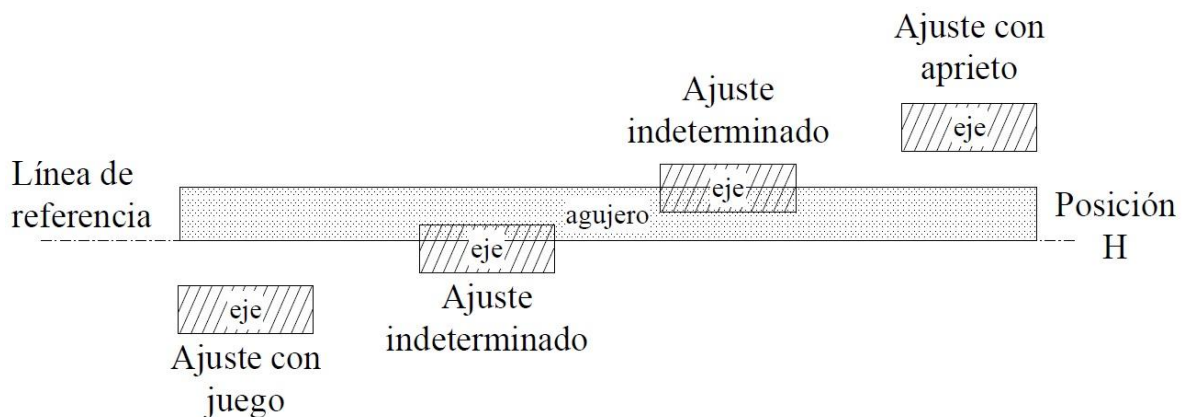


Figura 3.11 Ajustes agujero base [12].

- Eje normal o eje base. También llamado sistema con base en la flecha. Cuando en un sistema de tolerancias, se desea referir todas las elecciones de ajustes a una determinada posición de la tolerancia del eje, se dice que se está trabajando con un sistema de eje normal o eje base, figura 3.12.

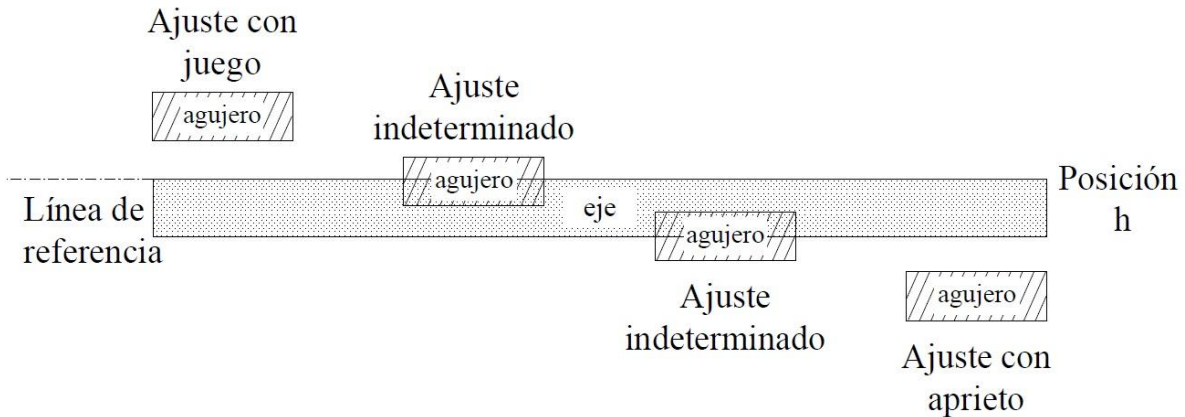


Figura 3.12 Ajustes eje base [12].

- Temperatura de referencia. La temperatura universal de referencia para la apreciación de cualquier dimensionamiento es de 20°C.

III.3 SISTEMA ISO DE TOLERANCIAS Y AJUSTES.

Después de definir la nomenclatura que se utilizará, consideremos ahora las bases fundamentales del sistema ISO, así como la forma de usarse.

La normalización original fue llevada a cabo por la ISA, después en 1949 pasaron a ISO, y en 1962 aceptado como Recomendación ISO (Anexo A. Historia de ISO).

Las unidades de trabajo son las métricas (mm), aunque las normas también están definidas para sistema inglés (pulg.).

El sistema de tolerancia ISO, estudia los dimensionamientos hasta 500mm, y su equivalencia, 19.69 pulgadas. Para el cálculo se han adoptado unas fórmulas, cuya variable es la dimensión nominal. Estas fórmulas son empíricas y sus variaciones y repercusiones sobre la ejecución de las medidas, han sido profundamente estudiadas y experimentadas.

Para evitar la aplicación de la fórmula en cada dimensión, pues ello implicaría gran trabajo, las normas ISO establecen una división en grupos de dimensiones y efectúan los cálculos sobre las medias geométricas de las dimensiones extremas (D) de cada grupo, aplicando los resultados así obtenidos a todas las dimensiones de los mismos.

III.4 CALIDAD

Con anterioridad hemos dado la definición de calidad. Es la mayor o menor amplitud de la tolerancia, que referida a la dimensión nominal, determina la **precisión** de la fabricación. Debido a que la precisión de una pieza no sólo está determinada por la tolerancia, sino también por el tamaño de la pieza, ISO creó la escala de calidad de tolerancias la cual prevé 18 calidades que son: **IT01, IT0, IT1, IT2, IT3, IT4, IT5, IT6, IT7, IT8, IT9, IT10, IT11, IT12, IT13, IT14, IT15, IT16.**

Esta tabla de calidades se maneja con el siguiente criterio, siguiendo el orden de **IT01** a **IT16**, donde **IT01** es la calidad más fina e **IT16** es la menos fina, es decir, que la calidad es el grado de tolerancia o la precisión de nuestro componente como ya se había mencionado.

Por ejemplo si revisamos la tabla de calidades del "Prontuario de ajustes y tolerancias" [12], tabla V tolerancias fundamentales página 29 (véase Tabla 3.1), observaremos como para una dimensión supuesta de 40mm primero localizamos el rango en que se encuentra, el cual es mayor de 30mm hasta 50mm, ahora como ejemplo comparemos las calidades IT2 con IT8, localizamos las columnas correspondientes y encontramos que para IT2 la calidad es de 2.5 micrómetros y para IT8 es de 39 micrómetros.

TABLA V.—TOLERANCIAS FUNDAMENTALES EN μ

Grupos de dimensiones en milímetros		Calidad																	
mayor de	hasta	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250*	400*	600*
3	6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
6	10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
10	18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
18	30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
30	50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
50	80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
80	120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200
120	180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
180	250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
250	315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200
315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600
400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000

TOLERANCIAS I.S.O., MENOS DE 500 mm

* Hasta 1 mm las calidades 14 a 16 no están previstas.

29

Tabla 3.1 Calidades [12].

III.5 Posiciones de tolerancias para dimensiones menores de 500mm.

Las posiciones de tolerancia en el sistema ISO, han sido fijadas mediante fórmulas empíricas que definen perfectamente escalonadas las posiciones primitivas (fig. 3.14 y 3.15) de partida de las tolerancias, que pueden tener como referencia la diferencia superior o la diferencia inferior, denominándose diferencia de referencia o diferencia fundamental.

El sistema creado por ISO es conocido como sistema **ABC**.

Las diferentes posiciones de la tolerancia, que se establecen para cada grupo de dimensión, se designan mediante una letra minúscula para un eje o mayúsculas cuando se trate de un agujero

Las letras correspondientes a la posición de la tolerancia para ejes son:

a, b, c, cd, d, e, ef, f, fg, g, h, js, j, k, m, n, p, r, s, t, u, v, x, y, z, za, zb, zc.

Las letras correspondientes a la posición de la tolerancia para agujeros son:

A, B, C, CD, D, E, EF, F, FG, G, H, JS, J, K, M, N, P, R, S, T, U, V, X, Y, Z, ZA, ZB, ZC.

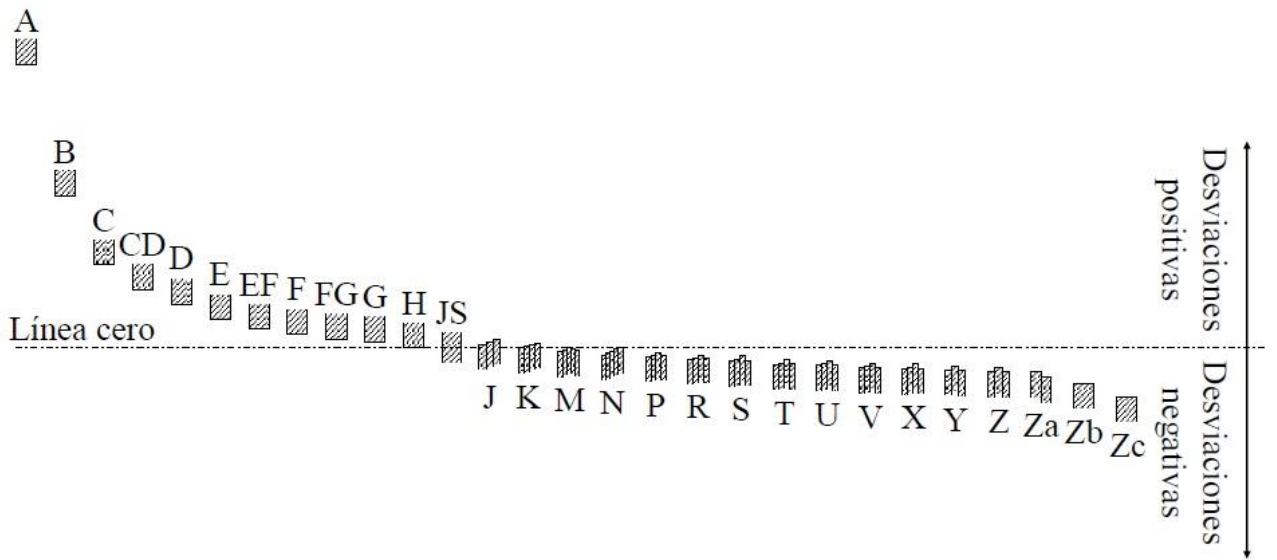


Figura 3.14 Posiciones base agujero [12].

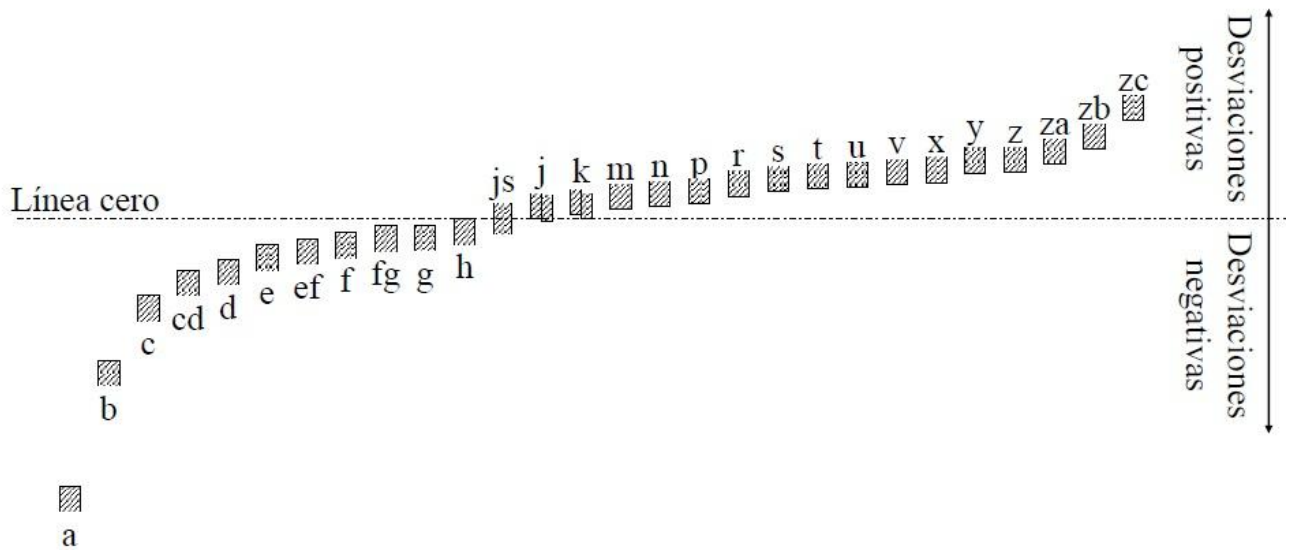


Figura 3.15 Posiciones base eje [12].

III.6 USO DE LA TABLA DE TOLERANCIAS.

Sigamos usando la tabla de la página 29 de [12].

Ahora usemos el diámetro anteriormente usado de 40mm para una calidad IT4, que sabemos vale 7 micrómetros, calculemos la posición de la tolerancia para eje. Comparemos la posición **e** y la **g**.

Tenemos la siguiente fórmula:

$$IT = d_s - d_i \dots\dots\dots(\text{Ecuación A})$$

Donde:

IT es el grado de calidad.

d_i es la diferencia inferior.

d_s es la diferencia superior.

Sabemos que IT4 vale 0.007mm

Buscamos en la página 34, tabla VII, la letra **e** (Figura 3.16) y encontramos la fórmula siguiente en función de **D**, diámetro nominal:

$$d_s = -11D^{0.41}$$

Sustituimos D=40mm en la fórmula, $d_s = -11(40)^{0.41}$; $d_s = - 49.917 \mu\text{m}$.

Redondeando $d_s = -50 \times 10^{-3} \text{ mm}$; **ds = -0.05mm**

Sustituyendo valores en la ecuación A, obtenemos que **d_i = -0.057mm**

Es decir que para un diámetro de 40mm con una calidad IT4 y una ubicación **e** tenemos $40_{-0.057}^{-0.050}$, el rango de valores va de 39.943mm a 39.950mm. Observamos también que de acuerdo con la posición **e** (Figura 3.15) el diámetro del eje está bajo medida.

Realizando la misma metodología de cálculo para una posición **g** comparemos. Obtenemos que el $d_s = - 8.762 \mu\text{m}$ que redondeando es **ds = -0.009mm** y **di = -0.016mm**.

Para una ubicación **g** tenemos $40_{-0.016}^{-0.009}$ el rango de valores va de 39.984mm a 39.991mm.

Verificamos que de acuerdo con la posición **g** (Figura 3.15) el diámetro está bajo medida.

Comparando los dos resultados podemos resaltar que la calidad de la tolerancia siempre es de 0.007mm, pero que el rango para la posición **g** está más cerca que **e** de la medida nominal, como lo esperábamos.

Esta misma metodología se ocupa para el cálculo de agujeros, pero se deberá ocupar la tabla correspondiente a ellos.

TABLA VII.—FORMULAS DE OBTENCION DE LA DIFERENCIA DE POSICION DE LA TOLERANCIA PARA EJES

Posición de tolerancia	Calidad	Valor de la diferencia en μ para D en mm	Valor de la diferencia en 0,001 pulgadas para D en pulgadas
a	todas	$d_s = -(265 + 1,3 D)$ para $D \leq 120$ $d_s = -3,5 D$ para $D > 120$	$d_s = -(10,5 + 1,3 D)$ para $D \leq 4,73$ $d_s = -3,5 D$ para $D > 4,73$
b	todas	$d_s \simeq -(140 + 0,85 D)$ para $D \leq 160$ $d_s \simeq -1,8 D$ para $D > 160$	$d_s = -(5,5 + 0,85 D)$ para $D \leq 6,3$ $d_s = -1,8 D$ para $D > 6,3$
c	todas	$d_s = -52 D^{0,2}$ para $D \leq 40$ $d_s = -(95 + 0,8 D)$ para $D > 40$	$d_s = -3,9 D^{0,2}$ para $D \leq 1,58$ $d_s = -(3,75 + 0,8 D)$ para $D > 1,58$
ch	todas	$d_s =$ Media geométrica de los valores previstos para las posiciones c y d	
d	todas	$d_s = -16 D^{0,44}$	$d_s = -2,62 D^{0,44}$
e	todas	$d_s = -11 D^{0,41}$	$d_s = -1,63 D^{0,41}$
ef	todas	$d_s =$ Media geométrica de los valores previstos para las posiciones e y f	
f	todas	$d_s = -5,5 D^{0,41}$	$d_s = -0,82 D^{0,41}$
fg	todas	$d_s =$ Media geométrica de los valores previstos para las posiciones f y g	
g	todas	$d_s = -2,5 D^{0,34}$	$d_s = -0,3 D^{0,34}$
h	todas	$d_s = 0$	$d_s = 0$
js	todas	$d_s = d_i = \pm \frac{IT}{2}$	$d_s = d_i = \pm \frac{IT}{2}$

Tabla 3.2 Posiciones[12].

III.7 NOMENCLATURA de tolerancias y posiciones.

Se indica de la siguiente manera, primero se anota el diámetro nominal, luego la posición, ya sea mayúscula o minúscula si es agujero o flecha correspondientemente y por último la calidad. He aquí algunos ejemplos:

Para agujeros: 38H7, 100V16, 93M8.

Para flechas: 400j2, 66p5, 80s10

Observemos que si manejamos 18 calidades y 28 posiciones nos da como resultado 504 combinaciones posibles.

III.8 AJUSTES en un ensamble FLECHA- AGUJERO.

La ISO instruye que la forma de indicar un ensamble flecha-agujero es en el siguiente orden: primero la medida nominal, la posición en base a agujero o en base a la flecha, y la calidad en base a flecha o agujero, según corresponda.

Ejemplo base agujero:

50H5/g4

Ejemplo base flecha:

75U7/h7

III.8.1 CLASIFICACIÓN DE LOS LÍMITES Y AJUSTES MÁS USADOS.

Como anteriormente se resaltó, entre calidades más posiciones tenemos 504 combinaciones posibles, pero no todas tienen su uso común en los ensambles.

Por esta razón ISO creó una clasificación y tablas complementarias llamadas "**Límites y ajustes preferidos**" (*Preferred Metric Limits and Fits*). Estas clasificaciones (véase Anexo C) facilitan mucho el trabajo de calcular el ajuste entre piezas, ya que indican las combinaciones de tolerancia masa-eje de mayor uso y recomendadas. Estas clasificaciones están basadas en las calidades y las posiciones muy cercanas a la medida nominal y que son de mayor aplicación y uso, además de que se utilizan los criterios analizados anteriormente con respecto al tipo de ajuste, es decir los libres, transición e

interferencia. El diseño de las probetas para nuestro experimento fue elaborado bajo las características de la clasificación FN en la clase FN5, es decir los ajustes muy forzados, debido a que las dimensiones de las tolerancias de esta clase, para las probetas, son factibles de ser medidas con la resolución de los instrumentos de medición en nuestro poder para poder ser fabricadas. Más adelante ampliaremos nuestra justificación.

III.9 TEORÍA DE CILINDROS DE PARED GRUESA. ECUACIÓN DE LAMÉ.

¿Qué se considera un cilindro de pared gruesa?

Se debe hacer una distinción entre los cilindros de pared delgada y los cilindros de pared gruesa. Cuando el diámetro interior de un cilindro d_i (Fig. 3.17) es 40 veces más grande que el espesor de su pared t_h , se puede usar con seguridad el análisis de pared delgada. Para razones más pequeñas de los diámetros interiores de los cilindros con el espesor, se debe usar el análisis de pared gruesa. Expresando matemáticamente lo anterior se obtiene:

$d_i/t_h > 40$ cilindro de pared delgada.

$d_i/t_h < 40$ cilindro de pared gruesa.

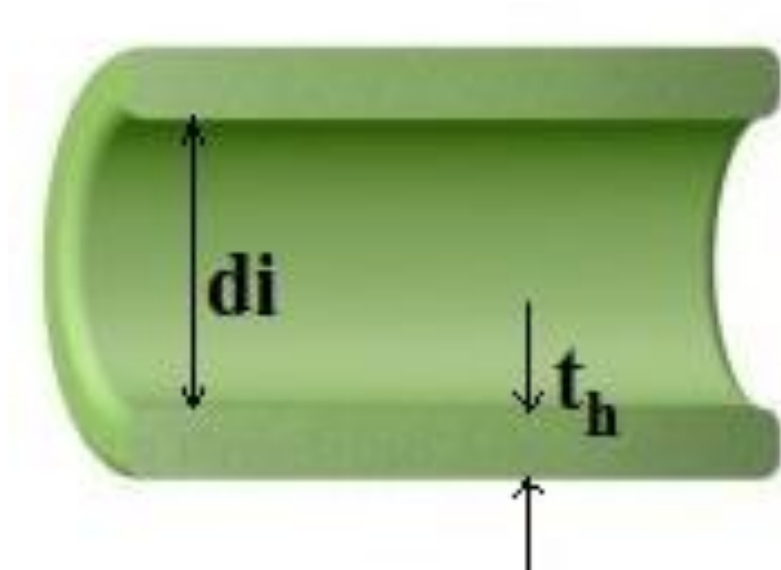


Figura 3.17 Cilindro de pared gruesa.

