

CAPÍTULO 10

AJUSTES Y TOLERANCIAS

10.1 INTRODUCCIÓN

Debido a las inexactitudes de los métodos de producción, es imposible fabricar partes de máquinas que tengan exactamente las dimensiones escogidas durante el diseño, y que todas las piezas de una producción en serie queden con dimensiones iguales. Por lo tanto, se debe aceptar cierta variación en las medidas.

Cuando se requiere producir piezas con cierta exactitud, por ejemplo cuando éstas van a ser utilizadas en montajes, es necesario un control de las dimensiones. Piezas que se producen en algún lugar y tiempo, deberían poderse montar, sin acondicionamientos, en otras que se han producido en otro lugar o tiempo. En nuestro mercado globalizado, los fabricantes producen piezas de manera que éstas se puedan montar en otras piezas de otros fabricantes. El control de las medidas debe ser tal que parezca que las piezas han sido fabricadas expresamente para aquellas en las cuales se van a montar.

La variación máxima admisible, **tolerancia**, de una medida de una pieza, debe ser lo más grande posible para reducir tiempo y costo de producción. Por otro lado, algunas veces las tolerancias deben ser pequeñas para que las piezas puedan ejecutar correctamente su función. El diseñador debe entonces conocer los procesos de producción y sus costos, así como la precisión de medida requerida en diversas aplicaciones, para especificar adecuadamente las tolerancias.

10.2 TOLERANCIAS

A continuación se dan algunas definiciones referentes al concepto de tolerancia. Estas definiciones se ilustran con el ejemplo de la figura 10.1.

Tamaño básico o dimensión básica (d_b): es la dimensión que se elige para la fabricación. Esta dimensión puede provenir de un cálculo, una normalización, una imposición física, etc., o aconsejada por la experiencia. También se le conoce como dimensión teórica o exacta y es la que aparece en el plano como medida identificativa.

Tolerancia (T): es la variación máxima permisible en una medida, es decir, es la diferencia entre la medida máxima y la mínima que se aceptan en la dimensión. La referencia para indicar las tolerancias es la dimensión básica.

Tolerancia unilateral: ocurre cuando la dimensión de una pieza puede ser sólo mayor o sólo menor que la dimensión básica.

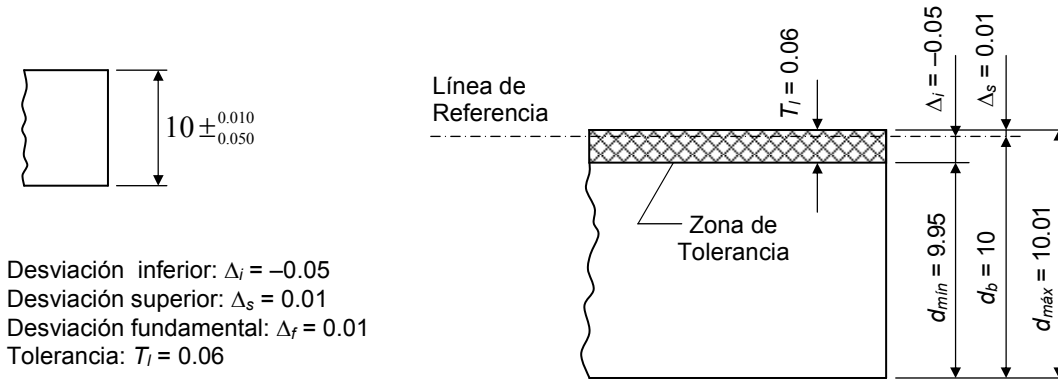


Figura 10.1 Ejemplo de una pieza de 10 mm de altura, con tolerancia bilateral (todas las medidas en mm)

Tolerancia bilateral: ocurre cuando la dimensión de una pieza puede ser mayor o menor que la dimensión básica.

Dimensión máxima o medida máxima ($d_{m\acute{a}x}$): es la máxima medida que puede tener la pieza después de su fabricación.

Dimensión mínima o medida mínima ($d_{m\acute{i}n}$): es la mínima medida que puede tener la pieza después de su fabricación.

Dimensión práctica o medida efectiva (d_p): es la medida real de la pieza después de su fabricación.

Desviación o diferencia superior (Δ_s): es la diferencia algebraica entre la medida máxima y la medida básica.

Desviación o diferencia inferior (Δ_i): es la diferencia algebraica entre la medida mínima y la básica.

Desviación o diferencia fundamental (Δ_f): es la menor entre la desviación superior y la inferior (para la selección, no tenga en cuenta los signos de las desviaciones).

Desviación o diferencia real o efectiva (Δ_p): es la diferencia entre la dimensión real y la básica.

Línea de referencia o línea cero: es la línea a partir de la cual se miden las desviaciones superior e inferior; por lo tanto, **representa a la dimensión básica**.

Con el fin de manejar una representación gráfica más simple que la mostrada en la figura 10.1, las zonas de tolerancia se representan típicamente como aparece en la figura 10.2. Tal como ocurre en la figura 10.1, la línea superior del rectángulo (zona de tolerancia) representa la dimensión máxima, la línea inferior representa la dimensión mínima y la línea a trazos representa la dimensión básica.

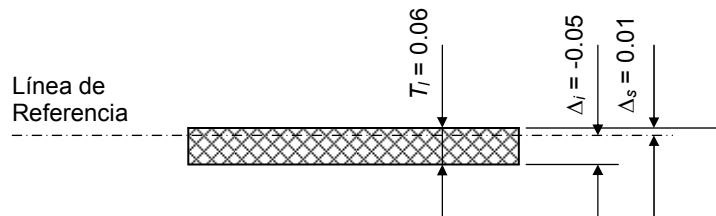
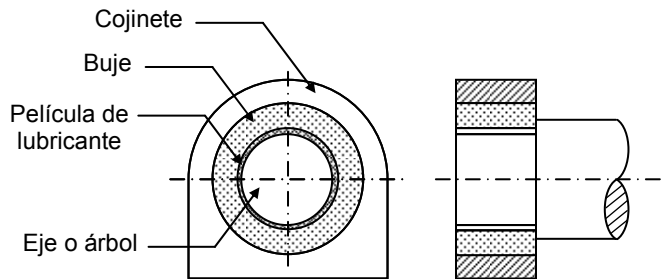


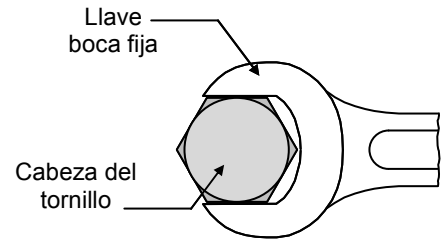
Figura 10.2 Representación de la zona de tolerancia (medidas en mm)

10.3 AJUSTES

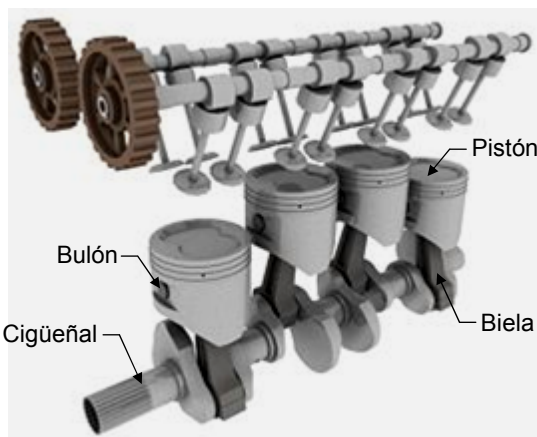
Muchos elementos de máquinas deben encajar dentro de otros para cumplir la función para la cual han sido diseñados. Algunas veces se requiere que los elementos que ajustan entre sí tengan cierta movilidad relativa (figura 10.3): (i) los árboles y ejes deben girar libremente sobre cojinetes de contacto deslizante (figura 10.3.a) para facilitar la transmisión de potencia o movimiento, (ii) una llave boca fija debe encajar libremente sobre la cabeza del tornillo para facilitar el proceso de apriete y desapriete (figura 10.3.b), (iii) las guías de una máquina herramienta deben ajustar con el carro porta-herramienta de una manera tal que permita el fácil desplazamiento de este último, (iv) la biela de un motor de combustión interna debe articular libremente sobre el bulón del pistón y sobre el muñón de biela del cigüeñal (figura 10.3.c).



(a) Ajuste entre un cojinete de contacto deslizante y el extremo de un eje o árbol. Observe el espacio para el lubricante

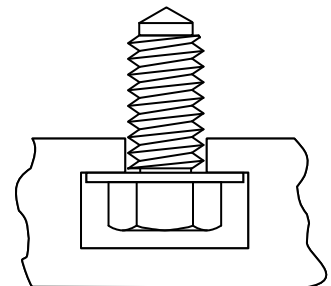


(b) Ajuste entre una llave boca fija y la cabeza de un tornillo



(c) Algunos ajustes en un motor de combustión interna: ajustes biela-cigüeñal y biela-bulón. Debe existir juego para permitir el movimiento relativo y el flujo de lubricante

(d) Ajuste entre un perno y una ranura de la mesa de una fresadora



(e) Ajuste de una unión en cola de milano

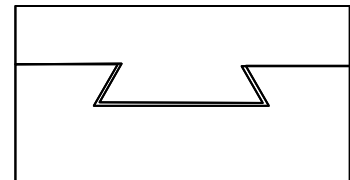


Figura 10.3 Ajustes libres, móviles o con juego¹

¹ Figura 10.3.c: modificada de: Tuscoches.com – admin (2007) El fin de la era de los coches con motores de combustión interna se acerca. <http://www.tuscoches.com/blog/el-fin-de-la-era-de-los-coches-con-motores-de-combustion-interna-se-acerca/> (17 de marzo de 2009).

En otros casos, se requiere que los elementos al ser montados queden fijos (figura 10.4): (i) los engranajes, poleas, acoples y cojinetes de contacto rodante deben quedar fijos sobre ejes o árboles, para evitar vibraciones o movimientos indeseables y posibilitar una suave transmisión de potencia, (ii) las chavetas deberían quedar fijas sobre árboles, engranajes, poleas, etc., (iii) el buje de un cojinete de contacto deslizante debe quedar fijo al cuerpo exterior del cojinete (figura 10.3.a).