Ecuaciones de Lamé.

La figura 3.18, muestra el diagrama de la sección transversal circular con espesor de pared e de un cilindro presurizado tanto interna p_i , como externamente p_o .

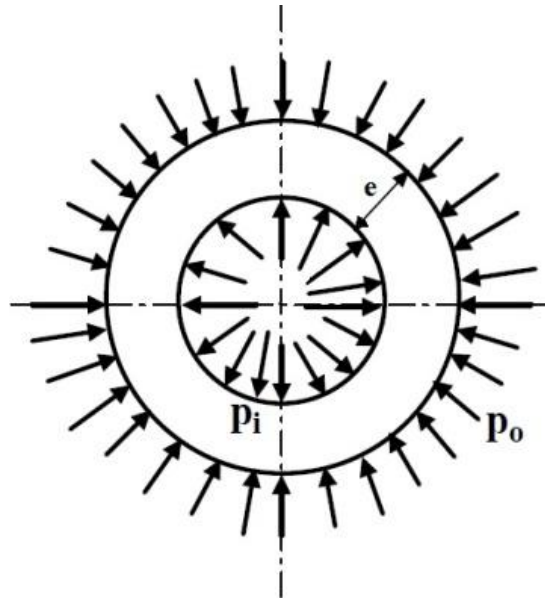


Figura 3.18 Cilindro presurizado externa e internamente [11]

El someter a un cilindro a una presión interna, externa o las dos se generan dos tipos de esfuerzos. Estos esfuerzos se ven representados en la figura 3.19.

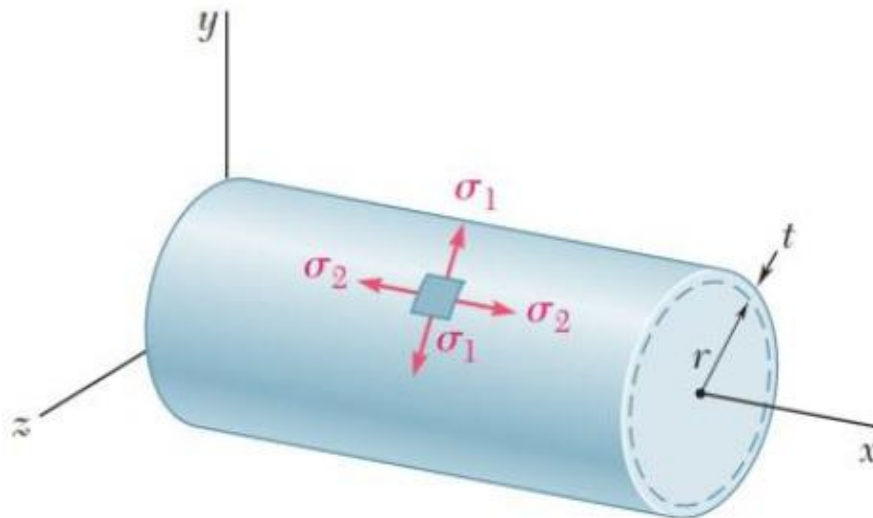


Figura 3.19 Esfuerzos en un cilindro [9]

El esfuerzo representado por σ_1 provocaría que el cilindro tuviera una fractura en la dirección x , como la que se muestra en la figura 3.20.



Figura 3.20 Fractura provocada por σ_1

El esfuerzo representado por σ_2 provocaría una fractura alrededor del eje x , como se muestra en la figura 3.21.

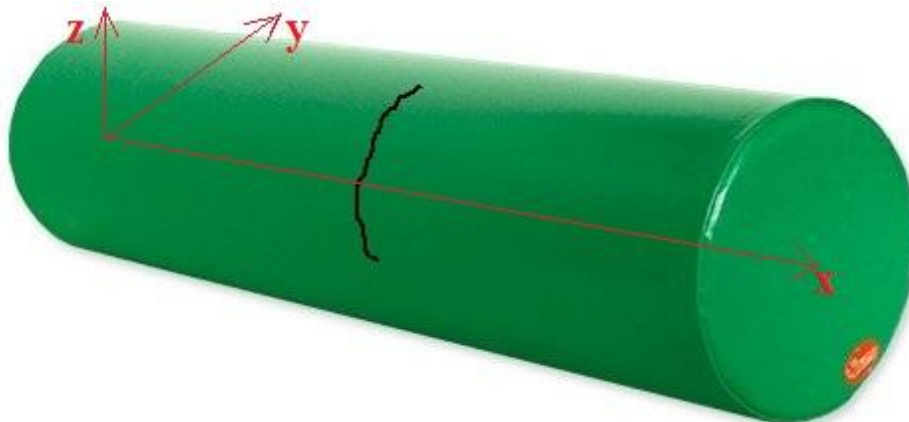


Figura 3.21 Fractura provocada por σ_2

El matemático francés Gabriel Lamé (1795-1870) definió los esfuerzos involucrados en cilindros presurizados interna y externamente así como las ecuaciones involucradas.

El esfuerzo que anteriormente representamos por σ_1 , es definido por Lamé como esfuerzo circunferencial o de aro σ_θ . Al representado por σ_2 es definido como esfuerzo axial σ_z . La figura 3.22 muestra las coordenadas r , θ y z del cilindro.

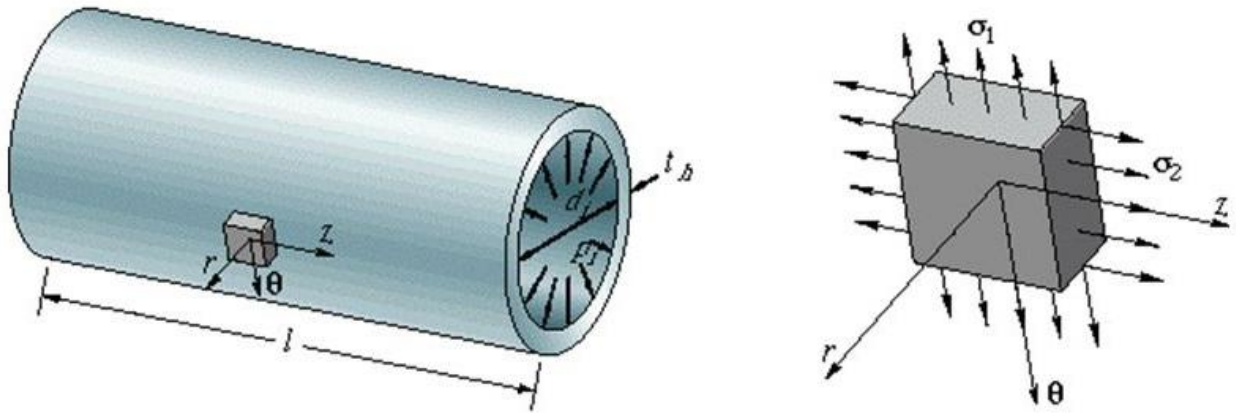


Figura 3.22 Dirección de los esfuerzos [5]

El esfuerzo radial σ_r , en dirección r , provoca fracturas internas en la pared (figura 3.23 y 3.24).

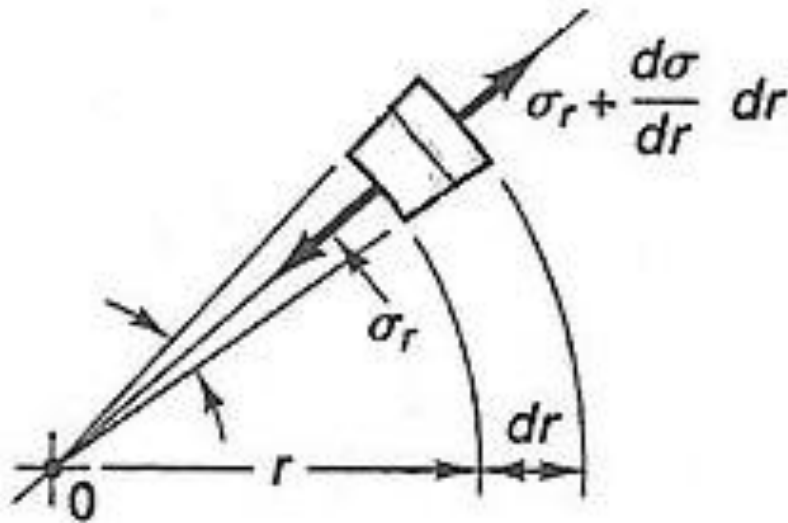


Figura 3.23 Elemento diferencia mostrando esfuerzo radial [11]

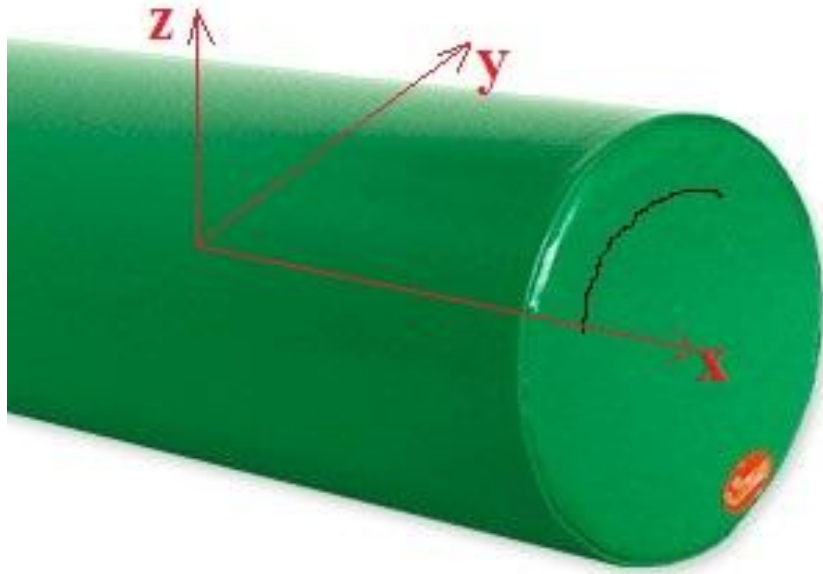


Figura 3.24 Fractura por esfuerzo radial

En las figuras 3.25 y 3.26 se muestra un cilindro de pared gruesa cargado radialmente, sujeto a una presión interna p_i y a una presión externa p_o . Como el cuerpo y la carga son simétricos con respecto al eje, no se presentan esfuerzos cortantes en las direcciones circunferencial y radial, y sólo actúan sobre el elemento los esfuerzos normales σ_θ y σ_r .

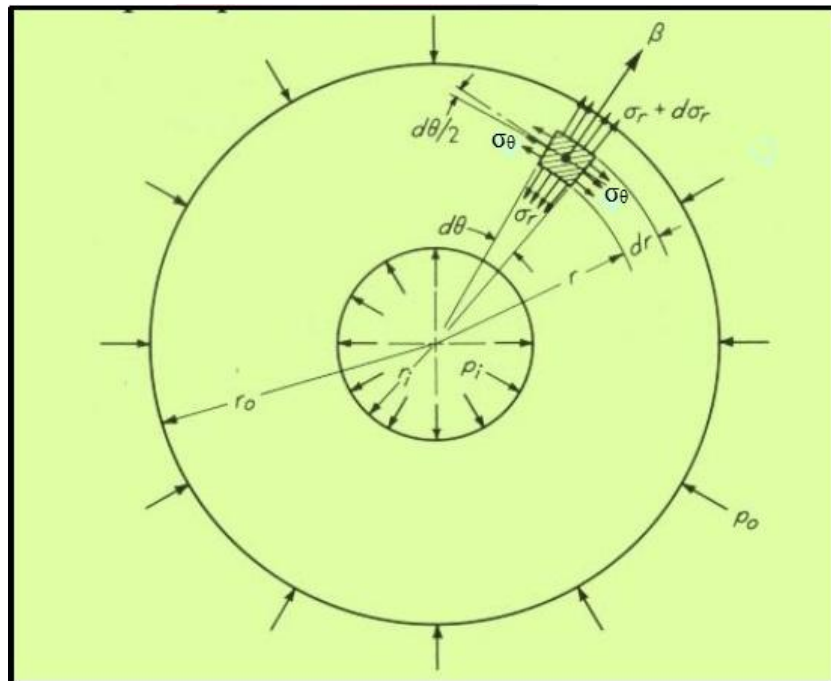


Figura 3.25 Cilindro presurizado mostrando un elemento diferencial [11].

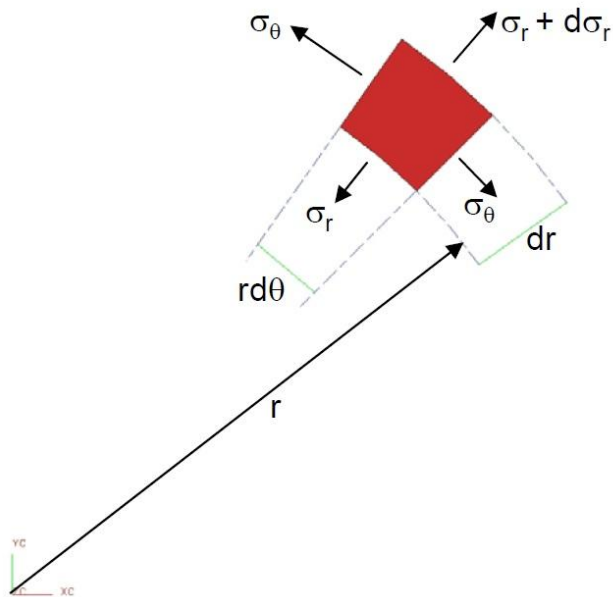


Figura 3.26 Elemento diferencial sometido a esfuerzo radial y de aro [11].

Las condiciones de frontera para cilindros de pared gruesa presurizados interna y externamente son [11]:

- 1.- $\sigma_r = -p_i$ en $r = r_i$, r_i es el radio interno del cilindro.
- 2.- $\sigma_r = -p_0$ en $r = r_0$, r_0 es el radio externo del cilindro.

Las ecuaciones obtenidas, después del análisis matemático son:

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2 - p_0 r_0^2 + (p_0 - p_i) \left(\frac{r_0 r_i}{r}\right)^2}{r_0^2 - r_i^2} \dots\dots\dots \text{Ecuación L1}$$

$$\sigma_\theta = \frac{p_i r_i^2 - p_0 r_0^2 - (p_0 - p_i) \left(\frac{r_0 r_i}{r}\right)^2}{r_0^2 - r_i^2} \dots\dots\dots \text{Ecuación L2}$$

Las ecuaciones L1 y L2 son las ecuaciones de Lamé para el cálculo de esfuerzos en cilindros de pared gruesa.

Para cilindros presurizados sólo internamente las ecuaciones de Lamé quedan de la siguiente manera:

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2 \left(1 - \frac{r_0^2}{r^2}\right)}{r_0^2 - r_i^2} \dots\dots\dots \text{Ecuación M1}$$

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2 (1 + \frac{r_0^2}{r^2})}{r_0^2 - r_i^2} \dots\dots\dots \text{Ecuación M2}$$

Para cilindros presurizados sólo externamente las ecuaciones de Lamé quedan como sigue:

$$\sigma_r = \frac{p_0 r_0^2}{r_0^2 - r_i^2} (\frac{r_i^2}{r^2} - 1) \dots\dots\dots \text{Ecuación Q1}$$

$$\sigma_r = -\frac{p_0 r_0^2}{r_0^2 - r_i^2} (\frac{r_i^2}{r^2} + 1) \dots\dots\dots \text{Ecuación Q2}$$

III.10 AJUSTES POR INTERFERENCIA.

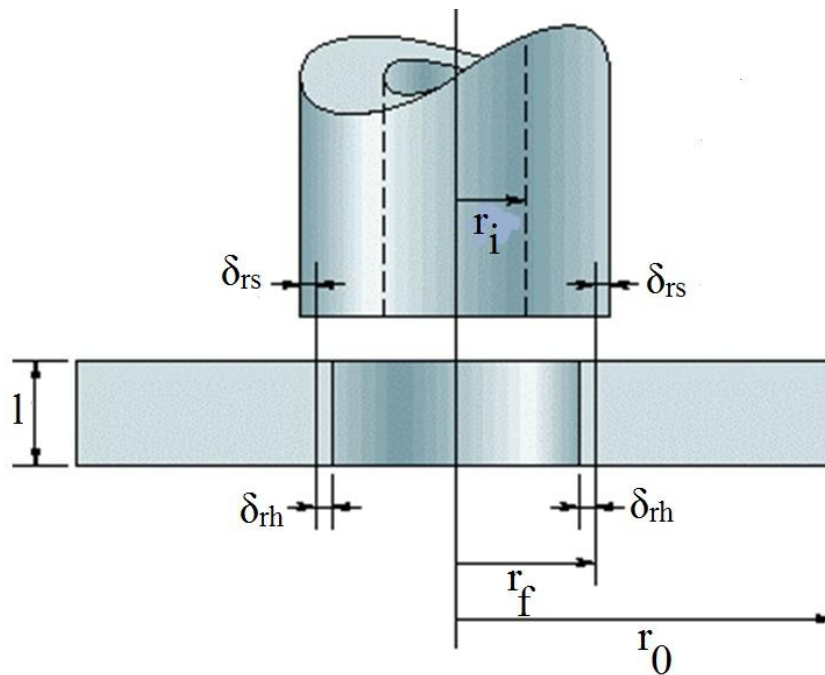


Figura 3.27 [11].

En un ajuste a presión, la presión p_f (el subfijo viene de la palabra ensamble en inglés, *fit*) es causada por la interferencia entre eje (*shaft*) y la masa o agujero (*hole*). Anteriormente se describieron las dimensiones del eje y la masa en términos de tolerancia, la cual resulta de un ajuste específico. Ahora nos enfocaremos en el esfuerzo y la

deformación unitaria que se encuentran en los ajustes a presión, y en el uso de las ecuaciones que se revisaron en los cilindros de pared gruesa.

En la figura 3.27 se presenta una vista lateral de la interferencia de un ajuste a presión. Existe un desplazamiento radial de la masa δ_{rh} y un desplazamiento radial del eje δ_{rs} . En la figura 3.28 se muestra la vista frontal de un ajuste por interferencia. En ella se muestran los cilindros ensamblados con un ajuste por interferencia; en las figuras 3.29 y 3.30 se muestran los cilindros desensamblados y las dimensiones de cada uno, se observa la presión de interferencia de los dos elementos, siendo externa para el eje o flecha e interna para la masa.