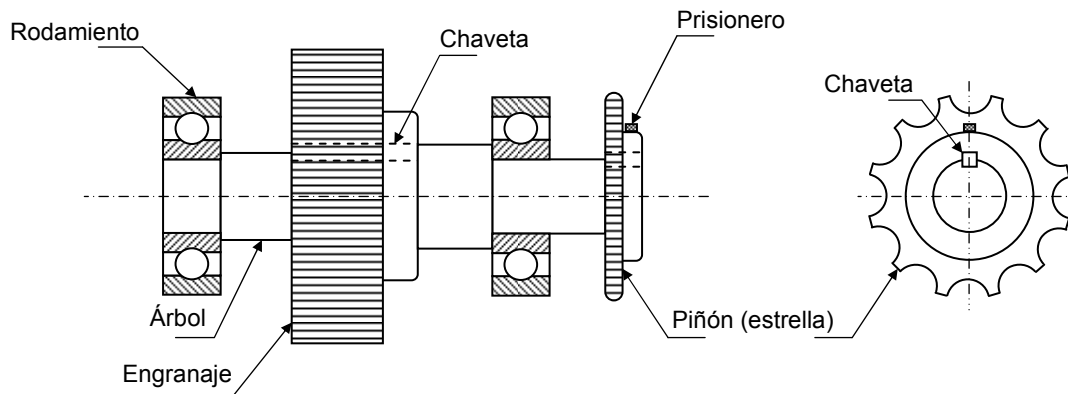


Figura 10.4 Ajustes fijos, a presión o con aprieto. El engranaje, los rodamientos de bolas y la estrella ajustan a presión sobre el árbol. Las chavetas ajustan a presión sobre el árbol y los piñones

El **ajuste** entre dos piezas cuyas medidas finales no están lo suficientemente controladas puede ser impredecible (puede quedar fijo o libre). Por lo tanto, es necesario que las medidas de las dos piezas a encajar estén bien controladas; esto se hace especificando las posiciones de las zonas de tolerancia de ambos elementos para que éstas produzcan un ajuste adecuado.

Los ajustes pueden definirse libremente o utilizando convenciones o normas. Cuando se trata de reparar un elemento de un montaje existente, puede optarse por tomar medidas del elemento averiado o de la pieza con la cual está acoplado, para decidir su medida. Por otro lado, cuando se diseña y fabrica un elemento que va a ser comercializado internacionalmente y que puede montarse con piezas de otros fabricantes, es conveniente ajustarse a normas internacionales. El diseñador debe decidir la acción a seguir para cada caso particular.

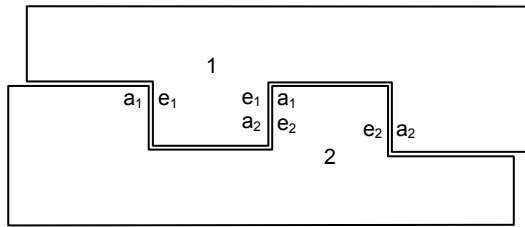
Para el manejo de ajustes se utiliza cierta nomenclatura. Las definiciones dadas a continuación, junto con las estudiadas en la sección 10.2, son útiles para el estudio y manejo de ajustes.

Ajuste: es el acoplamiento dimensional de dos piezas en la que una pieza encaja sobre la otra.

Eje: es cada una de las partes de una pieza constitutiva de un ajuste, que presenta contactos externos (parte contenida).

Agujero: es cada una de las partes de una pieza constitutiva de un ajuste, que presenta contactos internos (parte que contiene).

En la figura 10.3.a, la parte cilíndrica del árbol es el **eje** del ajuste y la superficie interna del buje es el **agujero**. En la figura 10.3.b, la cabeza del tornillo es el eje y la llave boca fija es el agujero. En la figura 10.3.c, el bulón del pistón y el muñón de biela son los ejes de los ajustes, y las superficies internas (agujeros pasantes) de la biela son los agujeros. En la figura 10.4, la chaveta es el eje tanto para el ajuste con el árbol como para el ajuste con el piñón, los cuales son los agujeros. Puede ocurrir que una pieza tenga superficies **eje** y superficies **agujero**; este es el caso mostrado en la figura 10.5.



Existen dos ajustes, 1 y 2, de las caras laterales de los elementos. Algunas caras de la pieza inferior son el agujero del ajuste 1 (indicadas con la letra a_1), mientras que algunas son el eje del ajuste 2 (indicadas con la letra e_2). Algo similar ocurre con la pieza superior

Figura 10.5 Las dos piezas de un ajuste pueden tener superficies eje y superficies agujero

Juego (J_u): es la diferencia entre la medida del agujero y la del eje (de un ajuste), cuando la medida del eje es menor que la del agujero.

Juego mínimo ($J_{umín}$): es la diferencia entre la medida mínima admisible del agujero y la máxima admisible del eje (figura 10.6.a).

Juego máximo ($J_{umáx}$): es la diferencia entre la medida máxima admisible del agujero y la mínima admisible del eje (figura 10.6.a).

Aprieto (A_{pr}): es la diferencia entre la medida del agujero y la del eje (de un ajuste), cuando la medida del eje es mayor que la del agujero. Al acoplar el eje al agujero ha de absorberse una interferencia. Al aprieto se le denomina también juego negativo.

Aprieto máximo ($A_{pr máx}$): es la diferencia entre la medida máxima admisible del eje y la mínima admisible del agujero (figura 10.6.b).

Aprieto mínimo ($A_{pr mín}$): es la diferencia entre la medida mínima admisible del eje y la máxima admisible del agujero (figura 10.6.b).

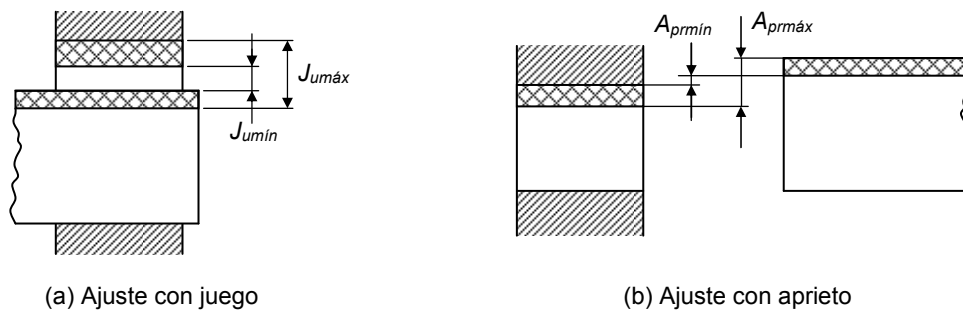


Figura 10.6 Juego y aprieto en un ajuste

Ajuste móvil o con juego: es el que siempre presenta juego (holgura) (figura 10.6.a).

Ajuste fijo o con aprieto: es el que siempre presenta aprieto (interferencia) (figura 10.6.b).

Ajuste indeterminado o de transición: es el que puede quedar con juego o con aprieto según se conjuguen las medidas efectivas del agujero y del eje dentro de las zonas de tolerancia (figura 10.7).

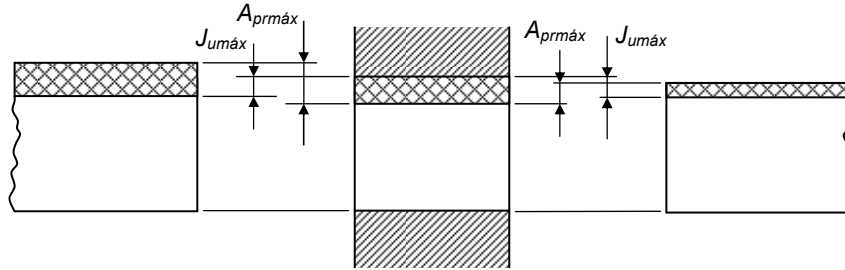


Figura 10.7 Juego máximo y aprieto máximo en ajustes indeterminados

Los ajustes se representan en forma similar a las zonas de tolerancia, como aparece en la figura 10.8. La línea de referencia puede incluirse en dicha representación, si se quieren indicar las medidas de las partes.

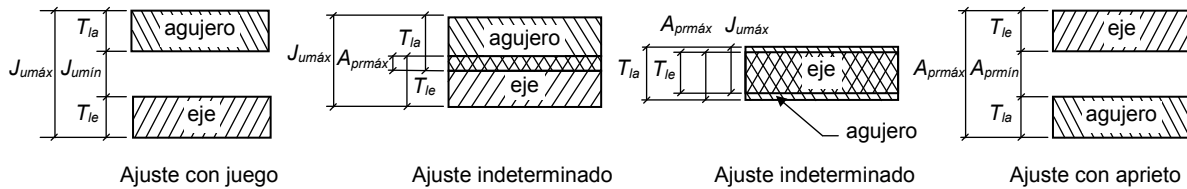


Figura 10.8 Representación de ajustes

10.4 SISTEMA ISO DE AJUSTES Y TOLERANCIAS

10.4.1 Introducción

La ISO (International Organization for Standardization) ha organizado normas internacionales para ajustes y tolerancias. Las unidades de trabajo son las métricas (mm), aunque las normas están definidas también para el sistema inglés (pulgadas). En estas normas, las letras mayúsculas se refieren al agujero y las letras minúsculas al eje. Debido a que la precisión de una pieza está determinada no sólo por la tolerancia, sino también por el tamaño de la pieza (para una misma aplicación, se permiten mayores tolerancias para piezas más grandes), se utiliza el término **calidad**, el cual es definido a continuación:

10.4.2 Calidad

Calidad: es la mayor o menor amplitud de la tolerancia, que relacionada con la dimensión básica, determina la precisión de la fabricación.

Para entender mejor el propósito de la **calidad** de una pieza, considere dos piezas de igual dimensión básica con tolerancias diferentes, la pieza que tenga menor tolerancia tiene mayor precisión (menor grado de calidad); si dos piezas tienen igual tolerancia, pero diferentes dimensiones básicas, la pieza con mayor dimensión es más precisa (tiene menor grado de calidad).

La tabla 10.1 muestra la forma en que la ISO organizó un sistema de dieciocho calidades designadas por: IT 01, IT 0, IT 1, IT 2, IT 3,..., IT 16, cuyos valores de tolerancia se indican para 13 grupos de dimensiones básicas, hasta un valor de 500 mm. De los datos se puede notar que la tolerancia depende tanto de la calidad como de la dimensión básica.

Tabla 10.1 Tolerancias fundamentales en micrómetros (μm) (tolerancias ISO, menos de 500 mm) (tomada de Jiménez^[1], página 29).

Grupos de dimensiones en mm		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

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

Por ejemplo, la tolerancia de un eje de 28 mm (dimensión básica) y calidad IT (International Tolerance) igual a 12 se encuentra en la intersección entre la fila correspondiente al intervalo (18 mm, 30 mm] y la columna correspondiente a una calidad de 12, es decir, $T_i = 210 \mu\text{m} = 0.210 \text{ mm}$. Para una pieza con dimensión básica de 80 mm y calidad IT 4, la tolerancia es $8 \mu\text{m}$; note que los grupos de dimensiones son intervalos abiertos a la izquierda y cerrados a la derecha y, por lo tanto, 80 mm pertenece al intervalo (50 mm, 80 mm], y no a (80 mm, 120 mm].

Los valores de tolerancia de la tabla 10.1 han sido obtenidos aplicando ecuaciones empíricas cuya variable es la dimensión básica y la calidad. Para evitar la ejecución de cálculos cada vez que se quiera obtener una tolerancia, la ISO estableció la división de grupos de dimensiones básicas de la tabla 10.1; la tolerancia para las dimensiones básicas de cada rango se ha obtenido utilizando las ecuaciones para la media geométrica de las dimensiones extremas del rango considerado.

Elección de la calidad

Para elegir la calidad es necesario tener en cuenta que una excesiva precisión aumenta los costos de producción, requiriéndose máquinas más precisas; por otro lado, una baja precisión puede afectar la funcionalidad de las piezas. Es necesario conocer las limitaciones de los procesos de producción, en cuanto a precisión se refiere, y los grados de calidad máximos que permiten el buen funcionamiento de los elementos. Para el empleo de las diversas calidades se definen los siguientes rangos ^[1]:

Para agujeros:

- Las calidades 01 a 5 se destinan para calibres (instrumentos de medida).
- Las calidades 6 a 11 para la industria en general (construcción de máquinas).
- Las calidades 11 a 16 para fabricaciones bastas tales como laminados, prensados, estampados, donde la precisión sea poco importante o en piezas que generalmente no ajustan con otras.

Para ejes:

- Las calidades 01 a 4 se destinan para calibres (instrumentos de medida).
- Las calidades 5 a 11 para la industria en general (construcción de máquinas).
- Las calidades 11 a 16 para fabricaciones bastas.

Además, Jiménez^[1] da una lista de las calidades que se consiguen con diferentes máquinas herramientas. Debido a que las máquinas modernas son más precisas, los grados de calidad obtenidos con las mencionadas a continuación podrían ser menores:

- Con tornos se consiguen grados de calidad mayores de 7.
- Con taladros se consiguen: calidades de 10 a 12 con broca y de 7 a 9 con escariador.
- Con fresas y mandrinos se obtienen normalmente calidades de 8 o mayores, aunque las de gran precisión pueden producir piezas con calidad 6.
- Con rectificadoras se pueden obtener piezas con calidad 5.

10.4.3 Posiciones de tolerancia

Además de definir las tolerancias (mediante la elección de la calidad) de los elementos que hacen parte de un ajuste, es necesario definir las **posiciones** de las zonas de tolerancia, ya que de esta manera queda definido el tipo de ajuste (ver, por ejemplo, figura 10.8). Nótese que en vez de definir un juego o un aprieto para el ajuste, se eligen las dos posiciones de tolerancia, la del eje y el agujero, quedando definido un juego mínimo (o aprieto máximo) y un juego máximo (o aprieto mínimo). Mediante fórmulas empíricas, la ISO ha definido 28 posiciones de tolerancia para ejes y 28 para agujeros, las cuales se ubican respecto a la línea de referencia, con el fin de normalizar tanto ajustes como tolerancias. Las distintas posiciones de tolerancia, designadas con letras minúsculas, para ejes, y mayúsculas, para agujeros, están representadas en las figuras 10.9 y 10.10.

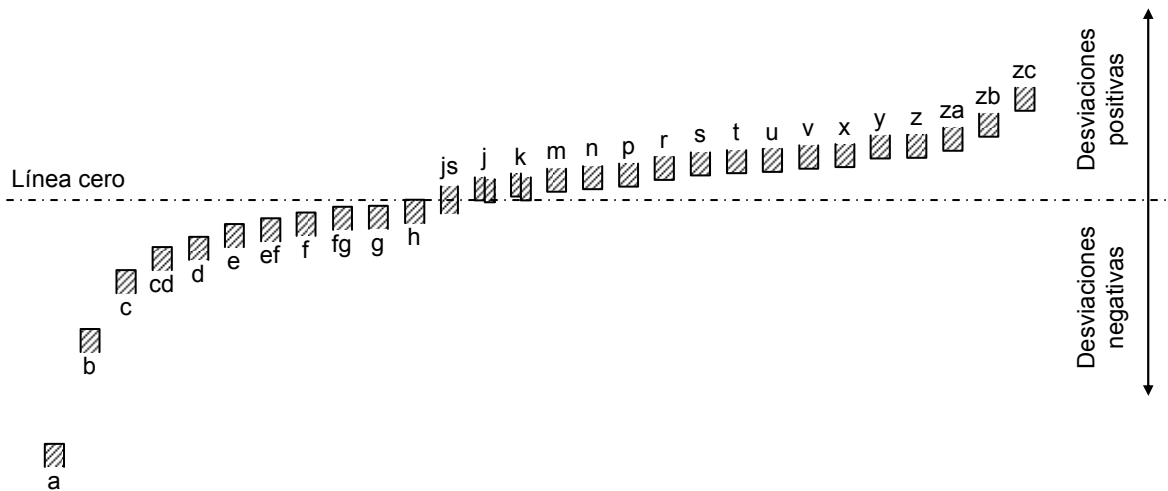


Figura 10.9 Posiciones relativas de tolerancia para ejes. Tomada de Jiménez^[1]

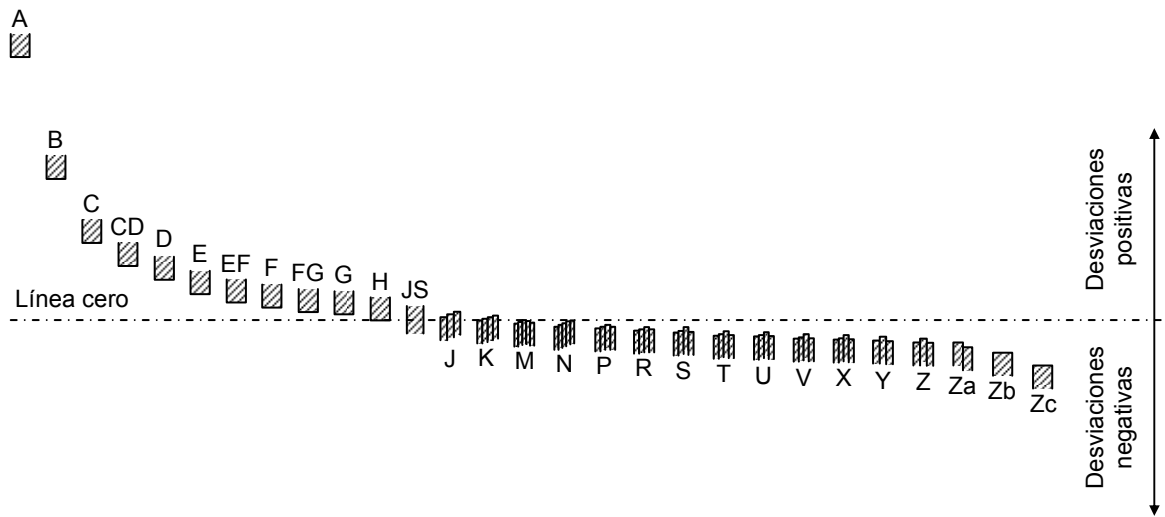


Figura 10.10 Posiciones relativas de tolerancia para agujeros. Tomada de Jiménez^[1]

Existen 784 (28×28) combinaciones posibles de las zonas de tolerancia para definir el ajuste entre dos elementos; por lo tanto, sin contar con las diferentes calidades que pueden escogerse en un ajuste, existen 784 posibles ajustes. Debido a que en la práctica no se requieren tantas combinaciones para suplir las diferentes aplicaciones, existen dos **sistemas de ajustes**, ‘agujero normal básico’ y ‘eje normal básico’, para cada uno de los cuales quedan 28 posibles combinaciones de posiciones de tolerancia.

10.4.4 Sistemas de ajustes

Agujero normal básico: 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, agujero base o agujero básico. En este sistema la posición de la zona de tolerancia del agujero es una sola (independientemente del ajuste) y es la posición “H”. De la figura 10.10 se observa que la posición ‘H’ tiene una desviación inferior igual a cero (la línea que representa la dimensión mínima coincide con la línea de referencia). El ajuste se define, entonces, seleccionando una posición adecuada de la zona de tolerancia del eje. En la figura 10.11 se representan diferentes ajustes, utilizando el sistema de agujero base, en los cuales la posición de la zona de tolerancia del eje es la que define el ajuste.

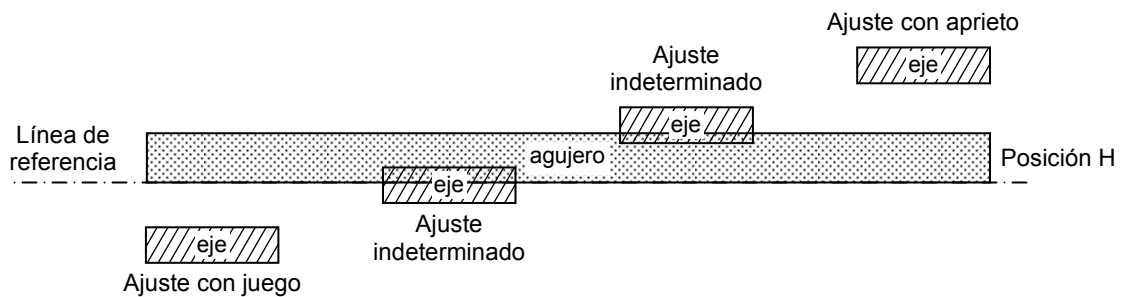


Figura 10.11 Ajustes en el sistema de agujero básico

Eje normal básico: 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, eje base o eje básico. En este sistema la posición de la zona de tolerancia del eje es la posición “h”. El ajuste se define, entonces, seleccionando una posición adecuada de la zona de tolerancia del agujero. La figura 10.12 representa diferentes ajustes en el sistema de eje base, en los cuales la posición de la zona de tolerancia del agujero es la que define el ajuste.

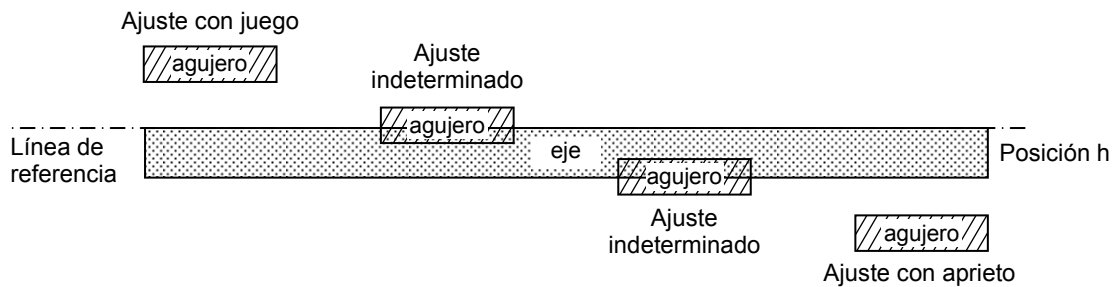


Figura 10.12 Ajustes en el sistema de eje básico

La elección de uno u otro sistema depende de la aplicación particular. Algunas ideas para elegirlo son:

- Para construcción basta se prefiere eje base.
- Para construcciones de gran y media precisión se prefiere agujero base.
- Cuando para una misma dimensión de una pieza se tienen diferentes ajustes con otros elementos, se prefiere (i) eje base, si la pieza es el eje del ajuste, (ii) agujero base, si la pieza es el agujero. Por ejemplo, un árbol de transmisión de potencia debe ajustar sobre un engranaje y sobre dos cojinetes de contacto deslizante, con diferentes ajustes; entonces, se prefiere eje base (ver figura 10.13).
- Cuando una de las piezas ya está fabricada o diseñada (rodamientos, por ejemplo) con uno de los dos sistemas, el sistema ya escogido para ésta se prefiere.