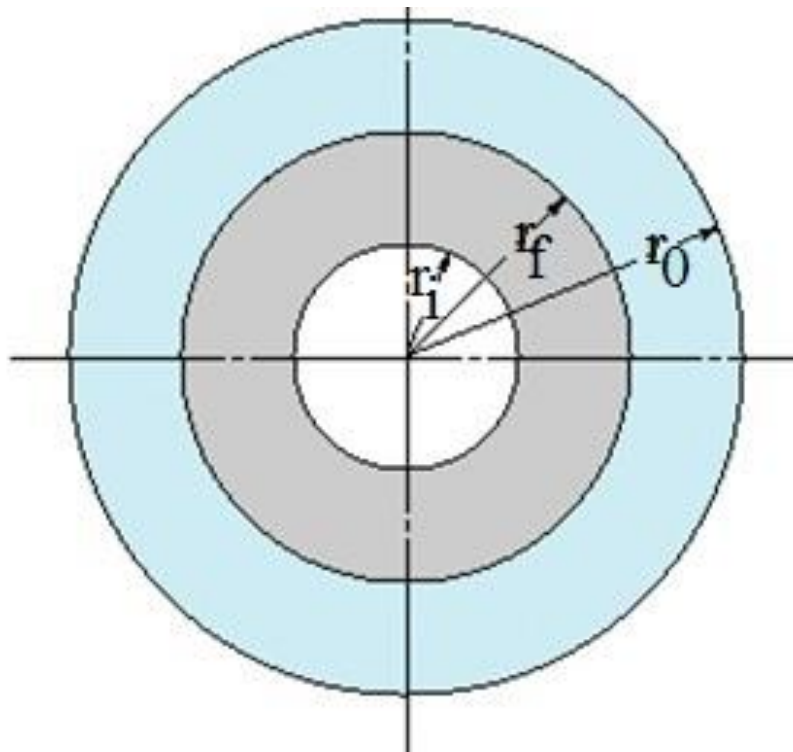


Figura 3.28 Radios del cilindro [11]

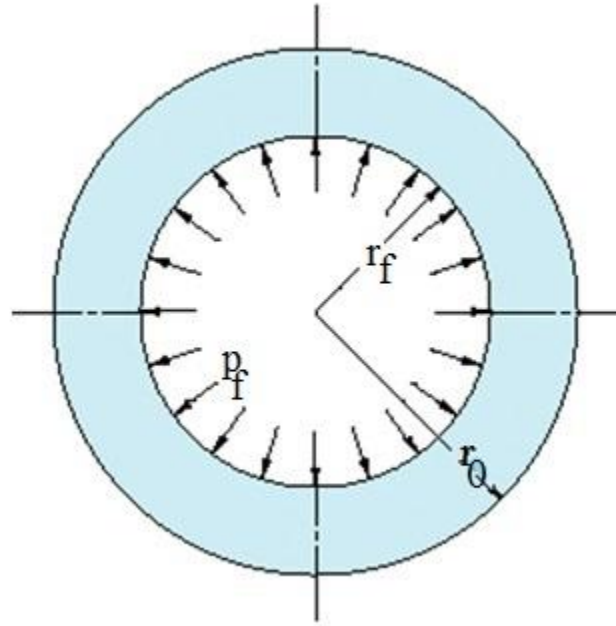


Figura 3.29 Cilindro presurizado internamente [11]

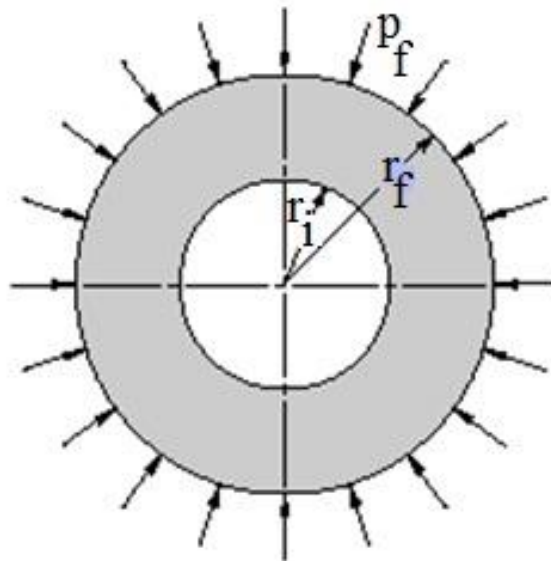


Figura 3.30 Cilindro presurizado externamente [11]

El eje se muestra con hueco para mostrar el caso más general, pero puede ser sólido, es decir que el $r_i=0$.

III.10.1 MASA.

El desplazamiento de la masa está definido por la siguiente ecuación:

$$\delta_{rh} = \frac{r_f}{E_h} (\sigma_\theta - \nu_h \sigma_r) \dots \text{Ecuación R1}$$

Donde:

E_h = módulo de elasticidad del material de la masa, en pascales Pa.

ν_h = razón de Poisson del material de la masa.

Obtenemos las ecuaciones de Lamé para los esfuerzos radial y circunferencial para cilindros de pared gruesa presurizados internamente, hacemos $p_i=p_f$, $r=r_f$, $r_i=r_f$, sustituimos en las ecuaciones M1 y M2 obtenemos:

$$\sigma_r = -p_f \dots \text{Ecuación R2}$$

$$\sigma_\theta = \frac{p_f(r_0^2+r_f^2)}{r_0^2-r_f^2} \dots \text{Ecuación R3}$$

Y sustituyendo las ecuaciones R2 y R3 en la ecuación R1 obtenemos una expresión para el desplazamiento radial de la masa:

$$\delta_{rh} = \frac{r_f p_f}{E_h} \left(\frac{r_0^2+r_f^2}{r_0^2-r_f^2} + \nu_h \right) \dots \text{Ecuación R4}$$

III.10.2 EJE.

La expresión para el desplazamiento del eje es:

$$\delta_{rs} = \frac{r_f}{E_s} (\sigma_\theta - \nu_s \sigma_r) \dots \text{Ecuación R5}$$

Donde:

E_s = módulo de elasticidad del material del eje, en pascales Pa

ν_s = razón de Poisson del material del eje.

Obtenemos las ecuaciones de Lamé para los esfuerzos radial y circunferencial para cilindros de pared gruesa presurizados internamente, hacemos $p_0=p_f$, $r=r_f$, $r_0=r_f$, sustituimos en las ecuaciones M1 y M2 obtenemos:

$$\sigma_r = -p_f \dots\dots \text{Ecuación R6}$$

$$\sigma_\theta = -\frac{p_f(r_f^2+r_i^2)}{r_f^2-r_i^2} \dots\dots\dots \text{Ecuación R7}$$

Y sustituyendo las ecuaciones R6 y R7 en la ecuación R5 obtenemos una expresión para el desplazamiento radial del eje:

$$\delta_{rs} = -\frac{r_f p_f}{E_s} \left(\frac{r_0^2+r_f^2}{r_0^2-r_f^2} + \nu_s \right) \dots\dots \text{Ecuación R8}$$

III.10.3 Presión de interferencia.

El desplazamiento radial total se muestra en la figura 3.27. Véase que la deflexión hacia afuera (expandiendo el diámetro interior de la masa) es positiva y que la deflexión hacia adentro (reduciendo el diámetro exterior del eje) es negativa en signo. De esta forma la interferencia radial total es:

$$\delta_r = \delta_{rh} - \delta_{rs} \dots\dots \text{Ecuación R9}$$

Además para simplificar más la ecuación vamos a suponer que el eje y la masa son del mismo material es decir $E = E_s = E_h$ y $\nu = \nu_s = \nu_h$, además si el eje es sólido en vez de hueco $r_i = 0$, la ecuación R9 dará como resultado:

$$\delta_r = \frac{2r_f p_f r_0^2}{E(r_0^2-r_f^2)} \dots\dots\dots \text{Ecuación R10}$$

Si se conoce la interferencia, el tipo de material y las dimensiones, de la ecuación R10 podemos despejar p_f para así obtener la presión de interferencia.

$$p_f = \frac{\delta_r E (r_0^2 - r_f^2)}{2r_f r_0^2} \dots\dots \text{Ecuación R10a}$$

III.10.4 Fuerza de interferencia.

La figura 3.31 muestra un eje empujado por una fuerza $P_{\text{máx}}$, para realizar el ensamble en la masa.

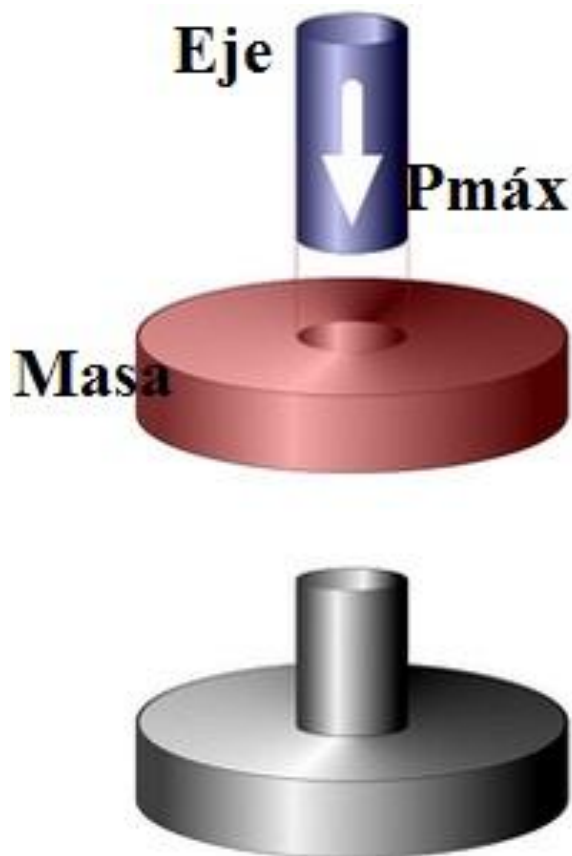


Figura 3.31 Dirección del acoplamiento

La fuerza o carga máxima axial $P_{máx}$ para ensamblar o desensamblar un ajuste por interferencia está en función del espesor de la masa, la longitud de contacto, la interferencia y el coeficiente de fricción.

$$P_{máx} = p_f \mu A \dots\dots\dots \text{Ecuación 11}$$

Dentro del área A está incluida el espesor de la masa y la longitud de contacto para así obtener el área de contacto, es decir $A=2\pi r_f l$. Sustituyendo el valor del área en la ecuación 11:

$$P_{máx} = 2p_f \mu \pi r_f l \dots\dots\dots \text{Ecuación 11a}$$

CAPÍTULO IV. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.

CAPÍTULO IV. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.

IV.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

En la **mediana y pequeña** industria dedicada a la manufactura de elementos mecánicos y piezas mecánicas no es común el manejo del término TOLERANCIA estrictamente hablando, siendo éste de vital importancia sobre todo en piezas que serán ensambladas. En el lenguaje común es cotidiano que el cliente que manda hacer una pieza mecánica o varias que servirán en un ensamble use términos como "apretadito", "ajustadito" o "flojito", dando a entender de una manera implícita que el criterio de huelgo o ajuste será a consideración del fabricante basado en su experiencia laboral.

A nivel personal comentaré que me he enfrentado a lo largo de mi vida laboral a estos casos en diversas ocasiones. Describiré el modo de solución que he ocupado y he visto que se ocupa en la mayoría de los talleres de maquinado que he conocido en el área de maquinado.

Existe una **regla empírica**, a la que llamaré "**Regla de la milésima por pulgada**" (**RMP**), que usan los técnicos de taller de maquinado que consiste en que, ya sea para ajuste de deslizamiento o interferencia, asignarle una milésima de pulgada (0.001") por cada pulgada medida en el diámetro nominal. Para un ajuste por interferencia sería que, si el ajuste masa-eje tiene una medida nominal de 6.000" primero se maquina el diámetro interior de la masa, se toma la medida que presumiblemente debe tener las 6.000" o cercana de la medida, y al eje, de acuerdo con la regla empírica se le aumentarán al diámetro 0.006". Por ejemplo si el diámetro interior de la masa queda, después del maquinado, de 6.003" el eje deberá ser 6.009".

Pero ahí no acaba el problema, después entra otro factor que es el de "incertidumbre" o "desconfianza". ¿Por qué? Debido a que esta RMP transmitida de boca en boca, como consejo compartido entre los técnicos encargados del maquinado, es eso: sólo UN CONSEJO, siempre existirá la duda o la desconfianza de que este ajuste masa-eje pudiera desensamblarse bajo las condiciones de trabajo.

Entonces ahí entra otro factor, el de la experiencia laboral del técnico. Éste al observar las piezas involucradas y, a veces, tener conocimiento de la acción que realizan, decide si le da un poco más o un poco menos de medida a los elementos del ensamble.

IV.2 OBJETIVO

Comprobar experimentalmente que un acoplamiento masa-eje ensamblado por interferencia y que, además, esta interferencia haya sido calculada correctamente usando las tablas de ajustes y tolerancias recomendadas por ISO para ajustes forzados, resistirá una carga axial, calculada bajo el formalismo de Lamé, sin desacoplarse.

IV.3 JUSTIFICACIÓN

La aplicación de los criterios sobre tolerancias y ajustes es de la vida cotidiana en la gran industria manufacturera, no siendo así en la pequeña y mediana. Lo anterior debido al desconocimiento del manejo de las tablas de ajustes y tolerancias, así como de sus criterios de aplicación. Este desconocimiento con base en que no siempre la información está a primera mano, está difusa o el entendimiento de la metodología es nulo.

Recabar información sobre las instituciones involucradas en la elaboración de las tablas que contienen las tolerancias usadas en los ajustes y tolerancias, ya que al revisar la bibliografía que contiene estas tablas, da la impresión que provienen de diferentes instituciones y que cada institución tiene sus propios criterios.

Los ajustes por interferencia están tipificados bajo las normas de ISO plasmadas en tablas para su uso. La fuerza de desensamble de este tipo de ajustes, que está en función de la interferencia, puede ser calculada por medio de las fórmulas de Lamé.

IV.4 ALCANCES

Este trabajo de tesis pretende:

- Reconocer a ISO como la institución reguladora de los estándares manejados en las tablas de ajustes y tolerancias.
- Enseñar la secuencia de cálculos para obtener la interferencia idónea en los elementos de un ajuste masa-eje por medio de las tablas de ISO.
- Enseñar la secuencia de cálculos para obtener la fuerza que deberá aplicarse a un ensamble por interferencia para desacoplarlo.
- Calcular la fuerza teórica para ser comparada con la experimental.
- Diseñar el experimento así como la metodología para realizarlo.
- Diseñar y fabricar las probetas y los componentes necesarios para realizar el experimento.

- Obtener la fuerza experimental en la máquina de ensayo de tensión-compresión.
- Comparar los datos teóricos con los experimentales.

IV.5 LIMITACIONES.

Con las fórmulas de Lamé podemos obtener la fuerza axial de desensamble de una unión por interferencia y también el torque al cual el ensamble masa-eje se girará. Nosotros nos ocuparemos únicamente de la fuerza de desensamble.

CAPÍTULO V. METODOLOGÍA

CAPÍTULO V. METODOLOGÍA

La figura 5.1 presenta la metodología utilizada para el experimento, es de resaltarse que antes de definir el experimento es necesario entender el uso de las tablas de tolerancias y ajustes de ISO.

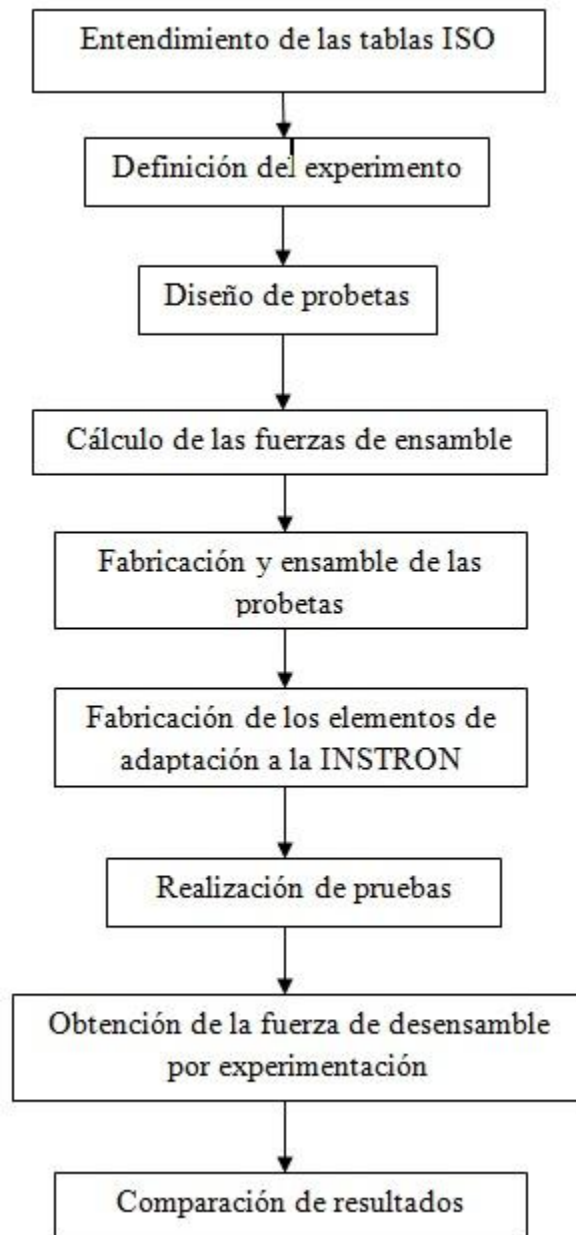


Figura 5.1 Metodología utilizada.

V.1 DEFINICIÓN DEL EXPERIMENTO.

V.1.1 OBJETIVO.

El objetivo de este experimento es poder obtener los valores experimentales de la carga o fuerza axial de desacoplamiento de un ensamble masa-eje para compararlos con el teórico calculado con las fórmulas de Lamé.

V.1.2 ALCANCES.

Al comparar los resultados teóricos con los prácticos, saber si la aplicación conjunta de las tablas de tolerancias y ajustes con los formalismos de Lamé es confiable.

V.1.3 DISEÑO DE LAS PROBETAS.

Se fabricaron juegos de probetas, compuestos de una masa y un eje. Se ensamblaron por el método de expansión y contracción térmica, después se realizó el proceso de desensamble aplicando una fuerza por medio de la máquina de ensayos marca INSTRON, que se encuentra en el laboratorio de mecánica de materiales del Centro de Ingeniería Avanzada de la Facultad de Ingeniería de la UNAM.

V.1.4 JUSTIFICACIÓN DE LAS DIMENSIONES DE LAS PROBETAS

Se seleccionó acero 1018 *cold rolled* (CR) ya que su módulo de elasticidad E , que es usado en la fórmula de Lamé, no tiene mucha diferencia con otros aceros considerados más resistentes a la tensión. El acero 1018 tiene una $E = 205 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$, comparado con un acero 9840 con una $E = 210 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$. La diferencia entre módulos es pequeña, pero en precio, el acero 9840 puede duplicar el precio del 1018. El acero 1018 además de no presentar problemas para conseguirse, es más barato y fácil de maquinar.

Las dimensiones involucradas para la fabricación de las masas son: diámetro exterior, diámetro interior, y largo. Para el diámetro exterior se seleccionó 50mm ya que en los comercios venden el acero en diámetros de 2.000", que son 50.8mm, esta medida deja 0.8mm para maquinado. El diámetro interior se seleccionó de 25mm ya que es una medida que nos resuelve dos problemas. El primero, que es relativamente fácil encontrar la herramienta (rima) de la medida que nos dará el acabado en el diámetro interior; el segundo que esta medida nos permite adquirir con facilidad el material para fabricar el eje, ya que en el comercio se consigue flecha de acero de 1.125" (1 $\frac{1}{8}$ "), que son 28.575mm, y deja un

buen rango para maquinar y dar la medida cercana a los 25mm. El ancho de 15mm nos permite que la fuerza de desensamble no exceda las 15 toneladas que como máximo da la máquina de ensayo.

Las dimensiones del eje son diámetro exterior y largo. Arriba se explicó porque se optó por los 25mm, el largo se seleccionó de 46mm que es el triple del largo de la superficie de contacto (ancho) de la masa, este largo nos permite que el perno deslice sin desacoplarse de la masa, el deslizamiento se programó de 10mm en la máquina de ensayo.

La tolerancia seleccionada para nuestro ajuste será la que nos da la mayor interferencia para estas dimensiones, la H8/x7, que es FN5 en ajustes forzados. Al usar ésta que es la mayor de las interferencias nos permite poder dar las medidas finas con los instrumentos de medición que tenemos a la mano, es decir que la resolución de nuestros aparatos de medición es suficiente para dar el acabado.

Primeramente se calcularán las tolerancias con base en el agujero de la clase H8/x7, para 25mm. Es decir que nuestro código de fabricación es 25H8/x7.

Usando el prontuario de ajustes y tolerancias [12], en la página 29, el diámetro de 25mm se encuentra en el rango de 18 a 30mm, para la calidad IT8 nos marca que es de $33 \times 10^{-6} \text{m}$, es decir 33 milésimas de milímetro. Para IT7 nos marca $21 \times 10^{-6} \text{m}$, es decir 21 milésimas de milímetro.

Ahora calculemos la posición H y x.

Todos los cálculos están basados en la metodología explicada con anterioridad en la página 30 de esta tesis.

Para el agujero tenemos la calidad IT8 = $33 \times 10^{-6} \text{m}$, el manual indica que para agujeros $D_i=0$ y $d_s=0.000033 \text{m}=0.033 \text{mm}$ por lo tanto para nuestra masa la tolerancia queda como sigue:

$$D_{\text{masa}} = 25^{+0.033}_{+0.000}$$

Para el eje tenemos la calidad IT7 = $21 \times 10^{-6} \text{m}$. Tenemos que:

$$d_i = IT7 + 1.6D$$

Sustituyendo obtenemos que:

$$d_i = 21\mu\text{m} + 1.6(25\text{mm})$$
$$d_i = 61\mu\text{m}$$

$$d_s = 21\mu\text{m} + 61\mu\text{m}$$
$$d_s = 82\mu\text{m}$$

Es decir que para el eje tendremos:

$$D_{\text{eje}} = 25^{+0.061}_{+0.082}$$

En la figura 5.2 está el diagrama de la masa y el eje ensamblados donde se indica el diámetro del eje (d) y el diámetro de la masa (D). En el anexo C se encuentran los planos de las probetas, tanto eje como masa.

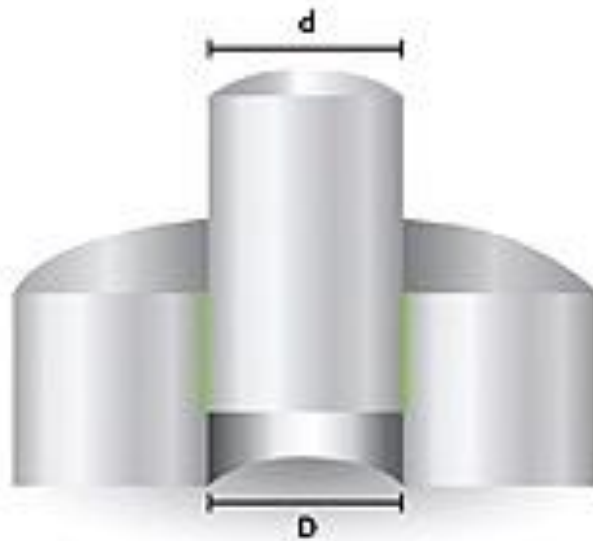


Figura 5.2 Ensamble masa-eje

En las figuras 5.3, 5.4 y 5.5 se muestra el diseño final del eje, la masa y el ensamble final correspondientemente, los planos con los detalles y acotaciones están en el anexo C.



Figura 5.3 Eje

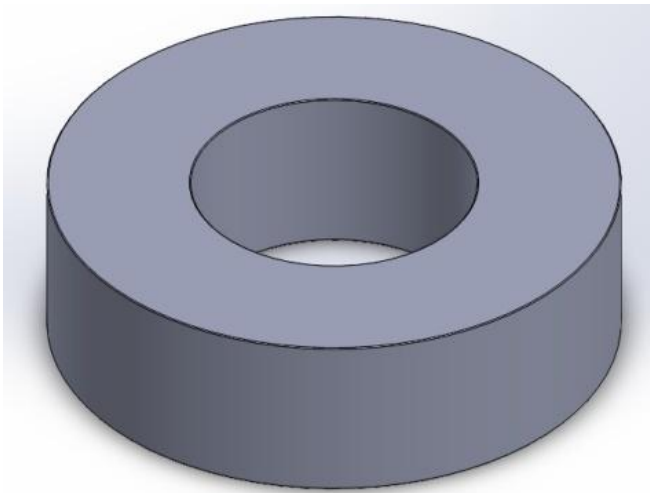


Figura 5.4 Masa

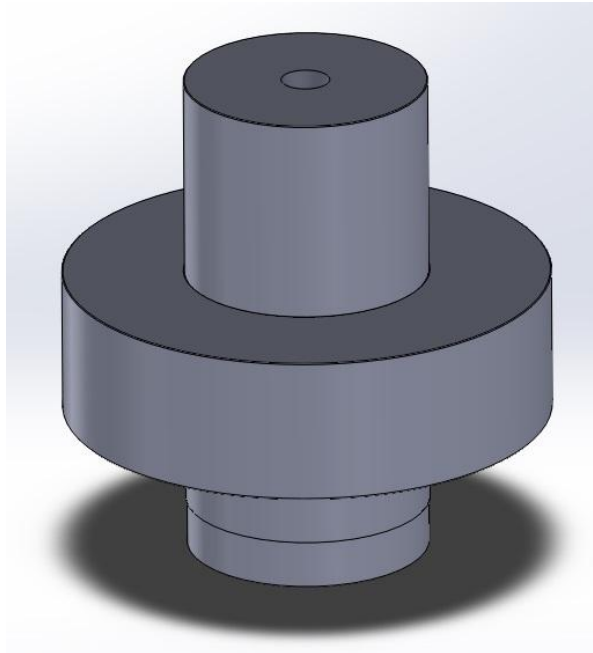


Figura 5.5 Ensamble masa-eje

V.2 CÁLCULO DE LA FUERZA DE DESENSAMBLE.

Se utilizarán las ecuaciones 10 y 11 para obtener la fuerza de empuje necesaria para desensamblar la flecha de la masa.

Primero calcularemos la presión de interferencia usando la ecuación 10a:

$$p_f = \frac{\delta_r E (r_o^2 - r_f^2)}{2r_f r_o^2} \dots \text{Ecuación 10a}$$

Para nuestros cálculos usaremos la interferencia máxima, que es el valor mayor de la flecha menos el valor menor de la masa. Esto es $25.082 - 25.000 = 0.082\text{mm}$. Por asuntos de resolución en nuestros calibradores Vernier usaremos 0.08mm

Sustituimos los siguientes valores:

$E = 205 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$ para el acero tipo 1018CR (De tablas [5])

$r_o = 25\text{mm}$, $r_f = 12.5\text{mm}$, $\delta_r = 0.08\text{mm}$

Sustituyendo los valores en la ecuación 10a resulta:

$$p_f = 492 \text{ N/mm}^2$$

Ahora para obtener la fuerza de desensamble ocupamos la ecuación 11a:

$$P_{\text{máx}} = 2p_f \mu \pi r_f l \dots\dots\dots \text{Ecuación 11a}$$

En ella sustituimos los siguientes valores:

$\mu = 0.15$, este valor es el coeficiente de fricción acero-acero sacado de tablas.

$r_f = 12.5\text{mm}$, $l = 15\text{mm}$

Resultando:

$$P_{\text{máx}} = 86950 \text{ N} = 8863 \text{ kg}_f = 8.863 \text{ Ton}$$

El valor obtenido nos indica que para desensamblar nuestro acoplamiento masa-eje se deberá aplicar una carga axial de 8.863Ton, ahora deberemos realizar los ensayos correspondientes para verificar este resultado.

V.3 FABRICACIÓN Y ENSAMBLE DE LAS PROBETAS.

Para seleccionar el número de probetas que se fabricaron nos basamos en el Teorema del límite central (TLC) para modelos estadísticos, que en su esencia nos dice que si tomamos una muestra lo suficientemente grande la forma de la distribución será la normal. La referencia consultada indica que si el tamaño de la muestra n es mayor o igual a 30 es aceptable [22].

V.3.1 FABRICACIÓN DE LAS MASAS.

Se comenzó fabricando las masas, como indicó el TLC, se fabricaron 30 probetas y nuestro diseño utilizará el criterio base masa. Los procesos básicos de fabricación fueron torneado, taladrado y para asegurar que el diámetro interior y la rugosidad de la superficie interior de todas las masas será el mismo se utilizó rimado. La figura 5.6 muestra a) centrado, b) barrenado, c) careado y d)rimado correspondientemente del proceso de fabricación de las masas. La figura 5.6e muestra la masa final.

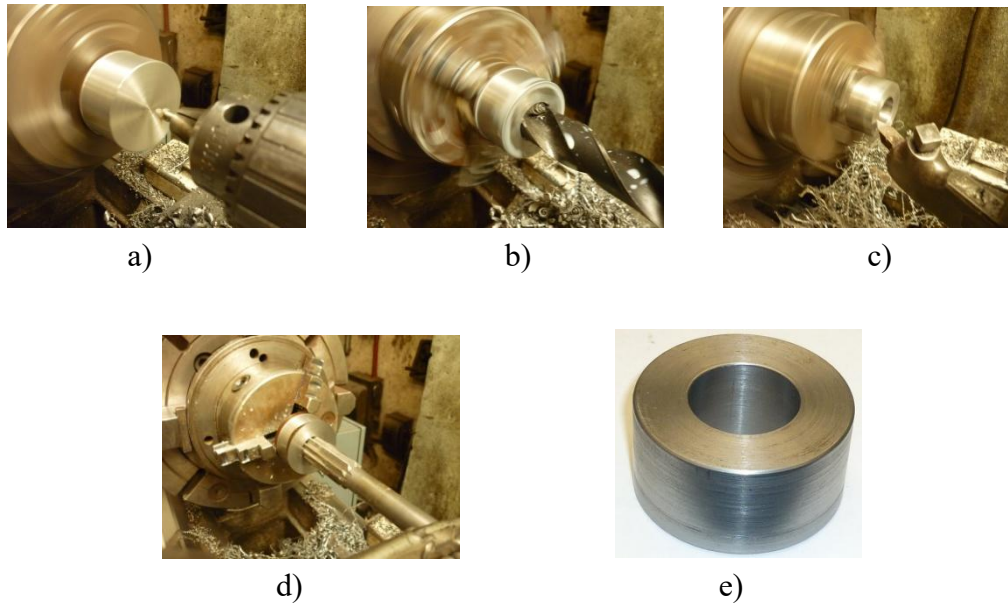


Fig. 5.6 a) Centrado, b) Barrenado, c) Careado, d) Rimado, e) masa final

V.3.2 FABRICACIÓN DE LOS EJES.

Para su fabricación el proceso básico fue torneado, Fig.5.7 a) Cilindrado y b) Medición con calibrador Vernier del diámetro, el acabado fue pulido acabado a espejo con lija del número 120, la figura 5.7c muestra el eje final.

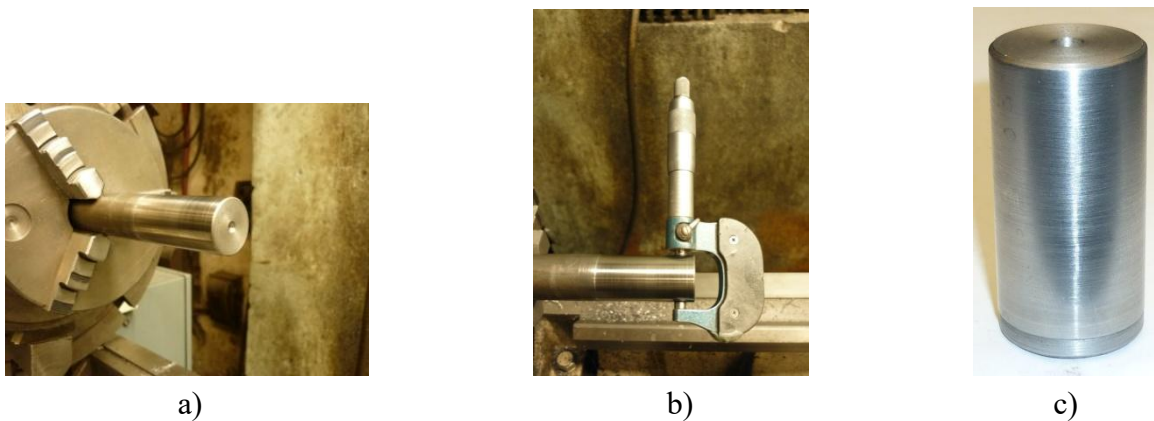


Figura 5.6. a) Cilindrado, b) Medición con calibrador Vernier, c) Eje final

V.3.3 ENSAMBLE DE LOS ELEMENTOS.

Se construyó un horno pequeño con ladrillo, como se muestra en la figura 5.8a y se calentaron las masas con un lanzallamas a una temperatura aproximada de 650°C; a esta

temperatura se llegaba observando el color que adquiría la masa, ya que como se sabe el acero cambia su color dependiendo la temperatura. Este color era cereza oscuro. El valor de la temperatura fue obtenida mediante la fórmula de dilatación [6]. Esta temperatura nos permite una dilatación en el diámetro interior de la masa de 0.164mm (0.0065") suficiente para que el eje deslice sin problemas dentro de ella. Llegando la temperatura deseada se ensamblaba el eje colocándolo verticalmente en el agujero de la masa y se soltaba.

Esperando un tiempo de aproximadamente 2 minutos la masa se había contraído lo suficiente como para haber ajustado al eje y sacar las piezas ensambladas del horno. La figura 5.8b muestra eje y masa ensamblados.



a)



b)

Figura 5.8. a) Calentando en el horno, b) Ensamble masa y eje.

V.4 REALIZACIÓN DE LAS PRUEBAS

El experimento se realizó en la máquina de ensayo de tensión-compresión INSTRON 4206 (Fig. 5.9) ubicada en el laboratorio de mecánica de materiales del Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica de la Facultad de Ingeniería de la UNAM. La figura 5.10 muestra la placa de especificaciones de la máquina de ensayo, donde se resalta que la capacidad máxima de la máquina es 150 KN, aproximadamente 15 toneladas.

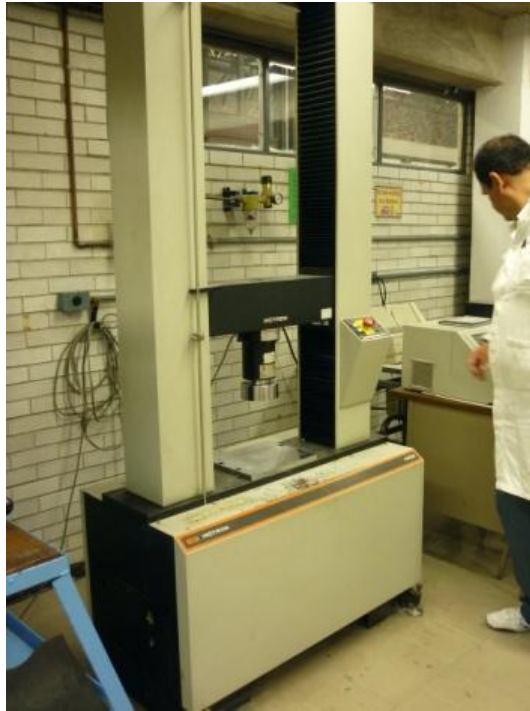


Figura 5.9 Máquina de ensayo tensión-compresión INSTRON



Figura 5.10 Especificaciones de la máquina de ensayo



Figura 5.11 Zona de prueba

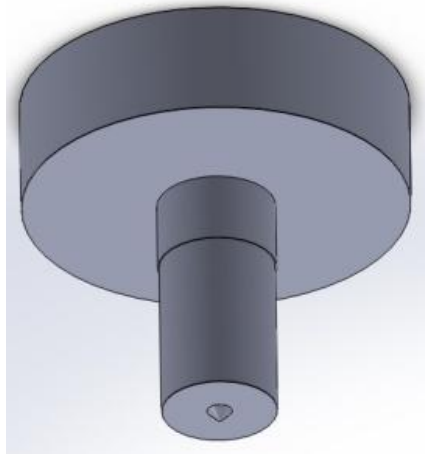
El experimento consiste en colocar la probeta en la zona de prueba de la máquina (fig.5.11) y aplicarle una carga de compresión. La máquina registrará el desplazamiento del cabezal y la carga aplicada. La gráfica obtenida es distancia contra carga.

Para colocar las probetas en la zona de prueba de la máquina de ensayo se construyeron tres elementos para evitar maltratar el cabezal de la máquina y al mismo tiempo asegurar que la carga aplicada fuese axial. Estos elementos fueron:

- Un punzón.
- Un cilindro soporte.
- Una placa sufridera.

V.4.1 DISEÑO DE LOS ELEMENTOS PARA ADAPTAR PROBETAS.

Las figuras 5.12, 5.13, 5.14 muestran el diseño que se realizó en computadora y los elementos finalmente fabricados. En el Anexo C se encuentran los planos.

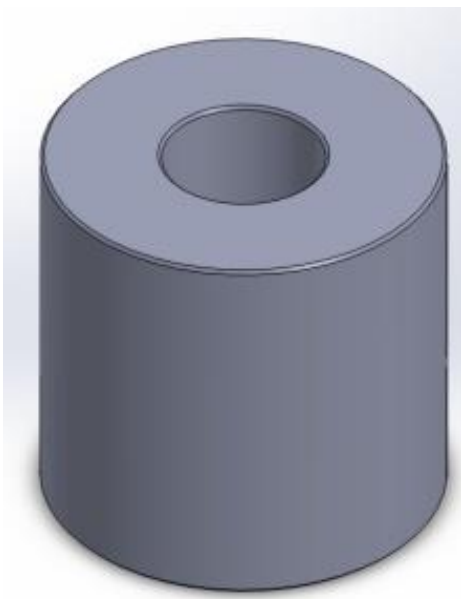


a)



b)

Figura 5.12 Perno embutidor. a) Dibujo b) Perno final

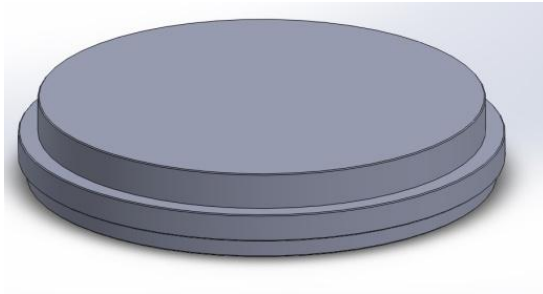


a)



b)

Figura 5.13 Cilindro soporte. a) Dibujo, b) Cilindro final



a)



b)

Figura 5.14 Placa sufridera. a) Dibujo b) Placa final

Se muestra el diagrama de cómo fueron colocadas las probetas junto con los elementos de adaptación (figura 5.15 y 5.16).

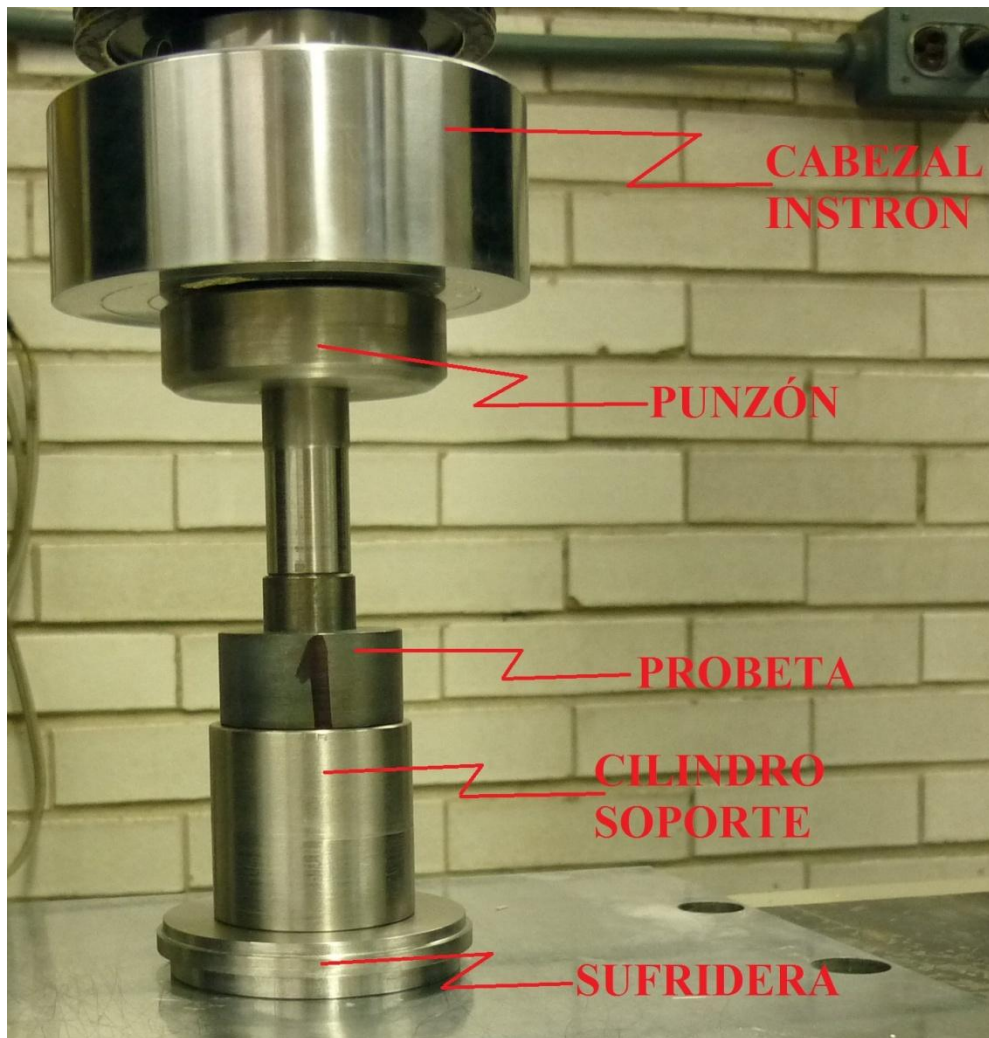


Figura 5.15 Disposición de los elementos



Figura 5.16 Vista de frente en la máquina.