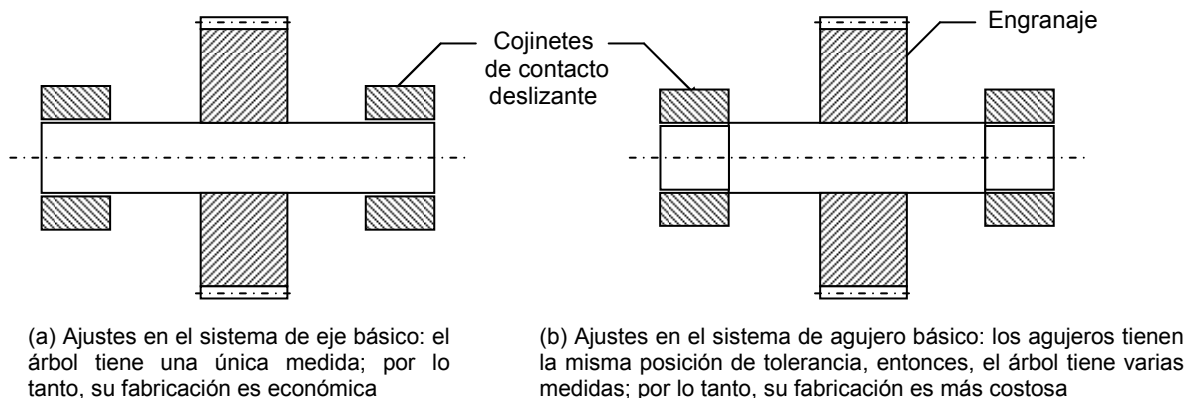


Figura 10.13 Árbol con diferentes ajustes con el engranaje y los cojinetes de contacto deslizante

10.4.5 Ajustes preferentes

Como se dijo anteriormente, las normas ISO permiten 784 combinaciones de zonas de tolerancia, y adoptando uno de los dos sistemas, eje o agujero base, se tienen 28 combinaciones. Sin embargo, la mayoría de las aplicaciones puede ajustarse a un número menor de opciones. Para cada sistema, la ISO seleccionó 10 ajustes que se denominan “ajustes preferentes”, 5 de los cuales son libres, 2 indeterminados y 3 con aprieto. Estos ajustes preferentes tienen definidas tanto las posiciones de tolerancia como las calidades para las piezas eje y agujero.

Las figuras 10.14 y 10.15 y la tabla 10.2 muestran los 10 ajustes preferentes para agujero básico y los 10 ajustes preferentes para eje básico. La designación del ajuste comienza con la posición de tolerancia del agujero seguida de su calidad, después aparece la posición de tolerancia del eje seguida de su calidad; por ejemplo, la designación H7/p6 significa que la posición de tolerancia del agujero es la ‘H’ (lo cual indica que el sistema es agujero base) y su calidad es IT 7, la posición para el eje es ‘p’ y su calidad es 6. La tabla 10.2 presenta también la descripción y algunas aplicaciones de cada ajuste preferente. Nótese que la tabla agrupa los 20 tipos de ajuste en 10 grupos, ya que cada ajuste preferente en el sistema de eje base tiene su equivalente, en cuanto al tipo y a las características del ajuste, en el otro sistema.

Tabla 10.2 Descripción y aplicaciones de los ajustes preferentes.

SÍMBOLO ISO		DESCRIPCIÓN**	APLICACIONES
Agujero base	Eje base		
H11/c11	C11/h11	Movimiento grande, amplio: ajuste para tolerancias comerciales amplias o para elementos exteriores.	Cojinetes en maquinaria agrícola y doméstica, equipos de minería, topes, pasadores.
H9/d9	D9/h9	Movimiento libre: no debe emplearse cuando la precisión sea algo esencial. Es adecuado para grandes variaciones de temperatura, velocidades de giro elevadas, o presiones elevadas en la pieza macho.	Cojinetes giratorios donde la velocidad de giro es mayor o igual a 600 R.P.M., soportes de ejes en grúas, carretillas, transmisiones y maquinaria agrícola.
H8/f7	F8/h7	Movimiento limitado: para máquinas de precisión y para posicionamiento preciso en caso de velocidades moderadas y presión en la pieza macho.	Montajes deslizantes donde la velocidad es menor de 600 r/min, construcción de máquinas herramientas de precisión, partes de automotores.
H7/g6	G7/h6	Ajuste deslizante: cuando no se pretende que las piezas se muevan libremente, una respecto a la otra, pero pueden girar entre sí y colocarse con precisión.	Collares de retención, émbolos de frenos de aceite, acoplamiento de platillos desembragables, bridas de centrar para tuberías y válvulas.
H7/h6	H7/h6	Posicionamiento con juego: proporciona cierto apriete. Es adecuado para posicionar piezas estacionarias, pero pueden montarse y desmontarse fácilmente.	Engranajes de cambios de velocidades, ejes de contrapunto, mangos de volantes de mano, columnas guía de taladros radiales, brazo superior de fresadoras.
H7/k6	K7/h6	Posicionamiento de transición o ajuste intermedio: posicionamiento de precisión, es un compromiso entre el juego y la interferencia.	Engranajes en husillos, poleas fijas y volantes en ejes, discos de excéntrica, manivelas para pequeños esfuerzos.
H7/n6	N7/h6	Posicionamiento de transición o ajuste intermedio: posicionamiento más preciso en el que se requiere y admite una interferencia mayor.	Casquillos de bronce, collares calados sobre ejes, piñones en ejes motores, inducidos en dinamos.
H7/p6*	P7/h6	Posicionamiento con interferencia: para piezas que requieran rigidez y alineación muy precisas pero sin requisitos especiales de presión en el agujero.	
H7/s6	S7/h6	Sin movimiento o fijo: para piezas de acero normales o ajustes forzados en secciones pequeñas. Es el ajuste más apretado admisible en piezas de fundición.	Casquillos de bronce en cajas, cubos de ruedas y bielas, coronas de bronce en ruedas helicoidales y engranajes, acoplamiento en extremos de ejes.
H7/u6	U7/h6	Forzado: para piezas que van a funcionar muy cargadas, para ajustes forzados en los que las fuerzas de apriete requeridas no son factibles en la práctica.	

* Ajuste de transición para tamaños básicos comprendidos entre 0 y 3 mm.

** Tomada de Mitutoyo, Márgenes y Tolerancias. Impreso por Equipos y Controles Industriales (eci), Bogotá D.C..

Al buscar un ajuste apropiado bajo normas ISO, es conveniente escoger uno de estos 20 ajustes, si ninguno de éstos parece adecuado, el paso siguiente sería buscar entre los 36 ajustes restantes. El diseñador decide si trabaja con los ajustes preferentes o no; las ventajas de hacerlo son:

- Reducción de costos
- Intercambiabilidad de piezas perfectamente estudiadas y universalizadas
- Mejor calidad

De la tabla 10.2 puede notarse que para los ajustes preferentes, los grados de calidad del agujero son mayores que los del eje; esto se debe a que es más fácil dar una medida precisa a una superficie externa que a una interna.

Las posiciones de tolerancia para ejes y agujeros se ubican respecto a la línea de referencia conociendo la desviación fundamental. Las tablas 10.3 y 10.4 dan las desviaciones fundamentales para las posiciones preferentes de tolerancia de eje y de agujero respectivamente. Una desviación fundamental positiva indica que la posición de la zona de tolerancia está por encima de la línea de referencia; una desviación fundamental negativa indica que la posición de la zona de tolerancia está por debajo de la línea de referencia.

Tabla 10.3 Desviaciones fundamentales en milímetros (mm) para zonas de tolerancia de ejes (tomada de Jiménez^[1]). Los intervalos de tamaños básicos son sobre el límite inferior e incluyendo el límite superior.

Tamaños básicos (mm)	Desviación fundamental (mm)									
	Desviación superior					Desviación inferior				
	c	d	f	g	h	k	n	p	s	u
0-3	-0.060	-0.020	-0.006	-0.002	0	0	+0.004	+0.006	+0.014	+0.018
3-6	-0.070	-0.030	-0.010	-0.004	0	+0.001	+0.008	+0.012	+0.019	+0.023
6-10	-0.080	-0.040	-0.013	-0.005	0	+0.001	+0.010	+0.015	+0.023	+0.028
10-14	-0.095	-0.050	-0.016	-0.006	0	+0.001	+0.012	+0.018	+0.028	+0.033
14-18	-0.095	-0.050	-0.016	-0.006	0	+0.001	+0.012	+0.018	+0.028	+0.033
18-24	-0.110	-0.065	-0.020	-0.007	0	+0.002	+0.015	+0.022	+0.035	+0.041
24-30	-0.110	-0.065	-0.020	-0.007	0	+0.002	+0.015	+0.022	+0.035	+0.048
30-40	-0.120	-0.080	-0.025	-0.009	0	+0.002	+0.017	+0.026	+0.043	+0.060
40-50	-0.130	-0.080	-0.025	-0.009	0	+0.002	+0.017	+0.026	+0.043	+0.070
50-65	-0.140	-0.100	-0.030	-0.010	0	+0.002	+0.020	+0.032	+0.053	+0.087
65-80	-0.150	-0.100	-0.030	-0.010	0	+0.002	+0.020	+0.032	+0.059	+0.102
80-100	-0.170	-0.120	-0.036	-0.012	0	+0.003	+0.023	+0.037	+0.071	+0.124
100-120	-0.180	-0.120	-0.036	-0.012	0	+0.003	+0.023	+0.037	+0.079	+0.144
120-140	-0.200	-0.145	-0.043	-0.014	0	+0.003	+0.027	+0.043	+0.092	+0.170
140-160	-0.210	-0.145	-0.043	-0.014	0	+0.003	+0.027	+0.043	+0.100	+0.190
160-180	-0.230	-0.145	-0.043	-0.014	0	+0.003	+0.027	+0.043	+0.108	+0.210
180-200	-0.240	-0.170	-0.050	-0.015	0	+0.004	+0.031	+0.050	+0.122	+0.236
200-225	-0.260	-0.170	-0.050	-0.015	0	+0.004	+0.031	+0.050	+0.130	+0.258
225-250	-0.280	-0.170	-0.050	-0.015	0	+0.004	+0.031	+0.050	+0.140	+0.284
250-280	-0.300	-0.190	-0.056	-0.017	0	+0.004	+0.034	+0.056	+0.158	+0.315
280-315	-0.330	-0.190	-0.056	-0.017	0	+0.004	+0.034	+0.056	+0.170	+0.350
315-355	-0.360	-0.210	-0.062	-0.018	0	+0.004	+0.037	+0.062	+0.190	+0.390
355-400	-0.400	-0.210	-0.062	-0.018	0	+0.004	+0.037	+0.062	+0.208	+0.435
400-450	-0.440	-0.230	-0.068	-0.020	0	+0.005*	+0.040	+0.068	+0.232	+0.490
450-500	-0.480	-0.230	-0.068	-0.020	0	+0.005*	+0.040	+0.068	+0.252	+0.540

* Sólo para calidades IT4 a IT7; para las otras calidades tomar cero

Tabla 10.4 Desviaciones fundamentales en milímetros (mm) para zonas de tolerancia de agujeros (tomada de Jiménez^[1]). Los intervalos de tamaños básicos son sobre el límite inferior e incluyendo el límite superior.

Tamaños básicos (mm)	Desviación fundamental (mm)									
	Desviación inferior					Desviación superior				
	C	D	F	G	H	K*	N*	P**	S**	U**
0-3	+0.060	+0.020	+0.0006	+0.002	0	0	-0.004	-0.006	-0.014	-0.018
3-6	+0.070	+0.030	+0.010	+0.004	0	-0.001+ δ	-0.008+ δ	-0.012	-0.019	-0.023
6-10	+0.080	+0.040	+0.013	+0.005	0	-0.001+ δ	-0.010+ δ	-0.015	-0.023	-0.028
10-14	+0.095	+0.050	+0.016	+0.006	0	-0.001+ δ	-0.012+ δ	-0.018	-0.028	-0.033
14-18	+0.095	+0.050	+0.016	+0.006	0	-0.001+ δ	-0.012+ δ	-0.018	-0.028	-0.033
18-24	+0.110	+0.065	+0.020	+0.007	0	-0.002+ δ	-0.015+ δ	-0.022	-0.035	-0.041
24-30	+0.110	+0.065	+0.020	+0.007	0	-0.002+ δ	-0.015+ δ	-0.022	-0.035	-0.048
30-40	+0.120	+0.080	+0.025	+0.009	0	-0.002+ δ	-0.017+ δ	-0.026	-0.043	-0.060
40-50	+0.130	+0.080	+0.025	+0.009	0	-0.002+ δ	-0.017+ δ	-0.026	-0.043	-0.070
50-65	+0.140	+0.100	+0.030	+0.010	0	-0.002+ δ	-0.020+ δ	-0.032	-0.053	-0.087
65-80	+0.150	+0.100	+0.030	+0.010	0	-0.002+ δ	-0.020+ δ	-0.032	-0.059	-0.102
80-100	+0.170	+0.120	+0.036	+0.012	0	-0.003+ δ	-0.023+ δ	-0.037	-0.071	-0.124
100-120	+0.180	+0.120	+0.036	+0.012	0	-0.003+ δ	-0.023+ δ	-0.037	-0.079	-0.144
120-140	+0.200	+0.145	+0.043	+0.014	0	-0.003+ δ	-0.027+ δ	-0.043	-0.092	-0.170
140-160	+0.210	+0.145	+0.043	+0.014	0	-0.003+ δ	-0.027+ δ	-0.043	-0.100	-0.190
160-180	+0.230	+0.145	+0.043	+0.014	0	-0.003+ δ	-0.027+ δ	-0.043	-0.108	-0.210
180-200	+0.240	+0.170	+0.050	+0.015	0	-0.004+ δ	-0.031+ δ	-0.050	-0.122	-0.236
200-225	+0.260	+0.170	+0.050	+0.015	0	-0.004+ δ	-0.031+ δ	-0.050	-0.130	-0.258
225-250	+0.280	+0.170	+0.050	+0.015	0	-0.004+ δ	-0.031+ δ	-0.050	-0.140	-0.284
250-280	+0.300	+0.190	+0.056	+0.017	0	-0.004+ δ	-0.034+ δ	-0.056	-0.158	-0.315
280-315	+0.330	+0.190	+0.056	+0.017	0	-0.004+ δ	-0.034+ δ	-0.056	-0.170	-0.350
315-355	+0.360	+0.210	+0.062	+0.018	0	-0.004+ δ	-0.037+ δ	-0.062	-0.190	-0.390
355-400	+0.400	+0.210	+0.062	+0.018	0	-0.004+ δ	-0.037+ δ	-0.062	-0.208	-0.435
400-450	+0.440	+0.230	+0.068	+0.020	0	-0.005+ δ	-0.040+ δ	-0.068	-0.232	-0.490
450-500	+0.480	+0.230	+0.068	+0.020	0	-0.005+ δ	-0.040+ δ	-0.068	-0.252	-0.540

* Sólo para calidades IT01 a IT8, excepto el valor para 0-3 mm que es válido para cualquier calidad. Para la posición N tomar cero para calidades IT9 a IT16, excepto para 0-3 mm que debe tomarse - 0.004

** Sólo para calidades IT8 a IT16

Nota: $\delta = IT_n - IT_{n-1}$ (diferencia entre la tolerancia de la calidad considerada y de la calidad inmediata más fina)

10.5 ESFUERZOS DEBIDOS A AJUSTES CON APRIETO EN CILINDROS HUECOS

10.5.1 Introducción

Cuando se efectúa un ajuste en el cual la medida del eje es mayor que la del agujero, debe vencerse un aprieto o interferencia mediante la deformación de las piezas. Una vez acopladas, se ha reducido el tamaño del eje y se ha aumentado el del agujero, generándose esfuerzos. A mayor aprieto, mayores serán las deformaciones y, por lo tanto, los esfuerzos.

Sólo se considerará el caso de un ajuste entre dos cilindros, uno hueco y el otro macizo o hueco, de longitudes iguales, que se acoplan en toda su longitud, tal como se muestra en la figura 10.16. Cuando no se cumple alguna de estas condiciones, puede recurrirse a métodos avanzados de cálculo, como el de elementos finitos.

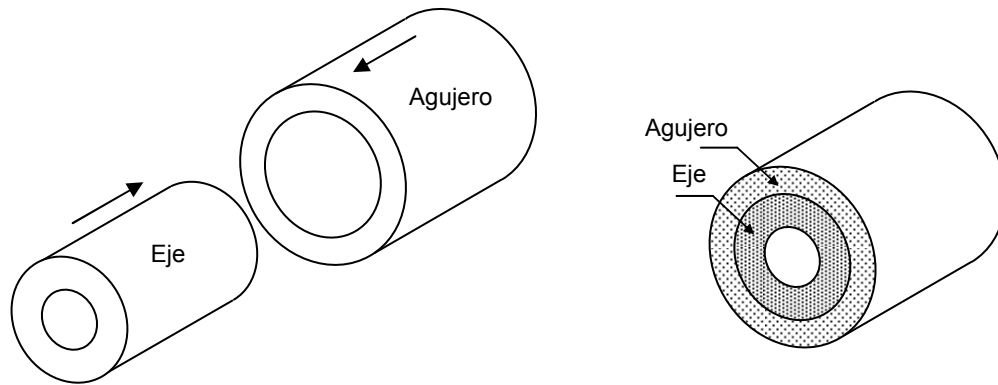


Figura 10.16 Ajuste entre dos elementos cilíndricos huecos (antes y después del montaje)

10.5.2 Distribuciones de esfuerzos y estados de esfuerzo en el eje y el agujero

Para determinar qué esfuerzos se generan con el ajuste, considere primero un corte longitudinal que divide el cilindro externo (agujero) en dos partes iguales; al aislar la mitad del cilindro y hacer el diagrama de cuerpo libre se obtiene el diagrama de la figura 10.17.a, en donde se observa la fuerza de empuje producida por el cilindro pequeño y dos reacciones R_1 y R_2 , iguales, que garantizan el equilibrio.

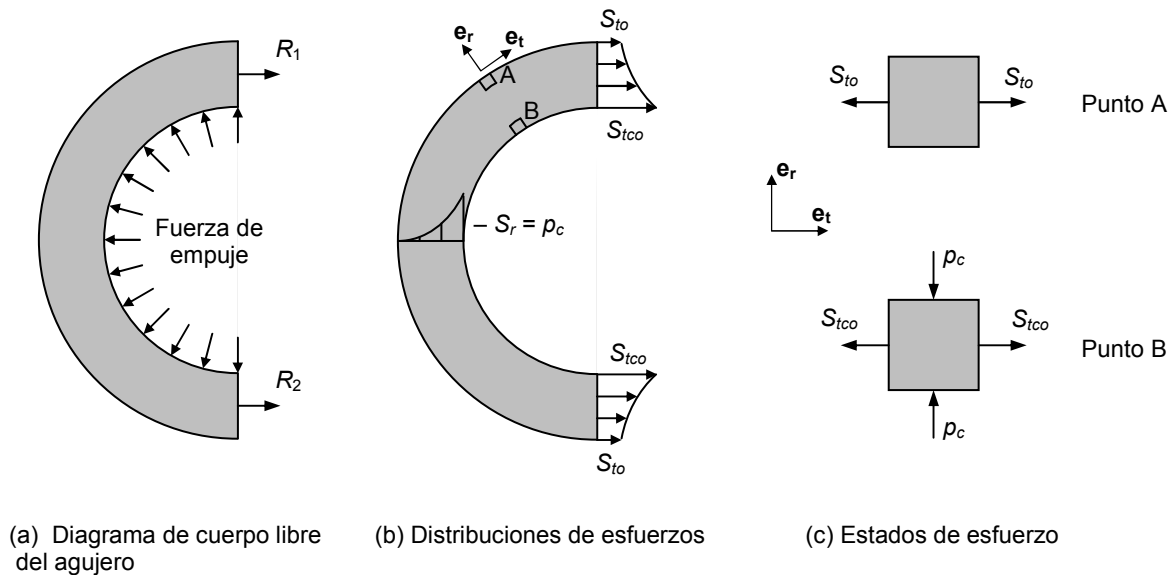


Figura 10.17 Esfuerzos en el cilindro hueco externo (agujero) de un ajuste

Para determinar cómo se distribuyen las fuerzas R_1 y R_2 y qué efecto tiene la fuerza de empuje en los puntos interiores del cilindro, éste puede considerarse como la unión de un número infinito de cilindros de espesor infinitesimal; planteando las ecuaciones de equilibrio y teniendo en cuenta las condiciones de frontera, se obtiene el estado de esfuerzo en cualquier punto.

De este análisis, sólo se presentan los resultados. Por simetría, todas las líneas radiales tienen igual comportamiento; los puntos de cualquier línea radial tienen estados de esfuerzo biaxiales (exceptuando los puntos en la superficie externa, los cuales tienen estados de esfuerzo uniaxiales). Se generan esfuerzos

normales en las direcciones radial y tangencial. Las distribuciones de estos esfuerzos se muestran en la figura 10.17.b. En los puntos interiores se presenta un esfuerzo radial máximo de compresión $S_r = -p_c$; el esfuerzo radial se reduce desde este valor máximo hasta cero en los puntos exteriores. Los esfuerzos tangenciales varían desde un máximo S_{tco} en los puntos interiores hasta un mínimo S_{to} en los exteriores. Los estados de esfuerzo de los puntos en la superficie interior (punto B) y en la exterior (punto A) se muestran en la figura 10.17.c.

Se puede hacer un análisis similar para el elemento interno (eje del ajuste). La figura 10.18 muestra las distribuciones de esfuerzos radiales y tangenciales y los estados de esfuerzo de los puntos en las superficies externa e interna, los cuales son similares a los que se presentan en el agujero. Nótese que en el eje todos los esfuerzos son de compresión, mientras que en el agujero los tangenciales son de tracción.