La velocidad de bajada del cabezal de la máquina de ensayo y la longitud de recorrido del mismo se ajustó a 15mm/min y 10mm correspondientemente. Esta distancia es suficiente ya que el desensamble del acoplamiento se registra en los primeros milímetros del recorrido.

Como ya lo mencionamos en la sección V.3, se fabricaron 30 probetas masa-eje, se colocaron una por una las probetas para que la máquina les aplicara gradualmente la carga.

El dato que se espera obtener en las gráficas que entrega la máquina es la carga de desensamble. Es muy notorio cuando el desensamble sucede ya que el deslizamiento de súbito provoca un sonido parecido a una pequeña explosión similar a la que se escucha en las pruebas de tensión cuando las probetas de metales frágiles se fracturan.

CAPÍTULO VI. RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

CAPÍTULO VI. RESULTADOS

En la figura 6.1 se muestra la gráfica característica de una prueba de desplazamiento de superficies y se resalta el punto donde se vence a la carga o fuerza de ensamble por interferencia y comienza el deslizamiento, que también registra una fuerza pero menor. En tales pruebas se muestra cómo la carga aumenta, hasta antes que las superficies se deslicen, después baja esta carga mientras están en movimiento relativo una superficie con respecto a la otra. Esta es la gráfica que esperábamos obtener de nuestros experimentos.



Figura 6.1 Fuerza aplicada F (Ton) contra deslizamiento d (mm). [29]

La figura 6.2 muestra la gráfica obtenida de nuestro experimento, donde muestra los puntos importantes obtenidos. Nótese la similitud con la gráfica de la fig. 6.1

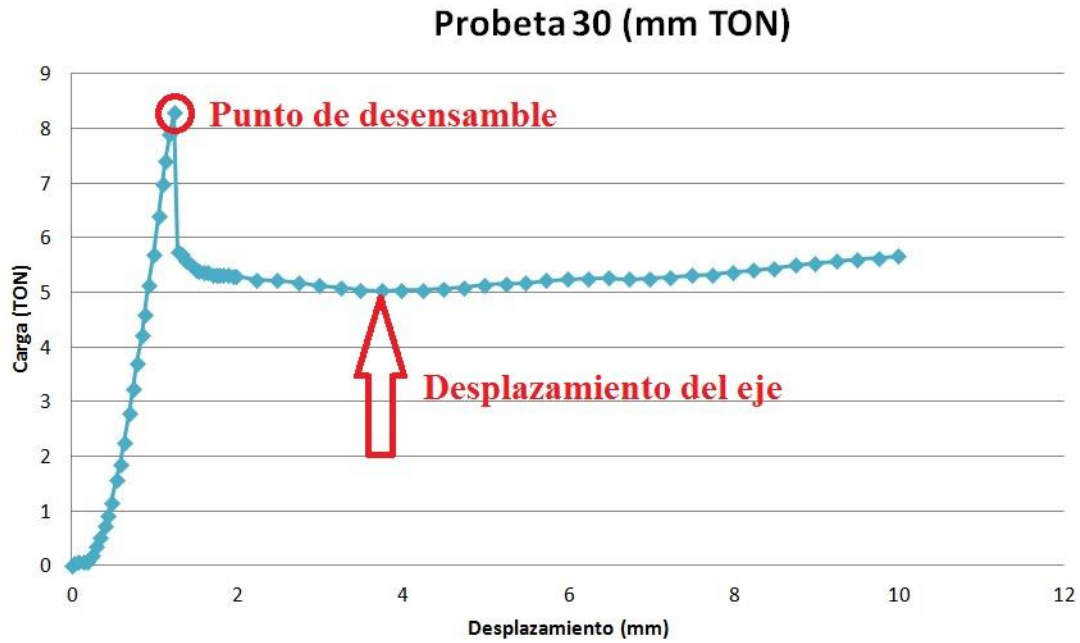


Figura 6.2 Gráfica de la probeta 30

Las figuras 6.3 a 6.8 muestran algunas de las gráficas obtenidas en el experimento.

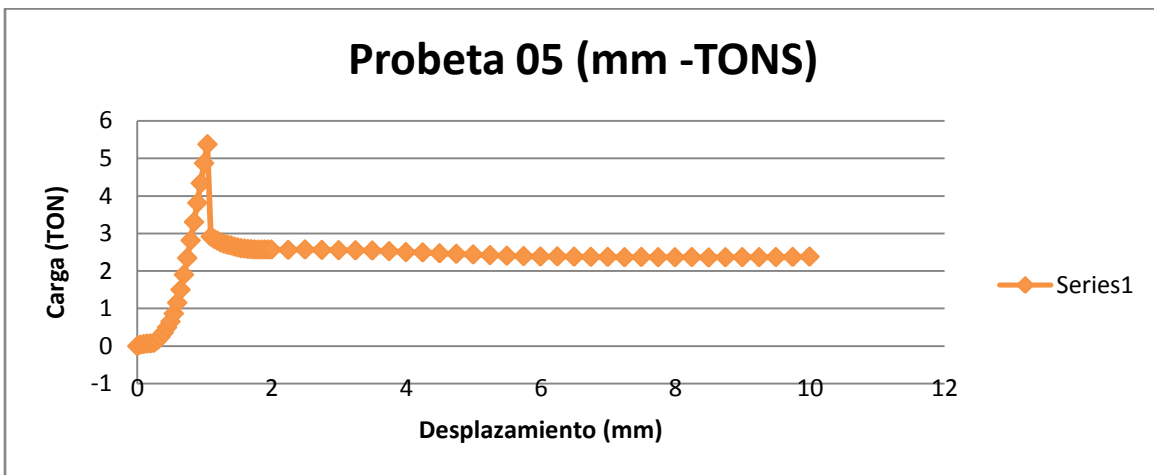


Figura 6.3 Gráfica de la probeta 05

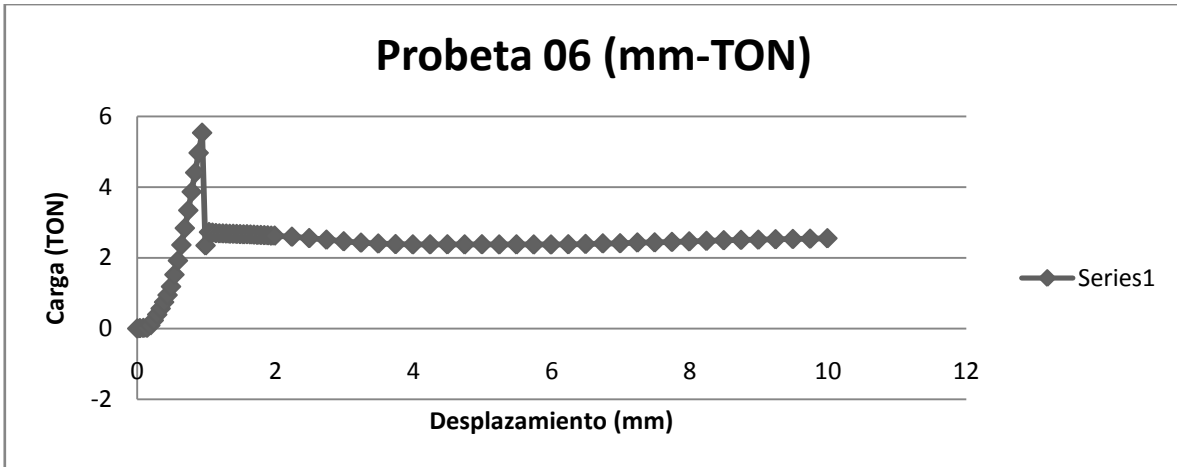


Figura 6.4 Gráfica de la probeta 06

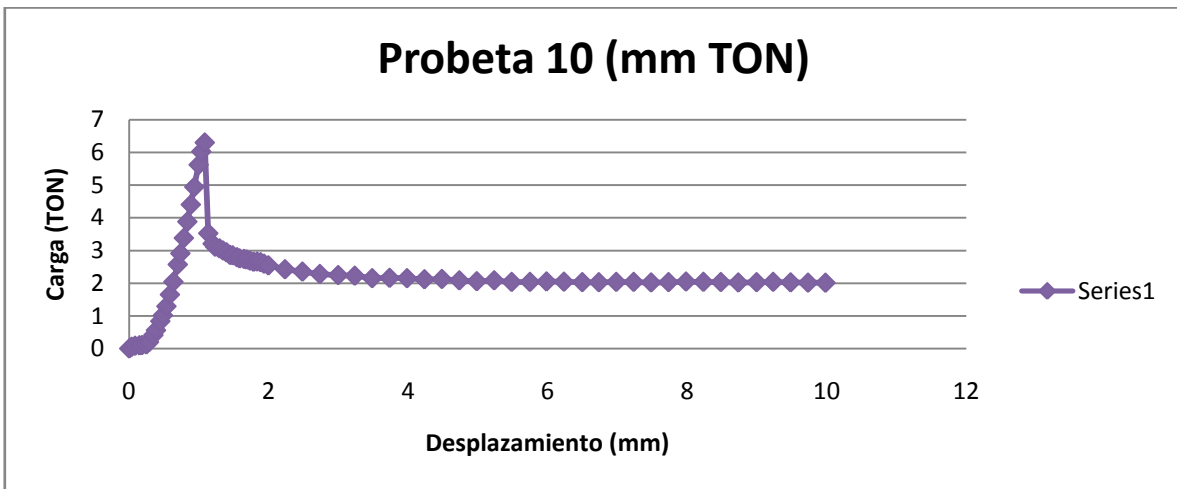


Figura 6.5 Gráfica de la probeta 10

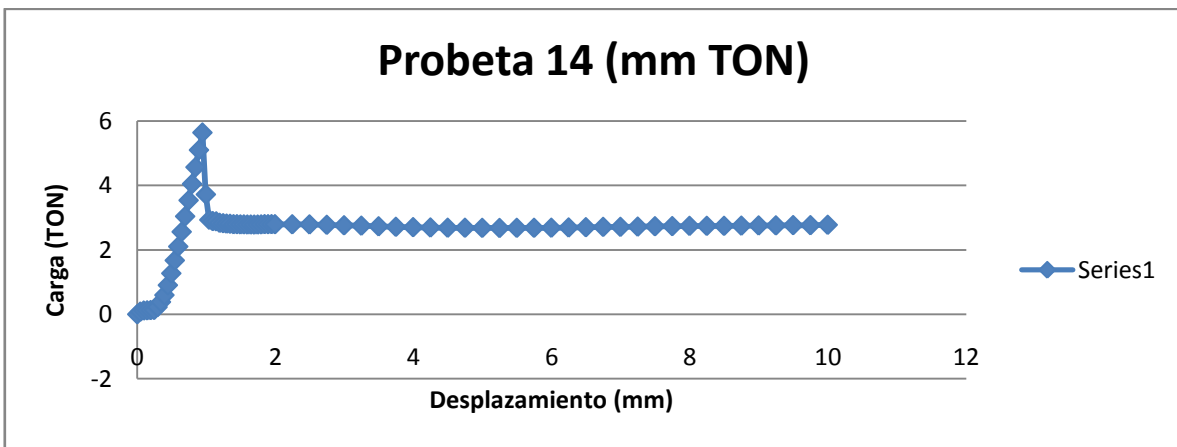


Figura 6.6 Gráfica de la probeta 14

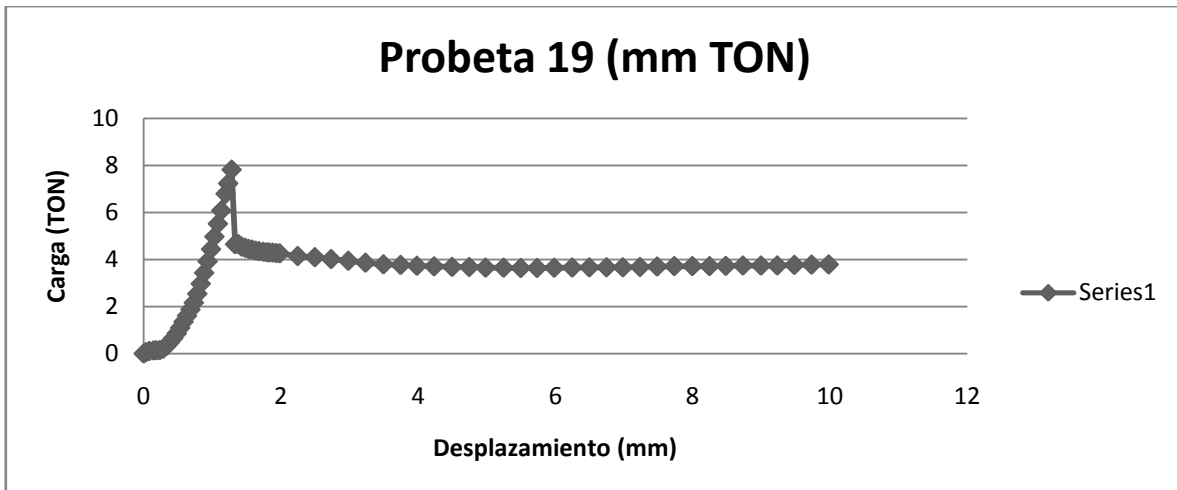


Figura 6.7 Gráfica de la probeta 19

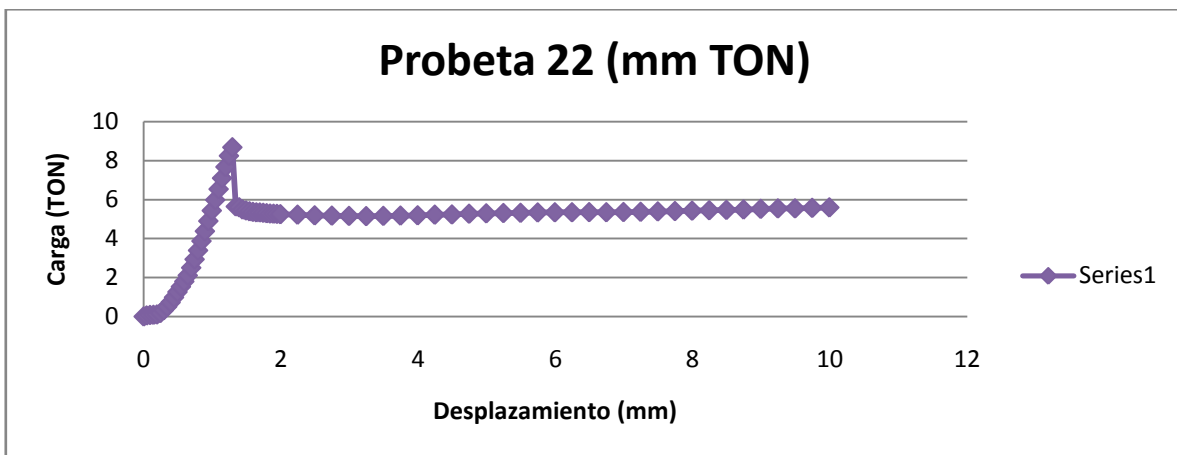


Figura 6.8 Gráfica de la probeta 22

En la figura 6.9 se muestra la tabla con las cargas a las que sucedieron los desensambles. Está numerada hasta 30, que fueron el número de probetas sometidas a la prueba.

PROBETA	CARGA de desensamble (Ton)
Probeta 1	5.2069
Probeta 2	12.3542
Probeta 3	7.8741
Probeta 4	9.1812
Probeta 5	5.3735
Probeta 6	5.536
Probeta 7	11.1829
Probeta 8	7.0687
Probeta 9	11.4417
Probeta 10	6.2983
Probeta 11	9.6293
Probeta 12	11.261
Probeta 13	8.9142
Probeta 14	5.6386
Probeta 15	7.7634
Probeta 16	8.117
Probeta 17	5.8502
Probeta 18	5.2668
Probeta 19	7.8169
Probeta 20	5.7703
Probeta 21	9.4359
Probeta 22	8.6841
Probeta 23	6.2447
Probeta 24	6.6441
Probeta 25	6.6352
Probeta 26	9.6742
Probeta 27	10.6894
Probeta 28	8.3881
Probeta 29	5.6754
Probeta 30	8.2977

Tabla 6.1 Cargas de desensamble obtenidas.

Calculando el promedio y desviación estándar de los datos obtenidos, el resultado fue:

$$p_{\text{máx}} = 7.93 \pm 2.1 \text{ [Ton]}$$

Si comparamos con el resultado arrojado de manera teórica por Lamé, en la sección V.2, tenemos que el porcentaje de error es:

$$\% \text{Error} = \frac{\text{valor teórico} - \text{valor experimental}}{\text{valor teórico}} \times 100\%$$

$$\% \text{Error} = 10.5\%$$

VI.2 OTROS RESULTADOS OBTENIDOS.

Además de los resultados que se esperaban, el experimento mostró algunas gráficas de las que no se entendía su comportamiento después del desacoplamiento. A continuación se muestran algunos ejemplos de estas gráficas.