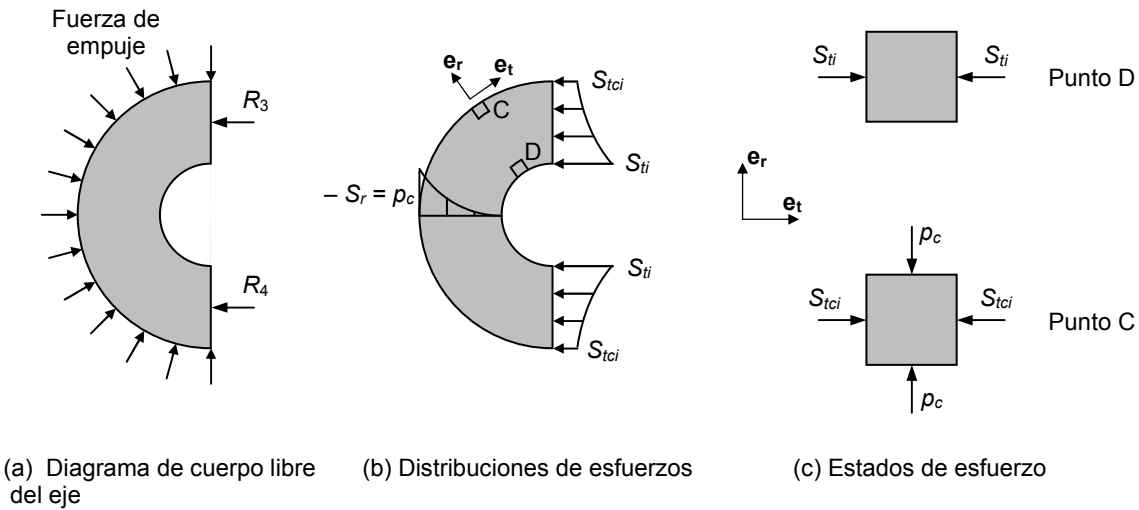


Figura 10.18 Esfuerzos en el cilindro hueco interno (eje) de un ajuste

10.5.3 Ecuaciones para el cálculo de los esfuerzos

Como se ilustró en las figuras 10.17 y 10.18, los elementos cilíndricos de un ajuste soportan esfuerzos **normales** en las direcciones radial y tangencial, cuya nomenclatura es la siguiente:

- p_c : presión en la superficie de contacto
- S_r : esfuerzo radial de compresión en la superficie de contacto ($p_c = -S_r$, donde p_c se toma positivo)
- S_{to} : esfuerzo tangencial en la superficie externa del elemento externo
- S_{tco} : esfuerzo tangencial en la superficie de contacto del elemento externo
- S_{tci} : esfuerzo tangencial en la superficie de contacto del elemento interno
- S_{ti} : esfuerzo tangencial en la superficie interna del elemento interno

La presión en la superficie de contacto está dada por

$$p_c = \frac{A_{pr}}{d_c \left[\frac{d_c^2 + d_i^2}{E_i(d_c^2 - d_i^2)} + \frac{d_o^2 + d_c^2}{E_o(d_o^2 - d_c^2)} - \frac{\nu_i}{E_i} + \frac{\nu_o}{E_o} \right]}, \quad (10.1)$$

donde:

- A_{pr} : aprieto o interferencia total del ajuste
- d_i : diámetro interior del elemento interno (eje)
- d_c : diámetro de la superficie de contacto (dimensión básica)
- d_o : diámetro exterior del elemento externo (agujero)
- ν_o : relación de Poisson del agujero
- ν_i : relación de Poisson del eje
- E_o : módulo de elasticidad del agujero
- E_i : módulo de elasticidad del eje

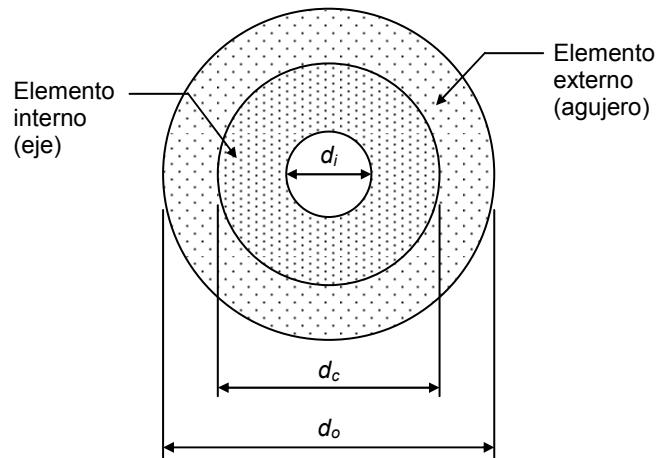


Figura 10.19 Diámetros de los cilindros de un ajuste

Si ambos elementos son del mismo material, o simplemente si $E_o = E_i = E$ y $\nu_o = \nu_i$, la ecuación anterior puede expresarse como:

$$p_c = \frac{A_{pr} E (d_c^2 - d_i^2) (d_o^2 - d_c^2)}{2 d_c^3 (d_o^2 - d_i^2)} \quad (10.2)$$

Después de encontrar la presión en la superficie de contacto, se pueden calcular los esfuerzos tangenciales (esfuerzos normales de tracción o compresión) en las superficies de ambos elementos. Existen dos conjuntos de ecuaciones (Lamé y Birnie); cada uno de ellos se usa conjuntamente con una teoría de falla.

Las ecuaciones de **Lamé** se usan conjuntamente con la teoría de falla del esfuerzo cortante máximo:

$$S_{to} = \frac{2 p_c d_c^2}{d_o^2 - d_c^2}, \quad S_{tco} = p_c \left(\frac{d_o^2 + d_c^2}{d_o^2 - d_c^2} \right), \quad S_{tci} = -p_c \left(\frac{d_c^2 + d_i^2}{d_c^2 - d_i^2} \right), \quad S_{ti} = \frac{-2 p_c d_c^2}{d_c^2 - d_i^2} \quad (10.3)$$

Las ecuaciones de **Birnie** se usan conjuntamente con la teoría de falla por deformación máxima:

$$S_{to} = \frac{2 p_c d_c^2}{d_o^2 - d_c^2}, \quad S_{tco} = p_c \left(\frac{d_o^2 + d_c^2}{d_o^2 - d_c^2} + \nu_o \right), \quad S_{tci} = -p_c \left(\frac{d_c^2 + d_i^2}{d_c^2 - d_i^2} - \nu_i \right), \quad S_{ti} = \frac{-2 p_c d_c^2}{d_c^2 - d_i^2} \quad (10.4)$$

10.5.4 Fuerza axial para montaje o desmontaje en ajustes con aprieto

Una de las formas de montar o desmontar dos piezas con ajuste de interferencia es aplicar una fuerza axial, por ejemplo, con una prensa hidráulica, con un dispositivo especial o mediante impactos (figura 10.20). La fuerza axial, F_a , que debe aplicarse a dos cilindros para efectuar su montaje (o desmontaje) es igual a la fuerza de fricción, F_f , que aparece en la superficie de contacto (figura 10.21). La fuerza de fricción es igual al coeficiente de fricción, f , multiplicado por la fuerza normal, F_n :

$$F_a = F_f = f \cdot F_n, \quad \text{donde} \quad F_n = p_c A = p_c \pi d_c L, \quad \text{entonces} \quad F_a = f p_c \pi d_c L, \quad (10.5)$$

donde L y A son, respectivamente, la longitud y el área de contacto de los cilindros. F_a es la máxima fuerza axial durante el montaje o desmontaje, ya que la fuerza varía a medida que la superficie de contacto aumenta (durante el montaje) o disminuye (durante el desmontaje). Esta fuerza, además, será la máxima que soportará el montaje sin deslizarse axialmente.

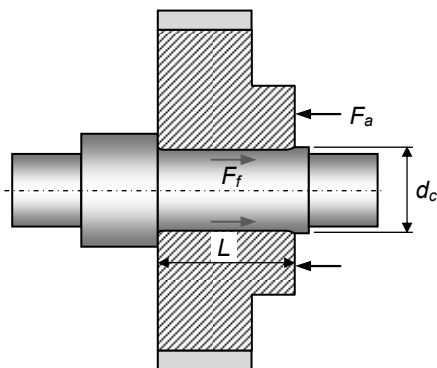


(a) Prensa hidráulica²

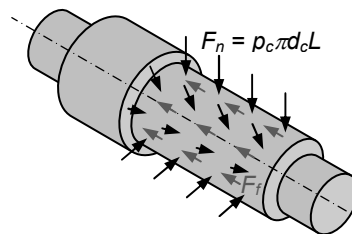


(b) Extractor de rodamientos hidráulico de tres patas³

Figura 10.20 Métodos para montar y desmontar piezas con ajustes a presión



(a) Fuerzas F_a y F_f (indicadas para el elemento externo)



(b) Fuerzas F_n y F_f (indicadas para el elemento interno)

Figura 10.21 Ilustración de las fuerzas entre dos piezas con ajuste a presión

² Makilezzo, S. L. Maquinaria Industrial. Prensa Hidráulica Manual desde 15 a 80 TM. http://www.makilezzo.com/e_prensa.htm (25 de marzo de 2009).

³ DirectIndustry. Three arm hydraulic bearing puller. <http://www.directindustry.com/prod/fag-industrial-services/three-arm-hydraulic-bearing-puller-31089-354590.html> (25 de marzo de 2009).

10.5.5 Momento de torsión resistente de un ajuste a presión

Para producir rotación relativa entre dos cilindros huecos que se montan con interferencia, se debe vencer la fuerza de fricción mediante cierto par de torsión (figura 10.22). Este par, T , es entonces el par de torsión máximo que se podría transmitir con el ajuste sin que exista deslizamiento de las superficies. El par de torsión es igual a la fuerza de fricción (dada por la ecuación 10.5) multiplicada por el radio de la superficie de contacto ($d_c/2$). Entonces:

$$T = F_f \frac{d_c}{2} = fp_c \pi d_c L \frac{d_c}{2} = 0.5 fp_c \pi d_c^2 L. \tag{10.6}$$

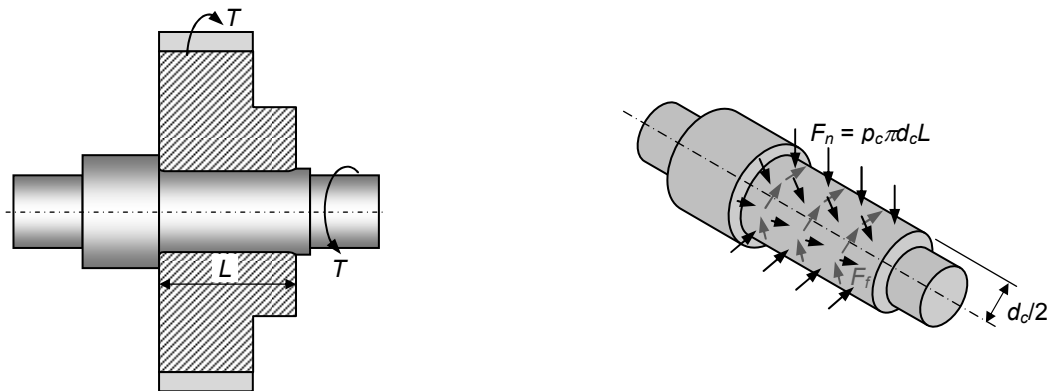


Figura 10.22 Fuerza de fricción generada al tratar de producir una rotación relativa de las superficies en contacto

10.5.6 Calentamiento o enfriamiento para montajes

Para evitar la aplicación de fuerza axial (o al menos para reducirla) en un montaje con interferencia, puede calentarse la pieza externa (agujero), enfriarse la pieza interna (eje) o efectuar ambos procedimientos. Al calentar la pieza externa, ésta se dilata (aumenta de tamaño) y al enfriar la pieza interna, ésta se contrae (disminuye su tamaño). Si se quiere efectuar el montaje sin requerir fuerza axial, se debe calentar el agujero o enfriar el eje lo suficiente, de tal manera que se elimine totalmente el aprieto.

Para encontrar el cambio de temperatura, ΔT_{emp} , al que se debe someter el eje o el agujero, para eliminar el aprieto, considere la barra recta de la figura 10.23. La dilatación (alargamiento) está dada por:

$$\delta = \alpha_T L \Delta T_{emp}, \tag{10.7}$$

donde α_T es el coeficiente de dilatación térmica lineal del material ($\alpha_T = 0.0000126/^\circ\text{C}$ para el acero), L es la longitud (inicial) de la barra y ΔT_{emp} es el incremento de temperatura.

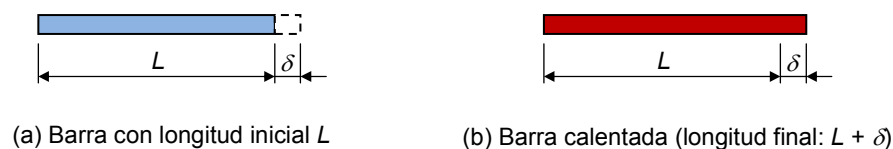


Figura 10.23 Dilatación de una barra al calentarla una cantidad ΔT_{emp}

Considere ahora el cilindro hueco de la figura 10.24, el cual se puede tomar como la unión de un número infinito de cilindros huecos de espesor infinitesimal. Cada uno de éstos se alargará de acuerdo con la ecuación 10.7. El cilindro de espesor infinitesimal mostrado en la figura 10.24 tiene una longitud inicial $L = \pi d$ y una longitud final dada por

$$L_f = \pi(d + \Delta d), \tag{10.8}$$

donde Δd es el aumento en el diámetro d .

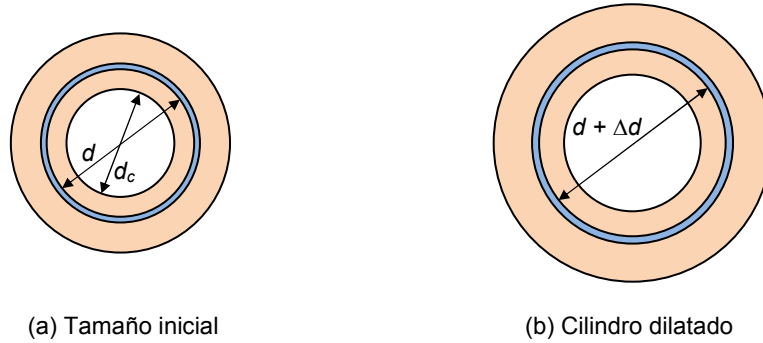


Figura 10.24 Dilatación de un cilindro hueco al calentarlo una cantidad ΔT_{emp}

La longitud final puede expresarse también en función de la longitud inicial y la dilatación:

$$L_f = L + \delta = \pi d + \delta, \tag{10.9}$$

donde, de la ecuación 10.7:

$$\delta = \alpha_T (\pi d) \Delta T_{emp}. \tag{10.10}$$

Ahora se iguala la ecuación 10.8 con la 10.9 y se reemplaza la ecuación 10.10 en el resultado:

$$\pi(d + \Delta d) = \pi d + \delta, \text{ entonces } \pi \Delta d = \delta, \text{ ó } \pi \Delta d = \alpha_T (\pi d) \Delta T_{emp}, \text{ entonces } \Delta d = \alpha_T d \Delta T_{emp}. \tag{10.11}$$

Aplicando la ecuación 10.11 a $d = d_c$, se obtiene

$$\Delta d_c = \alpha_T d_c \Delta T_{emp}. \tag{10.12}$$

Para efectuar un montaje sin fuerza axial, $\Delta d_c \geq A_{pr}$, entonces:

$$\alpha_T d_c \Delta T_{emp} \geq A_{pr}, \tag{10.13}$$

de donde

$$\Delta T_{emp} \geq \frac{A_{pr}}{\alpha_T d_c}. \tag{10.14}$$

Por lo tanto, para realizar un montaje sin requerir fuerza axial, se debe calentar el elemento externo o enfriar el interno una cantidad ΔT_{emp} . Algunos medios de calentamiento son estufas, baños de aceite,

placas eléctricas y calentadores por inducción (figura 10.25). Estos últimos calientan la pieza mediante la generación de corrientes eléctricas en ésta. En general, no se recomienda calentar piezas con llama.



(a) Placa eléctrica de calentamiento⁴



(b) Calentador por inducción⁵

Figura 10.25 Algunos medios de calentamiento de rodamientos

EJEMPLO 10.1

Se desea hacer el montaje de una rueda dentada helicoidal de acero SAE 1045 en un árbol de sección circular maciza de acero SAE 4340, con el ajuste H7/s6. El diámetro exterior de los dientes del engranaje es de 85 mm, el diámetro interior es de 80 mm y el coeficiente de rozamiento entre las superficies de contacto es de 0.18. Otras dimensiones se dan en la figura 10.26. Determinar:

- Dimensiones del agujero y del eje.
- Presiones de contacto máxima y mínima.
- Esfuerzos tangenciales máximos en las superficies de contacto de los dos elementos y en el centro del árbol (debido a los dientes, el esfuerzo en la superficie externa de la rueda no puede calcularse con las ecuaciones dadas en la sección 10.5.3); usar las ecuaciones de Birnie y de Lamé.
- Fuerza axial máxima que se podría ser requerida en el montaje.
- Máximo par de torsión garantizado a transmitir con el ajuste.
- Incremento de temperatura (calentamiento) mínimo que debe efectuarse en la rueda helicoidal para garantizar un montaje sin fuerza axial.

Solución:

Generalmente, las ruedas dentadas son montadas sobre los árboles con un pequeño aprieto, suficiente para evitar vibraciones y deslizamientos axiales indeseables. Para asegurar axialmente el árbol, usualmente se utilizan tornillos prisioneros, y para la transmisión de potencia (par de torsión) es muy común el uso de chavetas, las cuales son barras prismáticas estandarizadas de sección cuadrada o rectangular. Las chavetas encajan en chaveteros en las piezas a ajustar. En este ejemplo, la transmisión de potencia se hace posible mediante el ajuste, utilizando un aprieto grande; por lo tanto, no se requiere chaveta.

⁴ RODACCESA - Rodamientos y Accesorios para la Automoción e Industria. Calentadores y guantes. <http://www.rodaccesa.com/Calentadores.htm> (25 de marzo de 2009).

⁵ CONSTRUSUR. <http://www.construsur.com.ar/News-sid-196-file-article-pageid-2.html> (25 de marzo de 2009).

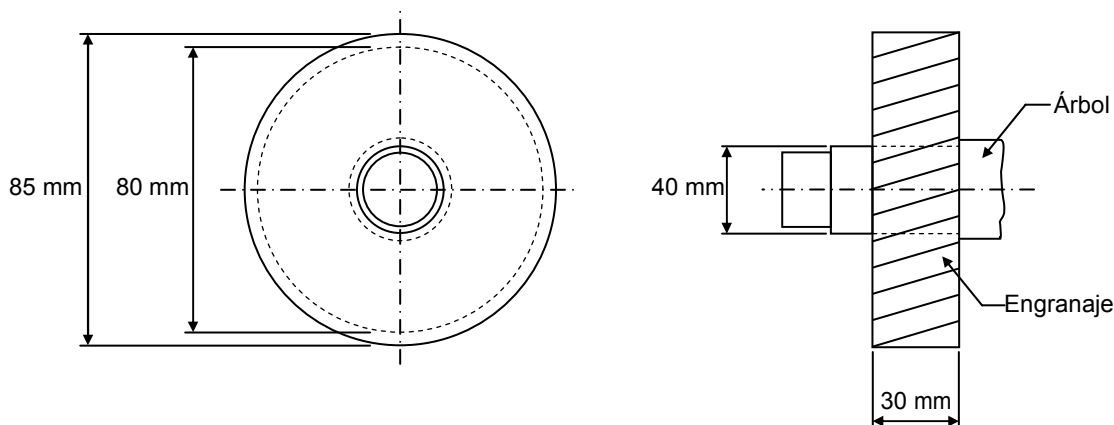


Figura 10.26 Ajuste forzado entre una rueda dentada helicoidal y un árbol

a) Cálculo de las dimensiones del eje y del agujero:

El sistema utilizado en este ajuste es el de agujero básico, ya que la posición de la tolerancia del agujero es la ‘H’. Las calidades del eje y del agujero son IT6 e IT7, respectivamente. Las posiciones de tolerancia del eje y del agujero son ‘s’ y ‘H’ respectivamente, y la dimensión básica es 40 mm. La tolerancia del eje, T_{ie} , y la del agujero, T_{ia} , se encuentran en la tabla 10.1, y las desviaciones fundamentales, Δ_{fe} y Δ_{fa} , en las tablas 10.3 y 10.4.

$$T_{ie} = 16 \mu\text{m} = 0.016 \text{ mm} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{Tabla 10.1} \\ 40 \in (30, 50] \text{ mm} \\ \text{Calidad 6} \end{array} \right. \quad T_{ia} = 0.025 \text{ mm} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{Tabla 10.1} \\ 40 \in (30, 50] \text{ mm} \\ \text{Calidad 7} \end{array} \right.$$

$$\Delta_{fe} = +0.043 \text{ mm} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{Tabla 10.3} \\ 40 \in (30, 40] \text{ mm} \\ \text{Posición s} \end{array} \right. \quad \Delta_{fa} = 0 \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{Tabla 10.4} \\ 40 \in (30, 40] \text{ mm} \\ \text{Posición H} \end{array} \right.$$

Nótese que la desviación fundamental del agujero, que es cero, corresponde a la desviación inferior. Como ‘H’ es la posición de referencia del sistema de agujero básico, se recomienda al estudiante que la memorice. La figura 10.27 muestra esquemáticamente las posiciones de tolerancia de los elementos y el ajuste forzado que se obtiene.

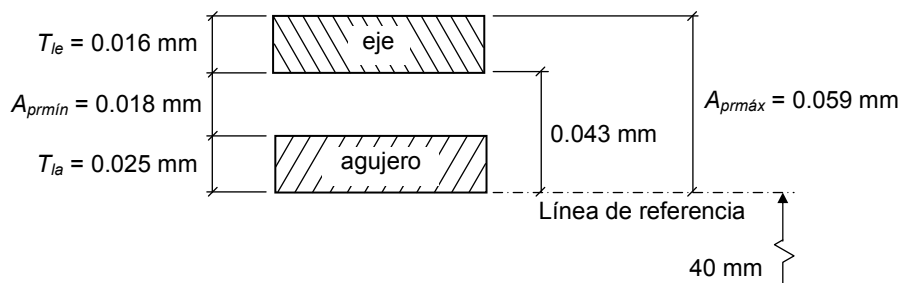


Figura 10.27 Posiciones de tolerancia del eje y del agujero

De acuerdo con la figura 10.27, las dimensiones del eje y del agujero son:

Diámetro del eje: $40^{+0.059}_{+0.043}$ mm

Diámetro del agujero: $40^{+0.025}_{+0.000}$ mm

b) Cálculo de las presiones en la superficie de contacto:

Este caso no cumple todas las condiciones citadas en la sección 10.5.1, ya que (i) los dos elementos no tienen igual longitud, (ii) la rueda dentada no es un cilindro perfecto (debido a sus dientes) y (iii) el árbol es escalonado. Los resultados obtenidos con las ecuaciones de la sección 10.5 serán valores aproximados en ciertas zonas de los elementos. Para otras zonas, los **resultados pueden diferir significativamente**. Por ejemplo, los esfuerzos en la zona mostrada en la figura 10.28 son mucho mayores que los esfuerzos promedio.