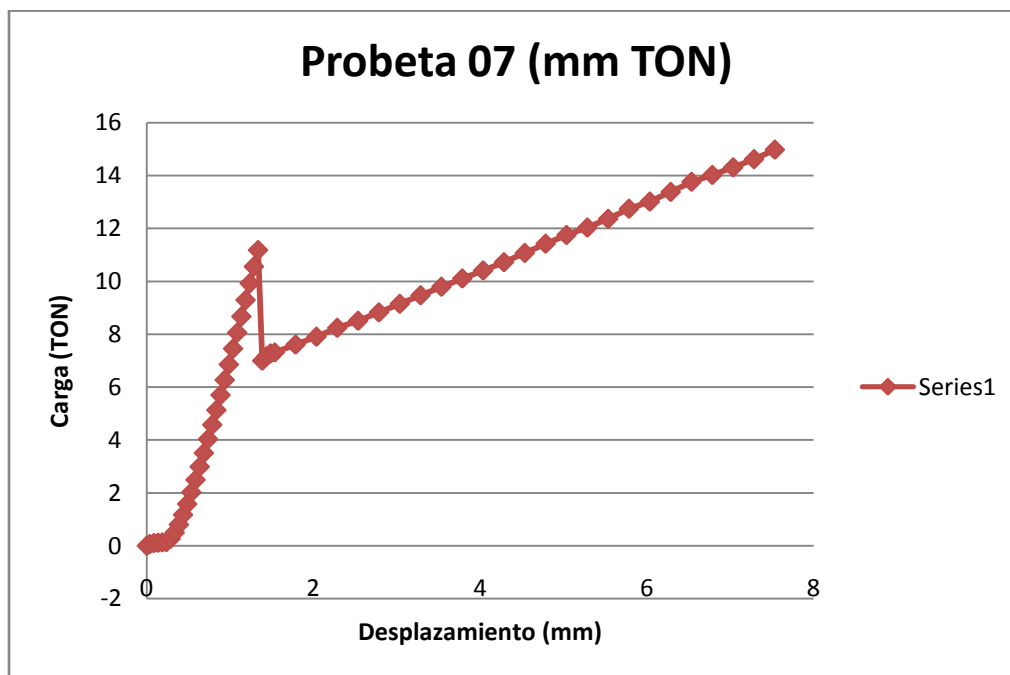


Figura 6.10 Gráfica de la probeta 07

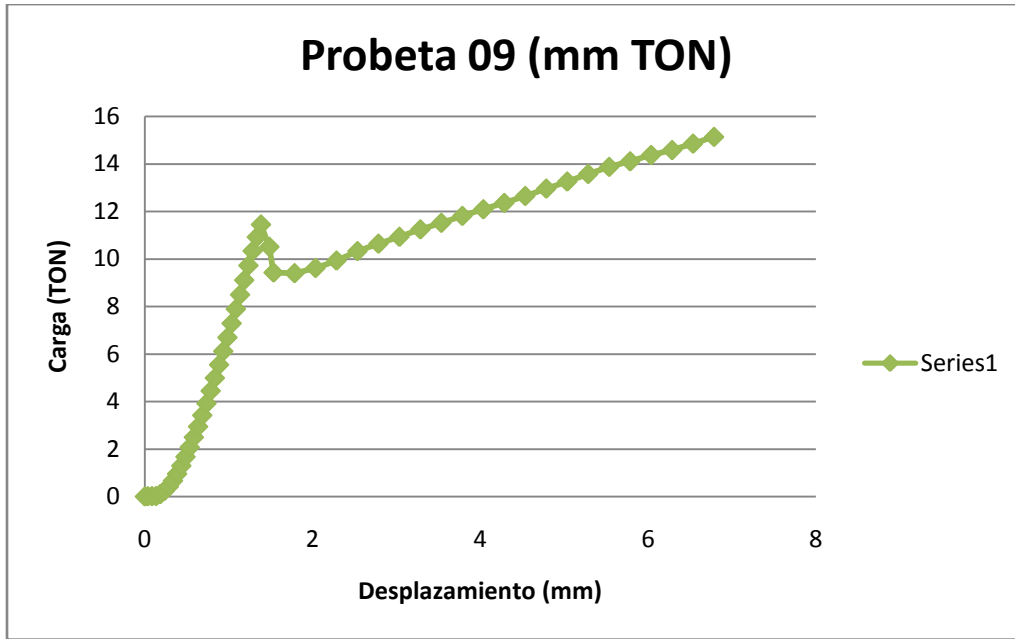


Figura 6.11 Gráfica de la probeta 09

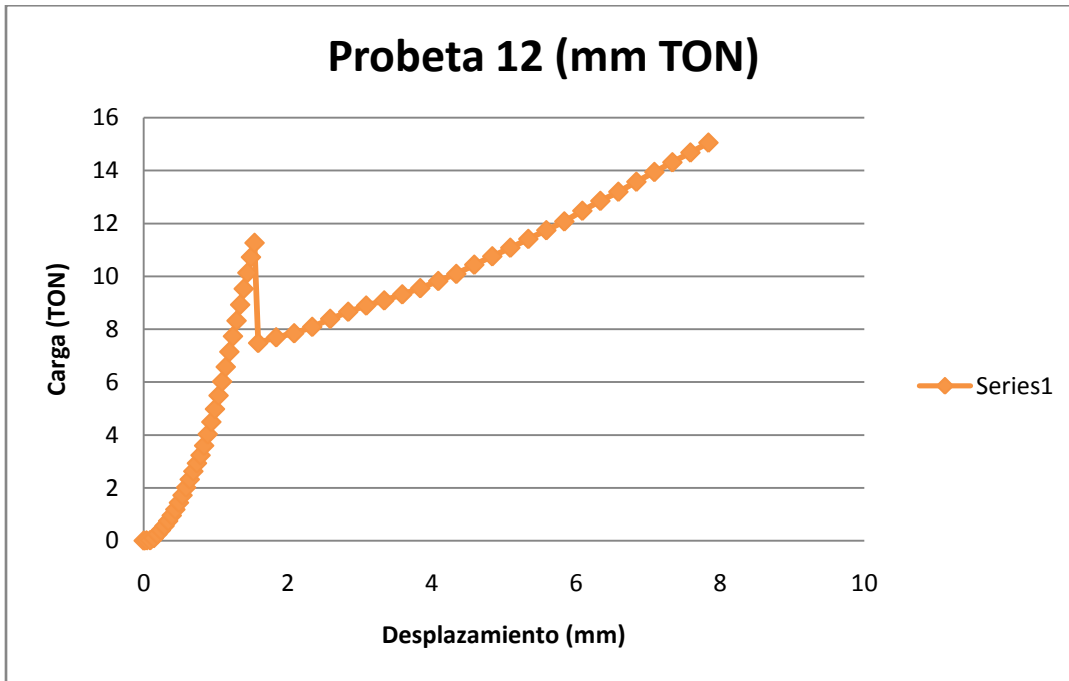


Figura 6.12 Gráfica de la Probeta 12

Estas gráficas, al principio del ciclo, muestran un comportamiento como el descrito en la gráfica de la figura 6.1. Después de suceder el desacoplamiento lo esperado es que la gráfica baje súbitamente y en cierto punto seguir una línea casi constante. Lo que se observa en estas gráficas es que después del desacoplamiento baja súbitamente, pero al

avanzar el deslizamiento la carga comienza a aumentar gradualmente en lugar de seguir una constante. Este comportamiento en la gráfica nos dice que algo estaba oponiéndose a que el eje se deslizara en la masa. Se realizó una minuciosa revisión a las probetas y la respuesta no se hizo esperar.

En la cara contraria perpendicular al movimiento del eje, figura 6.13, el material comenzó a acumularse, esto debido a que la masa al contraerse forma una estricción (fig. 6.14a) en el eje, aunque esta estricción es de sólo la mitad de lo que mide la interferencia, es suficiente en algunas probetas, para ir presionando el material del eje hasta que en vez de desplazarse lo arranca (fig. 6.14b).

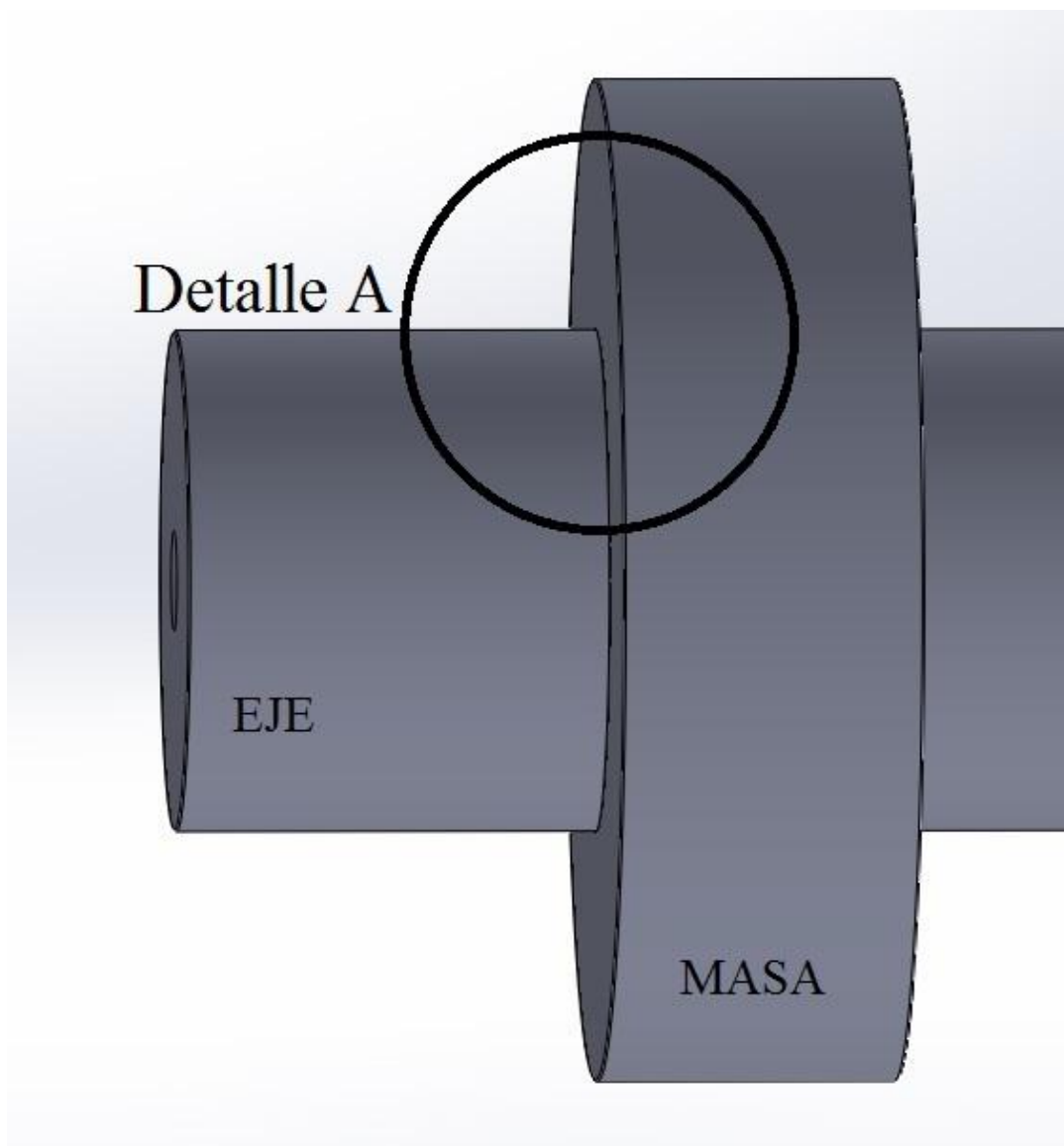


Figura 6.13 Zona de acumulación.

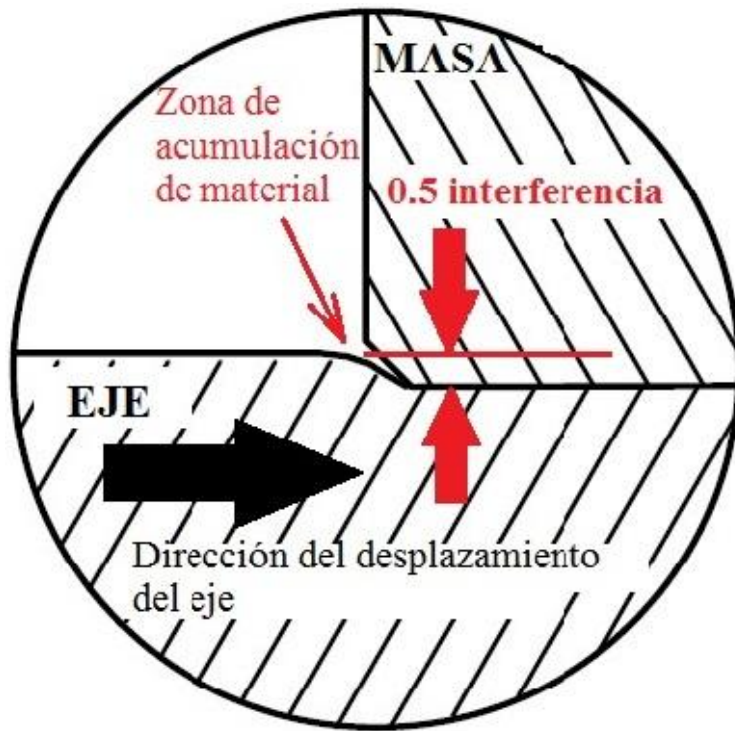


Figura 6.14a Detalle A

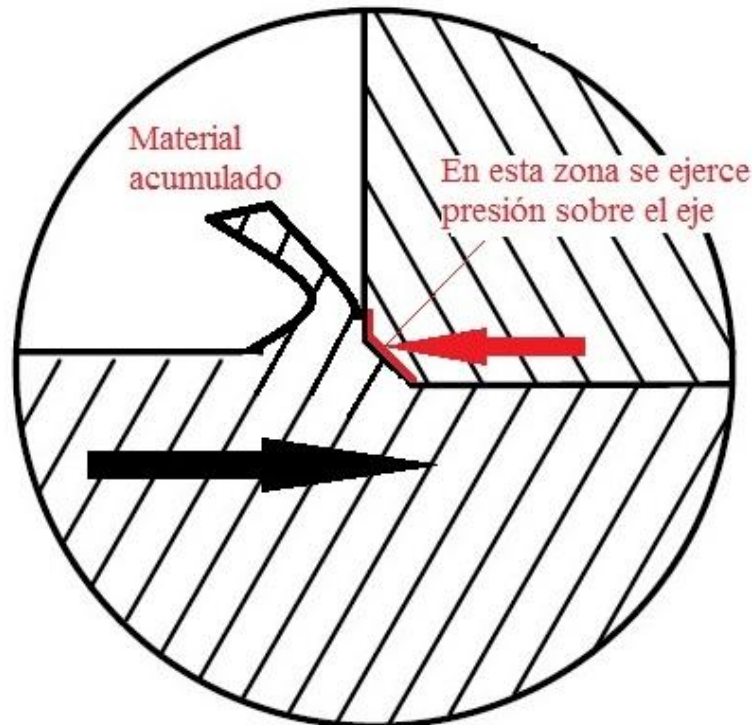


Figura 6.14b Acumulación de material en detalle A

La figura 6.15 muestra un deslizamiento normal. Nótese como la zona que indica la flecha no tiene ninguna acumulación de material y la unión se ve "limpia" como en la fig. 6.13.

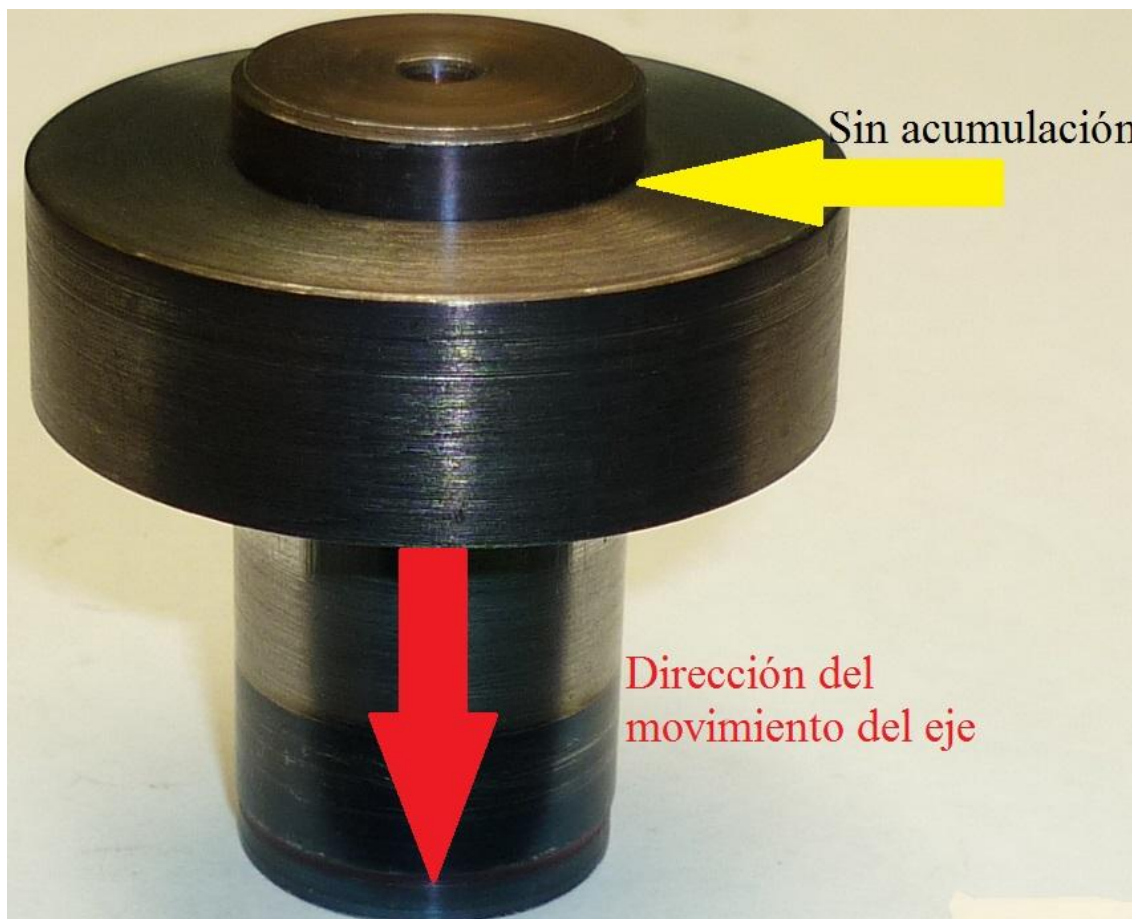


Figura 6.15 Probeta sin acumulación.

Ahora compárese con las siguientes probetas con acumulación del material, figuras 6.16 y 6.17

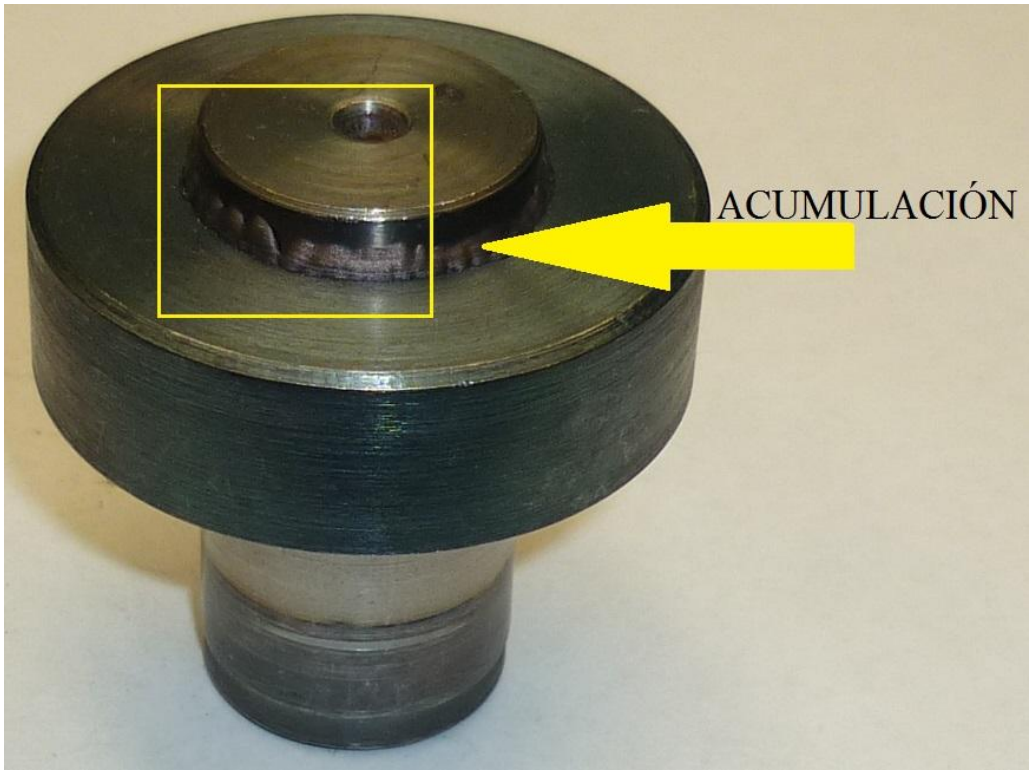


Figura 6.16 Acumulación

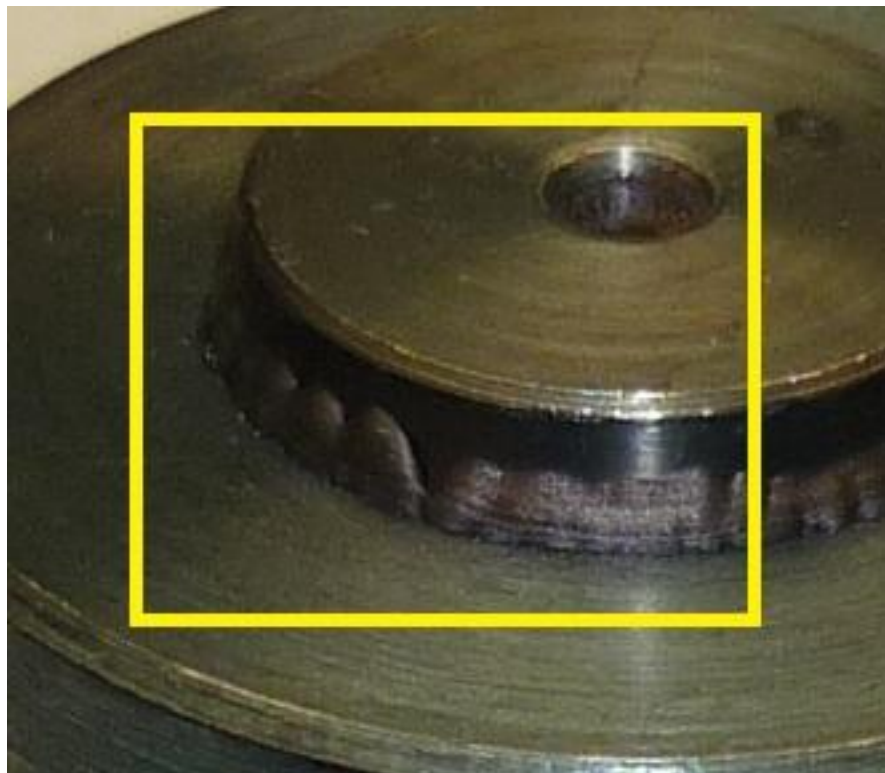


Figura 6.17 Acercamiento a la zona de acumulación.

CAPÍTULO VII. CONCLUSIONES

Las aportaciones principales que hace este trabajo de tesis así como una línea de investigación surgida son:

- 1.- Al haber realizado el análisis histórico de la estandarización observamos que todas las tablas de tolerancias encontradas en las bibliografías están reguladas por ISO, no importa si el autor indica en sus referencias que la tabla fue tomada de ASA, ISA, ANSI, etcétera.
- 2.- El Prontuario de Ajustes y Tolerancias de Jiménez Balboa es una herramienta de diseñador poderosa, una vez que se ha entendido la metodología de uso.
- 3.- La revisión minuciosa de la metodología para el cálculo de las tolerancias dio como resultado una guía muy sencilla teniendo como mínimo conocimiento de matemáticas el álgebra.
- 4.- Es importante observar que al momento de la fabricación de piezas mecánicas los instrumentos de medición juegan un papel por demás importante, ya que en las tablas de tolerancias se manejan valores del orden de décimas de micrómetro (10^{-7} m), y los calibradores vernier e instrumentos de medición comerciales a nuestro alcance trabajan en un orden de centésimas de milímetro (10^{-5} m).
- 5.- El resultado de nuestra experimentación al compararlo con el resultado teórico nos indica que la confianza que se puede tener en las fórmulas de Lamé es alta. El porcentaje de error obtenido nos recuerda que así como cualquier elemento de máquina no debe ser usado bajo su esfuerzo o carga máxima para la que fue diseñado, nuestro ajuste tampoco. Para que un acoplamiento de verdad sea permanente bajo la carga deseada no se debe olvidar incluir un factor de seguridad.
- 6.- En algunos casos, la acumulación de material por el deslizamiento entre la masa y el eje, ayuda a evitar que las piezas se desacoplen.

LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN FUTURAS.

Como continuación de este trabajo se sugiere:

- La simulación del experimento mediante ANSYS, y comparar los datos que arroja éste con los teóricos y los experimentales de esta tesis.

- El diseño de un experimento y lo que éste involucra (diseño de probetas, elementos auxiliares de adaptación para usar la máquina INSTRON), que verifique la otra parte de las fórmulas de Lamé: el par que haría girar el ajuste masa-eje, es decir que le provocaría deslizamiento angular. Así también la simulación en ANSYS.

REFERENCIAS.

- [1] Aguirre Esponda, G., (1990), *Diseño de Elementos de Máquinas*, 1a Ed., Limusa, México.
- [2] Amstead, B.H., Ostwald, P.F., Begeman, M. L., (1995), *Procesos de Manufactura - Versión SI*, 8a Ed., CECSA, México.
- [3] Baumeister, T., Avallone, E. A., Baumeister III, T., (1989), *Marks Manual del Ingeniero Mecánico*, 2a Ed. en español, McGraw-Hill, México.
- [4] Bawa, H. S., (2007), *Procesos de Manufactura*, 1a edición en español, McGraw-Hill, México.
- [5] Beer, F. P., Johnston, E. R., DeWolf, J. T., Mazurek, D. F., (2012), *Mecánica de Materiales*, 5a Ed., McGraw-Hill, México.
- [6] Blatt, F. J., (1994), *Fundamentos de Física*, 3a Ed., Prentice Hall, México.
- [7] Doyle, L. E., Keyser, C. A., Leach, J. L., Schrader, G. F., Singer, M. B., (1988), *Materiales y Procesos de Manufactura para Ingenieros*, 3a Ed., Prentice Hall, México.
- [8] Faires, V. M., (1998), *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4a Ed., Noriega Editores, México
- [9] Fitzgerald, R. W., (1996), *Mecánica de Materiales*, 1a Edición en español, Alfaomega, México.
- [10] Groover, M. P. (1997), *Fundamentos de Manufactura Moderna - Materiales, Procesos y Sistemas*, 1a Ed. en español, Prentice Hall, México
- [11] Hamrock, B. J., Jacobson, B. O., Schmid, S.R. (2001), *Elementos de Máquinas*, 1a. Ed. en español, McGraw-Hill, México.
- [12] Jiménez Balboa, L., (1996), *Prontuario de Ajustes y Tolerancias*, Edición s/n, Alfaomega Marcombo, México.
- [13] Kalpakjian, S., (1991), *Manufacturing Processes for Engineering Materials*, 2a Ed., Addison-Wesley Publishing Company, EUA
- [14] Luzadder, W. J., Duff, J. M., (1986), *Fundamentos de Dibujo en Ingeniería*, 9a Ed., Prentice Hall, México.
- [15] Mott, R. L., (1995), *Diseño de Elementos de Máquinas*, 2a Ed., Prentice Hall, México.

- [16] Mott, R. L., (1996), *Resistencia de Materiales Aplicada*, 3a Ed., Prentice Hall, México.
- [17] Popov, E., (1982), *Introducción a la Mecánica de Sólidos*, 1a Ed., Limusa, México.
- [18] Resnick, R., Halliday, D., (1985), *Física - Parte I*, 9a Ed., CECSA, México.
- [19] Shigley, J. E., Mitchell, L. D., (1985), *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 3a. Ed. en español, McGraw-Hill, México.
- [20] Spotts, M. F., Shoup, T. E., (2002), *Elementos de Máquinas*, 7a Ed., Pearson Educación, México.
- [21] Tippens, P. E., (1988), *Física - Conceptos y Aplicaciones*, 3a Ed. en español, McGraw-Hill, México.
- [22] Walpole, R. E., Myers, R. H., (1987), *Probabilidad y Estadística para Ingenieros*, 3a Ed., Interamericana, México.
- [23] Yang, G. M., Coquille, J. C., Fontaine, J. F., Lambertin, M., Influence of roughness on characteristics of tight interference fit of a shaft and a hub, *International Journal of Solids and Structures* 38 (2001) 7691-7701.
- [24] Yang, G. M., Coquille, J. C., Fontaine, J. F., Lambertin, M., Contact pressure between two surfaces of a cylindrical fit, *Journal of Materials Processing Technology* 123 (2002) 490-497.
- [25] Imagen recuperada el 13/II/2017 de <http://www.assemblymag.com/articles/91576-increasing-strength-and-reliability-of-interference-fits>
- [26] Imagen recuperada el 14/II/2017 de <https://mariaalejandranoriega.wordpress.com/estadistica/tercer-periodo/instrumentos-de-medicion-de-angulos/>
- [27] Imagen recuperada el 14/II/2017 de <http://www.innoversia.net/rfp/investigacion-1351-0.html>
- [28] Imagen recuperada el 15/II/2017 de [http://laplace.us.es/wiki/index.php/Fuerzas_de_rozamiento_\(GIE\)](http://laplace.us.es/wiki/index.php/Fuerzas_de_rozamiento_(GIE))
- [29] Imagen recuperada el 16/II/2017 http://www.biografiasyvidas.com/biografia/s/smith_adam.htm
- [30] Fotografía recuperada el 16/II/2017 de <http://www.biography.com/people/eli-whitney-9530201>

[31] Fotografía recuperada el 16/II/2017 http://www.biografiasyvidas.com/biografia/f/ford_henry.htm

[32] Fotografía recuperada el 16/II/2017 de <http://www.scientificlib.com/en/Mathematics/Biographies/GabrielLame01.html>

[33] Fotografía recuperada el 16/II/2017 el 16/II/2017 http://www.iec.ch/about/history/figures/charles_le_maistre.htm

[34] Recuperada el 10/III/2017 https://www.ansi.org/about_ansi/introduction/history?menuid=1

[35] Recuperada el 10/III/2017 <https://www.iso.org/the-iso-story.html>

ANEXO A.

ANEXO A. Antecedentes históricos sobre la estandarización e ISO.

La importancia del manejo de los ajustes y tolerancias se sustenta en los procesos de manufactura. El término manufactura (de *manus*-mano y *factus*-fabricar, es decir "hecho a mano") tiene algunos siglos que se estableció y su esencia ha cambiado radicalmente en nuestros días.

La manufactura le agrega valor a la materia prima ya que la transforma en algo útil para el ser humano al cubrir una necesidad. Tiene dos ramas principales de desarrollo, materiales y sistemas. Con ayuda de la química se han descubierto los diferentes elementos y se ha desarrollado la invención de materiales. Con ese afán de obtener esos nuevos materiales, y productos, es que se desarrollan los sistemas de manufactura. Nos enfocaremos en ello.

La manufactura se encarga de organizar correctamente a trabajadores y maquinaria con el fin de obtener la mayor eficiencia de un sistema o proceso. Se le atribuye al economista Adam Smith (1723-1790) el principio de la división del trabajo, que consiste en dividir y subdividir el trabajo, permitiendo que los trabajadores se especialicen en la realización de una tarea específica.



Figura A1. Adam Smith [30]

La revolución industrial (1760-1830) tuvo un gran impacto en la producción ya que dio un cambio radical a una economía basada en agricultura y artesanías, a una basada en metales, industria y manufactura. La industria británica toma ventaja por sobre otras naciones. Gran Bretaña se desarrolla potencialmente en varios rubros pero resaltaremos dos principales: el desarrollo de las máquinas herramienta y los sistemas de fabricación.

En ese mismo lapso al extenderse estos conocimientos hacia otras naciones, entre ellas Estados Unidos, se gestaba otro concepto. La industria desarrollada por los Estados Unidos introducía un término importante: la INTERCAMBIABILIDAD.

Se le atribuyen los inicios de la manufactura [10] de **partes intercambiables** a Eli Whitney (1765-1825).



Figura A2. Eli Whitney [31]

Whitney demostró en una exhibición que no importando la pieza que él tomara de un lote de piezas que formaban un mosquete, ésta siempre ensamblaría correctamente en la zona para la que fue diseñada, sin que ésta fuese ajustada con lima ni ningún otro proceso. Para que esto fuera posible se tuvo que diseñar desde la maquinaria, el proceso de fabricación y los instrumentos de medición correspondientes. Esta fue la base de lo que ahora conocemos como producción masiva. Al ser desarrollada ésta en Estados Unidos se le llamó sistema americano de manufactura.

Para la segunda mitad del siglo XIX el desarrollo de la administración científica fue la respuesta al avance en producción, administración y el control de actividades. Entre los aspectos más importantes de las áreas de desarrollo de esta etapa fue la utilización de **estándares** en la industria (véase la Historia de ANSI y la Historia de ISO en este anexo), con lo que se aceleraron los procesos de ensamble. Después llegó Henry Ford con su concepto de **línea de ensamble** y con el desarrollo de la **electricidad** muchos procesos se hicieron más eficientes.



Figura A3. Henry Ford [32]

Desde entonces hasta nuestros días el desarrollo de adelantos tecnológicos ha tenido un crecimiento exponencial.

Y comienza la **ESTANDARIZACIÓN...**

- Historia de la **ANSI**, *American National Standards Institute*. [34]

En el año de **1916** la **IEEE**, *American Institute of Electrical Engineers* (Instituto Americano de Ingenieros Eléctricos) invitó a la **ASME**, *American Society of Mechanical Engineers* (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos), a la **ASCE**, *American Society of Civil Engineers* (Sociedad Americana de Ingenieros Civiles), a la **AIME**, *American Institute of Mining and Metallurgical Engineers* (Instituto Americano de Ingenieros en Minas y Metalurgia) y a la **ASTM**, *American Society for Testing Materials* (Sociedad Americana para Pruebas en Materiales) a unirse a establecer un cuerpo imparcial y nacional para coordinar el desarrollo de los estándares, aprobar nacionalmente los consensos involucrados con los estándares y detener las confusiones de usuarios.

Estas cinco organizaciones quienes ya eran el cuerpo principal de la **UES**, *United Engineering Society* (Sociedad Unida de Ingeniería), subsecuentemente invitaron a los Departamentos Estadounidenses de guerra, naval y comercio a unirse como fundadores.

Es en 1919 que se establece la **AESC**, *American Engineering Standards Committee* (Comite Americano de Estándares de Ingeniería) con un presupuesto de \$7,500.00 USD; su primer estándar fue establecer las medidas de las roscas de tubo.

Conforme aumentaban en actividades y responsabilidades su crecimiento, desarrollo así como su estructura aumentaban. En 1928 se reorganizaron y se renombraron como **ASA**, *American Standards Association* (Asociación Americana de Estándares)

En 1941 cuando los Estados Unidos se fueron a la guerra, **ASA** ya estaba preparada con los estándares de procedimientos de guerra, esto ayudó al desarrollo y preparación de los nuevos y revisados estándares necesarios para incrementar la eficiencia de la industria de la guerra. Cerca de 1300 ingenieros trabajaron en comités especiales para producir los **AWS**, *American War Standards* (Estándares Americanos de Guerra), para el control de calidad, seguridad, equipo fotográfico, componentes de equipo de radio, elementos de ensamble etc.

En los 50s y 60s **ASA** ayudó a la industria y al gobierno en sus necesidades de estandarización en los campos de energía nuclear, tecnología de la información, manejo de material y electrónica.

En 1966 **ASA** fue reorganizada como la **USASI**, *United States of America Standard Institute* (Instituto de Estándares de los Estados Unidos de América), en respuesta a la necesidad de identificación de las necesidades en un sentido más amplio de uso y consenso para el desarrollo de estándares aprobados; haciendo el sistema voluntario de estándares mas responsable de las necesidades de los consumidores así como fortalecer el liderazgo de los Estados Unidos internacionalmente.

En 1969 USASI es renombrada como **ANSI**, *American National Standards Institute* (Instituto Nacional Americano de Estándares). Después de varias veces renombrado y reorganizado el instituto fue incrementando sostenidamente sus esfuerzos por coordinar y aprobar sus Estándares Nacionales Voluntarios, conocidos ahora como *American National Standards* (Estándares Nacionales Americanos). Programas internos fueron expandidos y modificados para reunir las necesidades de cambio de la industria, gobierno y otros sectores. La figura A4 muestra las instituciones que finalmente formaron a la **ANSI**.

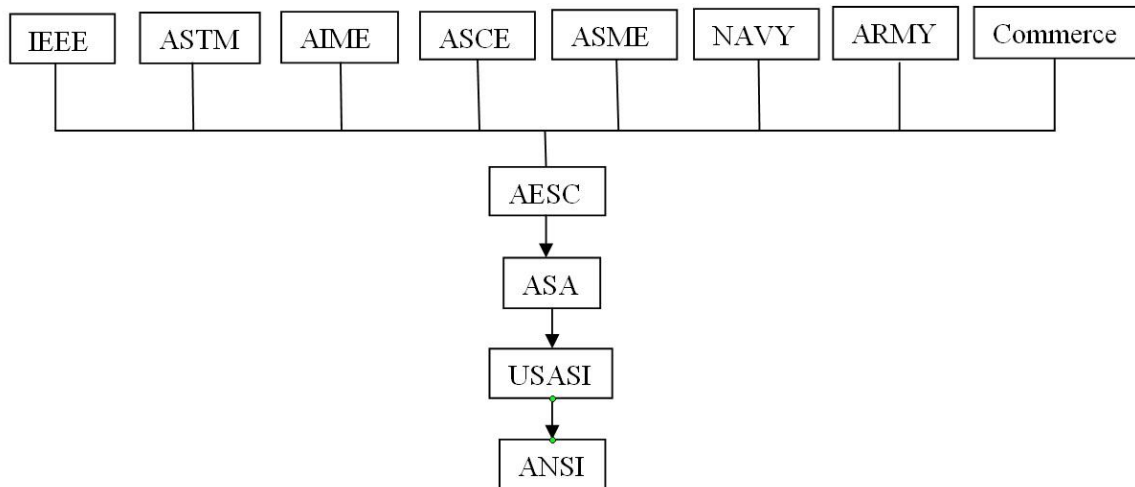


Figura A4. Formación la ANSI

- Historia de la **ISO**, *International Standards Organization*. [35]

En 1906 es creada la **IEC**, *International Electrotechnical Commission* (Comisión internacional de electrotécnica), que era un organismo no gubernamental para la estandarización de equipo electrotécnico.

En este mismo año su secretario general era **Charles Le Maistre** [34], por muchos considerado como "**el padre de la normalización**".



Figura A5. Charles Le Maistre [34].

La industria eléctrica reconoció el reto de estandarizar desde el auténtico principio del desarrollo de la industria eléctrica. Se entendió que la explotación del poder de la electricidad dependía de la estandarización de la nomenclatura, símbolos y rangos de los aparatos eléctricos y maquinaria. Por lo tanto sus fundadores buscaron los estándares comúnmente aceptados y los voluntariamente adoptados, así como de los opuestos a los impuestos por regulación.

De 1861 a 1908 se realizaron múltiples congresos internacionales muchos de los cuales fueron reuniones del **IEC**, donde fueron acuñadas las designaciones y definiciones para unidades eléctricas tales como ohm, volt, coulomb, farad, Kelvin, ampere, watt, joule y la unidad para la autoinductancia conocida como henry.

En 1928 es fundada, en New York la **ISA**, *International Federation of National Standardizing Association* (Federación Internacional de la Asociación Nacional de Estandarización), basándose en el sistema métrico y cuya finalidad era dar tratamiento a las áreas que no estaban dentro de la electrotecnia ya regulada por **IEC**.

Al estallar la guerra en 1939, **ISA** suspende sus actividades debido a la falta de comunicación internacional.

En el año de 1944 se forma la **UNSCC**, *United Nations Standards Coordinating Comitee* en la ciudad de Londres, impulsado por el desarrollo manufacturero de armamento que se vio impulsado por la aplicación de la estandarización. La **UNSCC** se administraba desde las mismas instalaciones de la **IEC**.

En el año de 1945 los delegados de la **UNSCC** se reunieron en New York para intentar crear una organización de normalización. Le Maistre tras la segunda guerra mundial, hizo contacto con la **ISA** y les informó de la recién creada **UNSCC**. La idea que tenía Le Maistre era la creación de un único organismo internacional dedicado a la normalización y fue así como se fundó la **ISO**. En Julio de 1946, en Paris se realizó un consejo de la **ISA**. Le Maistre convocó reunión de la **UNSCC** en el mismo lugar. Por tanto

se forzó así la determinación de unirse. Pocos meses después se disolvió la **ISA** por las irregularidades que existían y el paro de operaciones detectado a causa de la guerra. Poco a poco Le Maistre consiguió la unión de los delegados de **ISA** y **UNSCC**, figura A6.

La **ISO** fue creada en el año de 1946 con la presencia de 64 representantes delegados provenientes de 25 países, esta reunión se celebró en Londres.

La meta era la creación de una organización cuya finalidad sería facilitar una unificación en normas de industrialización. La fecha oficial de inicio es el 27 de febrero de 1947. Desde aquel año a la fecha se han creado más de 19500 normas para todos los sectores de producción. La sede se encuentra en Ginebra, Suiza, Secretaría General de **ISO**.

La **ISO** reconoció en el año de 1977 durante una conferencia que la **ISA** fue el primer prototipo de la organización y que la mayoría de los comités técnicos que la componen son los mismos que operaban en **ISA**.

Fue con este motivo que se termina de definir a la **ISO** como organización única a nivel internacional para la normalización.

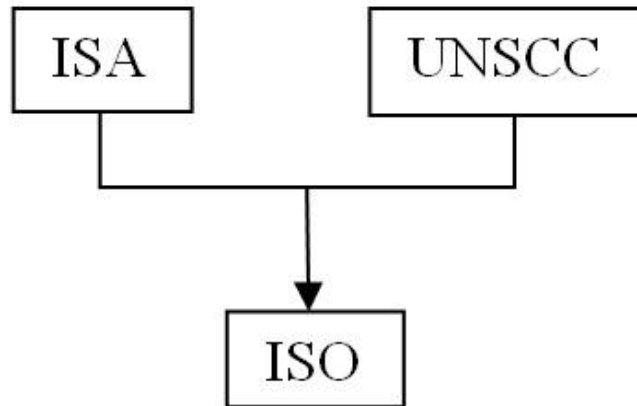


Figura A6 Formación de la ISO

ANEXO B. Gabriel Lamé.

ANEXO B. Gabriel Lamé.



Figura B1 Gabriel Lamé [33]

Gabriel Lamé matemático francés. También ingeniero, fue profesor en la Escuela Politécnica de París y miembro de la Academia de Ciencias. Dirigió diversos trabajos de ingeniería en Rusia. Entre sus aportaciones destacan la introducción de las cuádricas homofocales en geometría y el desarrollo de una teoría matemática aplicada a la elasticidad.

Nace en *Tours*, un 22 de julio de 1795 en lo que hoy en día es el *Département de Indre-et-Loire*. Después de estudiar su licenciatura en la Escuela Politécnica, estudia ingeniería en la Escuela de Minas de París, donde se gradúa en 1820.

Al terminar sus estudios se muda a Rusia, a donde diversos científicos franceses habían emigrado tanto por el desorden y la represión de la monarquía restaurada en Francia, como por el interés del zar Alejandro I en desarrollar la ciencia en su país. En San Petersburgo, se dedica no sólo al desarrollo urbano de la ciudad, sino también a la divulgación de las ideas de Cauchy en el Análisis Matemático.

Regresa a Francia en 1832, donde inicia su propia compañía de ingeniería, y más adelante ocupó la cátedra de física en la Escuela Politécnica de París. Nunca deja su trabajo como ingeniero, y participa en diversos proyectos de desarrollo como la construcción de los ferrocarriles de París a Versalles y de París a *Saint Germain*. En 1854, fue elegido como miembro extranjero de la Real Academia Sueca de Ciencias. Muere el 01 de mayo de 1870.

Su contribución más significativa a la ingeniería fue el definir de manera precisa las tensiones y capacidades de una juntura unida a presión, como las que se ven en las clavijas en las viviendas.

Los problemas comunes en las tareas de ingeniería que aborda lo condujeron al estudio de cuestiones matemáticas. Por ejemplo su trabajo en la estabilidad de bóvedas en el diseño de la suspensión de puentes lo condujo a trabajar en la **teoría de la elasticidad**. Otro ejemplo es su trabajo en la conducción de calor, que lo condujo a la teoría de coordenadas curvilíneas.

ANEXO C. Clasificación de Límites y Ajustes Preferidos.

A continuación se presenta la tabla de ajustes preferidos de ISO. Tomada de [14].

1.- Clasificación RC. Ajustes para deslizamiento y rotación.

Estos ajustes tienen como objetivo proporcionar el funcionamiento de rotación como de deslizamiento en todo el intervalo de tamaños incluyendo un margen para la adecuada lubricación. Las dos primeras clases manejan una holgura que aumenta más lentamente en función del diámetro que las demás, debido a que son de deslizamiento.

- **Clase RC1. Ajustes de deslizamiento estrecho.**

Tiene por finalidad la localización exacta de piezas que deben ajustar sin que haya juego perceptible.

Entre los ajustes que corresponden a esta clase está **H5/g4**.

- **Clase RC2. Ajustes de deslizamiento.**

También se emplea para la localización exacta, pero tiene una mayor holgura máxima que el de clase RC1. Las piezas con este ajuste pueden moverse con facilidad, pero no están destinadas a girar libremente; en el caso de tamaños grandes pueden ocurrir trabamientos o agarre con pequeños cambios de temperatura.

Entre los ajustes que corresponden a esta clase está **H6/g5**.

Las clases RC1 y RC2 son utilizadas en componentes que requieren claros pequeños, por ejemplo, piezas de precisión con carga muy ligera, rodamientos pistones y válvulas deslizantes.

- **Clase RC3. Ajustes de rotación de precisión.**

Es el ajuste más estrecho que puede tenerse en movimiento libre; se usa en trabajos de precisión, donde hay baja velocidad y precisión ligera entre muñón y cojinete, pero no es adecuado cuando es probable que se tengan diferencias de temperatura apreciables.

Entre los ajustes que corresponden a esta clase está **H7/f6**.

- **Clase RC4. Ajuste de rotación estrecho.**

Se emplea principalmente como ajuste de rotación en el caso de elementos de máquinas que han de funcionar con exactitud, y velocidades en la superficie y presiones de muñón de tipo moderado, y donde se desea localización exacta y juego mínimo.

Entre los ajustes que corresponden a esta clase está **H7/f6**.

Las clases RC3 y RC4 son utilizadas en rodamientos lubricados con grasa y con aceite con bajas diferencias de temperatura, rodamientos para flechas de engranajes, rodamientos para motores, rodamientos de flechas y para bombas.

- **Clase RC5 y RC6. Ajustes de rotación medianos.**

Se usan en casos de alta velocidad de rotación o fuerte presión de muñón, o ambas condiciones.

Entre los ajustes que corresponden a estas clases está para RC5 el **H8/e7** y para RC6 el **H9/e8**.

Las clases RC5 y RC6 son utilizadas en alta velocidad y cargas pesadas, como turbogeneradores y rodamientos para motores eléctricos grandes.

- **Clase RC7. Ajustes de rotación libre.**

Propio para los casos donde la exactitud no es esencial o son probables grandes variaciones de temperatura, o existen las dos condiciones.

Entre los ajustes que corresponden a esta clase está para RC7 el **H9/d8**.

Se aplica en chumaceras de plomería y rodamientos de poleas flojas.

- **Clases RC8 y RC9. Ajustes de rotación flojos.**

Se destinan a los casos en que pueden necesitarse amplias tolerancias comerciales y margen (o discrepancia) en el elemento exterior.

Entre los ajustes que corresponden a esta clase está para RC8 el **H10/c9** y para el RC9 el **H11/libre**.

2.- Clasificación L. Ajustes de localización.

Son para determinar únicamente la ubicación de piezas embonantes; pueden proporcionar localización rígida o exacta, como los ajustes de interferencia, o permitir libertad de localización, como los ajustes con holgura. Por consiguiente se dividen en tres grupos: ajustes con holgura, de transición y con interferencia.

○ Clase LC. Ajuste de localización con holgura.

Se emplean en piezas que normalmente son fijas pero que se pueden ensamblar o desensamblar libremente. Varían desde los ajustes apretados, para piezas que requieren exactitud de localización, pasando por los ajustes con holgura mediana que se utilizan en piezas como bolas, pistas y alojamiento de cojinetes, hasta los ajustes flojos para sujeción donde el ensamble fácil o libre es de primera importancia.

Esta clase se subdivide en LC1, LC2, LC3, LC4, LC5, LC6, LC7, LC8, LC9, LC10, LC11.

Entre los ajustes que corresponden a estas clases están: LC1-**H6/h5**, LC2-**H7/h6**, LC3-**H8/h7**, LC4-**H10/h9**, LC5-**H7/g6**, LC6-**H9/f8**, LC7-**H10/e9**, LC8-**H10/d9**, LC9-**H11c10**, LC10-**H12/libre**, LC11-**H13/libre**.

Estos ajustes se utilizan principalmente para partes que no giran. Los grados finos de ajuste se utilizan para ajuste de deslizamiento de precisión.

3.- Clasificación LT. Ajuste de localización de transición.

Son un arreglo o transición entre los ajustes con holgura y los ajustes con interferencia, para aplicaciones donde la exactitud de localización es importante, pero es admisible un pequeño grado de holgura o de interferencia.

Esta clase se subdivide en LT1, LT2, LT3, LT4, LT5, LT6.

Entre los ajustes que corresponden a estas clases están: LT1-**H7/js6**, LT2-**H8/js7**, LT3-**H7/k6**, LT4-**H8/k7**, LT5-**H7/n6**, LT6-**H7/n7**.

Se utiliza para ajustes que requieren interferencia ligera, es decir, acoplamientos, espigas rebajes, y anillos para engranajes, también con el objeto de eliminar vibraciones, como pistas de rodamientos de bolas.

4.- Clasificación LN. Ajuste de localización con interferencia.

Se utilizan donde la exactitud de localización es de primordial importancia, y en piezas en que se requiere rigidez y alineamiento sin requisitos especiales de presión interior. Tales ajustes no se destinan a piezas diseñadas para transmitir cargas de fricción de una pieza a otra por virtud del apriete en el ajuste, puesto que estas condiciones las cumplen los ajustes forzados.

Esta clase se subdivide en LN1, LN2, LN3.

Entre los ajustes que corresponden a estas clases están: LN1-**H6/n5**, LN2-**H7/p6**, LN3-**H7/r6**.

Un ejemplo de aplicación está en las pistas para rodamientos de bolas de bajo promedio.

5.- Clasificación FN. Ajustes forzados y por contracción.

Los ajustes con forzamiento y por contracción constituyen un tipo especial de ajuste por interferencia, caracterizado normalmente por mantener una presión constante de contacto o interior en todo el intervalo de tamaños. Por lo tanto, la interferencia varía casi en razón directa con el diámetro, y la diferencia entre su valor mínimo y su valor máximo es tan pequeña que las presiones resultantes se conservan dentro de límites razonables.

- **Clase FN1. Ajuste de impulsión ligero.**

Es el que se requiere para bajas presiones de ensamble y en el caso de montajes más o menos permanente. Es adecuado en el caso de secciones delgadas o de gran longitud, o en elementos extremos de hierro fundido.

Entre los ajustes que corresponden a esta clase está **H6/libre**.

Se aplica en partes y rodamientos ferrosos y no ferrosos, ensambles de hierro y bronce.

- **Clase FN2. Ajuste de impulsión mediano.**

Sirve para piezas de acero ordinarias o para ajustes por contracción de secciones ligeras. Es el tipo con mayor apriete que puede emplearse en el caso de elementos externos de hierro fundido de alto grado.

Entre los ajustes que corresponden a esta clase está **H7/s6**.

Se aplica en partes y rodamientos ligeros, ferrosos y no ferrosos que se puedan desmantelar.

- **Clase FN3. Ajuste de impulsión fuerte.**

Es propio para piezas de acero pesadas o para ajustes por contracción de secciones medianas.

Entre los ajustes que corresponden a esta clase está **H7/t6**.

Se aplica en ensambles permanentes o semipermanentes. Anillos y asientos de válvulas forzados.

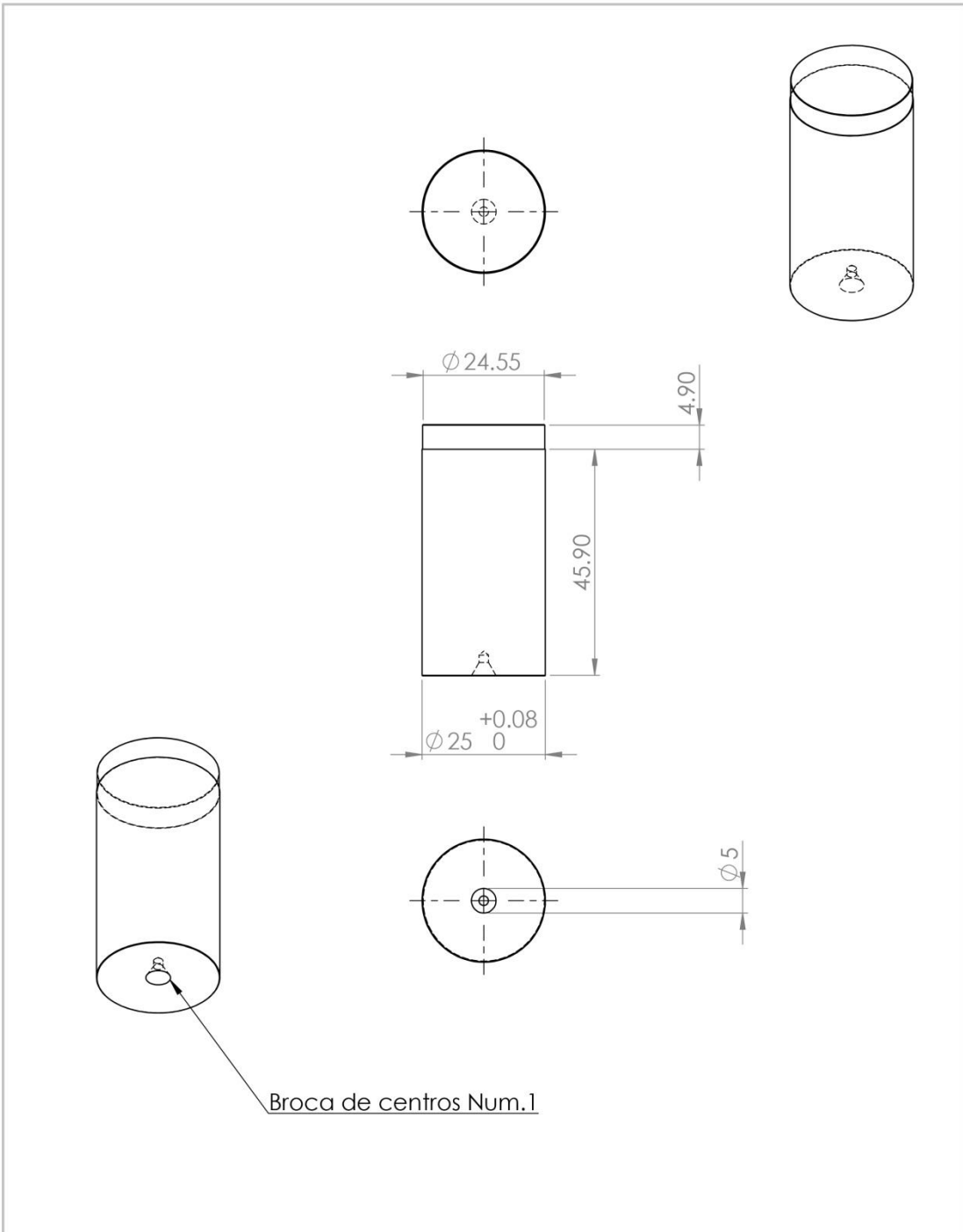
- **Clase FN4 y FN5. Ajustes muy forzados.**


Se utilizan en piezas en las que se presentarán esfuerzos de alta intensidad, o bien para ajustes por contracción donde las altas fuerzas de presión requeridas son imprácticas. Es decir es un ajuste de alta interferencia.

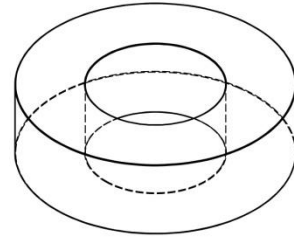
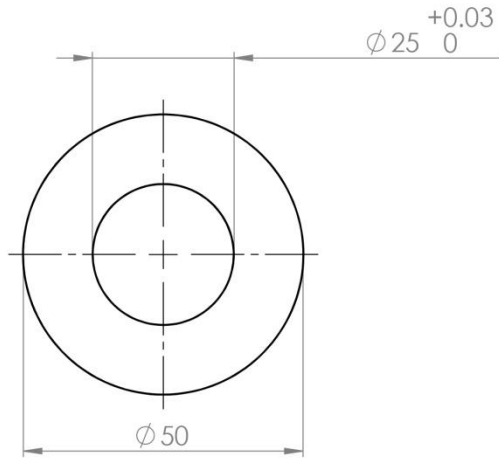
Entre los ajustes que corresponden a estas clases están para FN4-**H7/u6** y para FN5-**H8/x7**.


Tiene aplicación en ensambles de tipo contracción térmica.

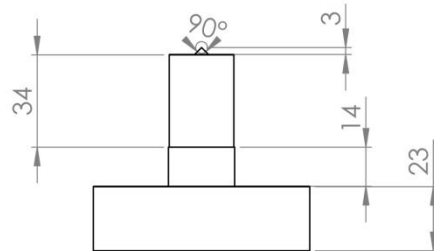
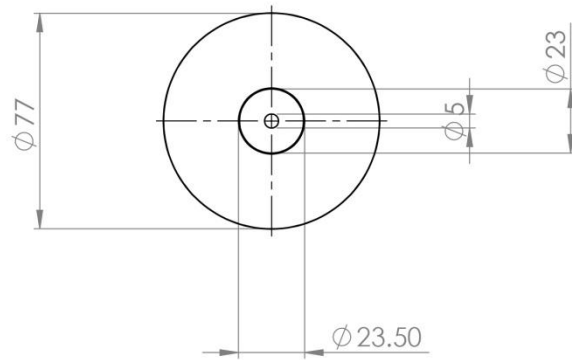
ANEXO D. Planos de fabricación.




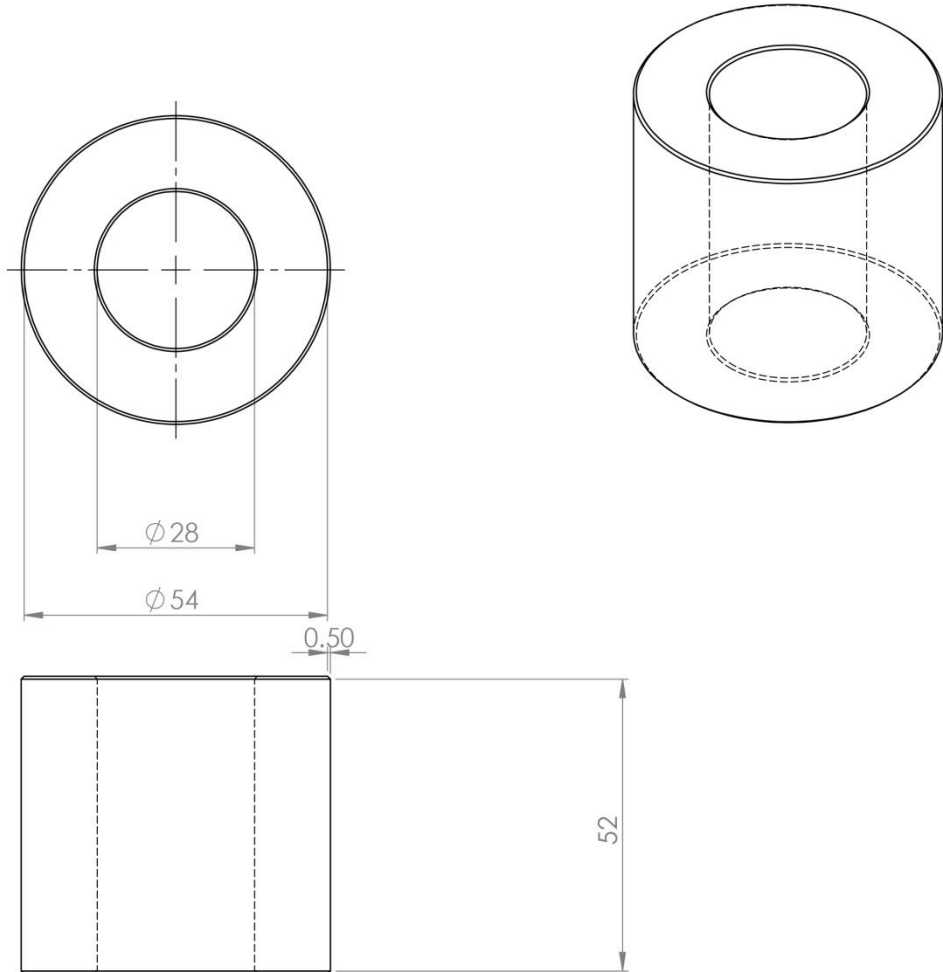
ESCALA 1:1	Posgrado en Ingeniería Mecánica	DIBUJÓ Ing. ESTRADA LÓPEZ U.
ACOTACIONES mm	EJE	REVISÓ Dr. BORJA RAMÍREZ.V.
UNAM 		E1




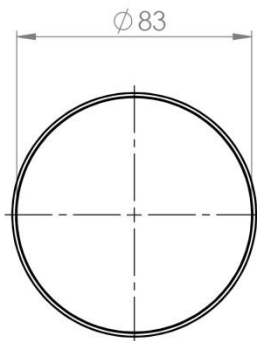
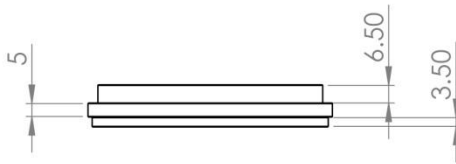
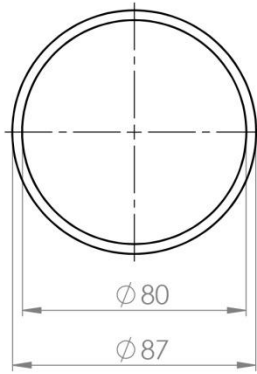
ESCALA 1:1	Posgrado en Ingeniería Mecánica	DIBUJÓ Ing. Estrada López U.
ACOTACIONES mm	MASA	REVISÓ Dr. Borja Ramírez V.
UNAM 		E2



ESCALA 1:1	Posgrado en Ingeniería Mecánica	DIBUJÓ Ing. ESTRADA LÓPEZ U.
ACOTACIONES mm	PUNZÓN	REVISÓ Dr. BORJA RAMÍREZ V.
UNAM 		E3



ESCALA 1:1	Posgrado en Ingeniería Mecánica	DIBUJÓ Ing. ESTRADA LÓPEZ U.
ACOTACIONES mm	SOPORTE INSTRON	REVISÓ Dr. BORJA RAMÍREZ V.
UNAM 		E4



ESCALA

1:1

Posgrado en Ingeniería Mecánica

DIBUJÓ

Ing. ESTRADA LÓPEZ U.

ACOTACIONES

mm

REVISÓ

Dr. BORJA RAMÍREZ V.

UNAM



SUFRIDERA

E5