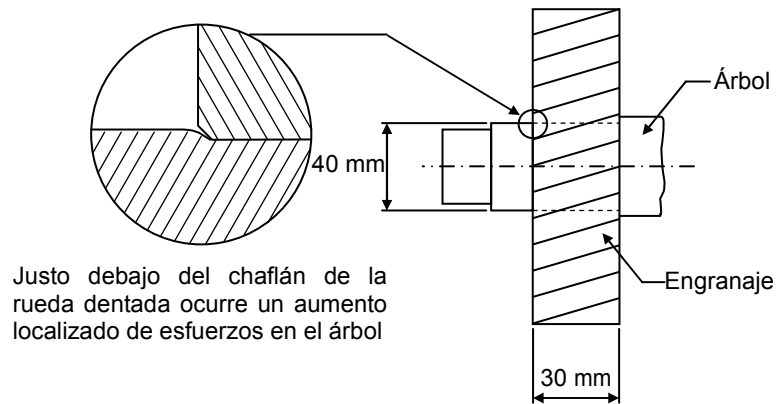


Figura 10.28 Efecto de concentración de esfuerzos debido a la diferencia de longitudes

La presión en la superficie de contacto se encuentra entre p_{cmin} y $p_{cmáx}$, calculadas con A_{prmin} y $A_{pr máx}$, respectivamente. Estos aprietos están indicados en la figura 10.27. Como ambas piezas son de acero, $E_o = E_i = E$ y $\nu_o = \nu_i$; entonces, puede utilizarse la ecuación 10.2, donde $E = 207$ GPa, $d_c = 40$ mm, $d_i = 0$ y $d_o = 80$ mm (se toma el diámetro interior de la rueda dentada ya que a partir de este diámetro el engranaje pierde la continuidad circunferencial, entonces, los dientes ejercen muy poca resistencia a la deformación del engranaje):

$$p_{cmáx} = \frac{(0.059 \text{ mm})(207 \text{ GPa})(40^2 - 0^2)(80^2 - 40^2) \text{ mm}^4}{2(40^3)(80^2 - 0^2) \text{ mm}^5},$$

entonces:

$$p_{cmáx} = 0.1145 \text{ GPa} = 114.5 \text{ MPa, y}$$

$$p_{cmin} = \frac{(0.018 \text{ mm})(207 \text{ GPa})(40^2 - 0^2)(80^2 - 40^2) \text{ mm}^4}{2(40^3)(80^2 - 0^2) \text{ mm}^5},$$

entonces:

$$p_{cmin} = 34.9 \text{ MPa.}$$

c) Cálculo de los esfuerzos tangenciales máximos:

Los esfuerzos tangenciales máximos en las superficies de contacto y en el centro del eje se obtienen con la presión de contacto máxima $p_{cmáx} = 114.5$ MPa. Tomando $\nu_o = \nu_i = 0.28$ (tabla A-3.1, apéndice 3) y usando las ecuaciones de Birnie y Lamé (ecuaciones 10.3 y 10.4), se obtiene:

Tabla 10.5 Esfuerzos tangenciales según ecuaciones de Birnie y Lamé.

Teoría	Esfuerzos tangenciales (MPa)			
	S_{to}	S_{tco}	S_{tci}	S_{ti}
Birnie	76.3	223	- 82.4	- 229
Lamé		191	- 114	

d) Cálculo de la fuerza axial máxima requerida para el montaje:

A mayor aprieto, mayor será la presión de contacto y, por consiguiente, la fuerza axial requerida para el montaje; entonces, la fuerza axial máxima que se podría necesitar para efectuar el montaje se calcula con la presión de contacto máxima:

$$F_a = f\pi d_c L p_{cmáx},$$

donde $f = 0.18$, $d_c = 40$ mm, $L = 30$ mm y $p_{cmáx} = 114.5$ MPa, entonces $F_a = 77.7$ kN.

e) Cálculo del par de torsión máximo a transmitir garantizado con el ajuste:

El par de torsión que se podrá transmitir con el ajuste depende de las dimensiones finales del eje y del agujero. Las dimensiones finales no se conocen, pero se conoce el aprieto mínimo y el máximo; el par que se puede transmitir estará entre un valor mínimo, T_{min} (calculado con p_{cmin}), y un valor máximo, $T_{máx}$ (calculado con $p_{cmáx}$). Sólo se podría garantizar que el ajuste puede transmitir un par igual a T_{min} ; es decir, el ajuste podrá resistir por lo menos el par T_{min} sin deslizamiento. No se puede garantizar que se puede transmitir el par $T_{máx}$, ya que el par real puede ser menor a este valor.

$$T = 0.5 f \pi d_c^2 L p_{cmin},$$

entonces, $T = 474$ N·m.

f) Cálculo del calentamiento mínimo que debe efectuarse en el engranaje:

Para garantizar un montaje sin fuerza axial, se debe calentar el engranaje hasta un valor tal que su dilatación en el diámetro interno sea, como mínimo, igual al aprieto. Como el aprieto más crítico para este cálculo es el máximo, la dilatación se toma igual al aprieto máximo:

$$\Delta T_{emp} \geq \frac{A_{prmáx}}{\alpha_T d_c}.$$

Con $A_{prmáx} = 0.059$ mm, $\alpha_T = 0.0000126/^\circ\text{C}$ para el acero y $d_c = 40$ mm, $\Delta T_{emp} = 117$ °C. Es decir, en el momento de efectuar el montaje, el engranaje debe estar al menos 117 °C más caliente que el árbol.

10.6 RESUMEN DE ECUACIONES

Presión en la superficie de contacto:

$$p_c = \frac{A_{pr}}{d_c \left[\frac{d_c^2 + d_i^2}{E_i(d_c^2 - d_i^2)} + \frac{d_o^2 + d_c^2}{E_o(d_o^2 - d_c^2)} - \frac{v_i}{E_i} + \frac{v_o}{E_o} \right]} \quad p_c = \frac{A_{pr} E (d_c^2 - d_i^2) (d_o^2 - d_c^2)}{2d_c^3 (d_o^2 - d_i^2)}$$

Esfuerzos tangenciales de acuerdo con Lamé:

$$S_{io} = \frac{2p_c d_c^2}{d_o^2 - d_c^2}, \quad S_{ico} = p_c \left(\frac{d_o^2 + d_c^2}{d_o^2 - d_c^2} \right), \quad S_{ici} = -p_c \left(\frac{d_c^2 + d_i^2}{d_c^2 - d_i^2} \right), \quad S_{ii} = \frac{-2p_c d_c^2}{d_c^2 - d_i^2}.$$

Esfuerzos tangenciales de acuerdo con Birnie:

$$S_{io} = \frac{2p_c d_c^2}{d_o^2 - d_c^2}, \quad S_{ico} = p_c \left(\frac{d_o^2 + d_c^2}{d_o^2 - d_c^2} + v_o \right), \quad S_{ici} = -p_c \left(\frac{d_c^2 + d_i^2}{d_c^2 - d_i^2} - v_i \right), \quad S_{ii} = \frac{-2p_c d_c^2}{d_c^2 - d_i^2}.$$

Fuerza axial, par de torsión y calentamiento o enfriamiento:

$$F_a = f\pi d_c L p_c, \quad T = 0.5 f\pi d_c^2 L p_c, \quad \Delta T_{emp} = \frac{A_{pr}}{\alpha_T d_c}.$$

10.7 REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA

- [1] JIMÉNEZ BALBOA, Luis. **Prontuario de Ajustes y Tolerancias**. Barcelona: MARCOMBO S.A., 1967.
- [2] SHIGLEY, Joseph y MISCHKE, Charles. **Diseño en Ingeniería Mecánica**. México: McGRAW-HILL, 1991.
- [3] HALL, Allen, HOLOWENKO, Alfred y LAUGHLIN, Herman. **SCHAUM'S Outline of Theory and Problems of Machine Design**. New York: SCHAUM PUBLISHING CO., 1961.

La referencia [2] describe con poca profundidad el uso de tolerancias y ajustes de acuerdo con las normas ISO. El lector puede encontrar información mucho más detallada sobre ajustes y tolerancias en la referencia [1]. Las ecuaciones de la sección 10.5 se obtuvieron de la referencia [3].

10.8 EJERCICIOS PROPUESTOS

E-10.1 Encontrar la dimensión que debe tener una chaveta (figura E-10.1) que va a ajustar en un chavetero de un engranaje y en otro de un árbol, si los dos chaveteros son de 10 mm de ancho y de 5 mm de profundidad. Suponer que los chaveteros se hicieron con base en el sistema de agujero normal básico con una calidad IT7. Usar el ajuste H7/h6.

E-10.2 Encontrar la dimensión de un alojamiento para un rodamiento radial de bolas de 100 mm de diámetro exterior. Se recomienda hacer el asiento con tolerancia H7, para este caso en que el alojamiento está fijo. Note que en este montaje el rodamiento es el eje del ajuste.

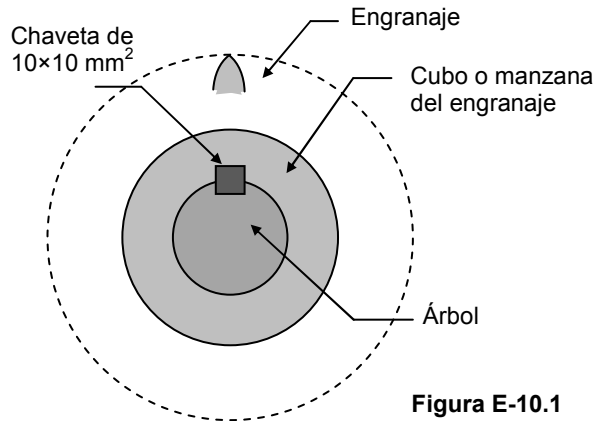


Figura E-10.1

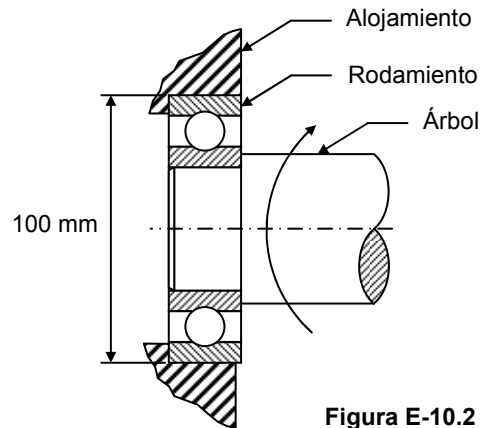


Figura E-10.2

E-10.3 Se desea hacer el montaje de un rodamiento (de acero) en un árbol de 40 mm de diámetro. El rodamiento es rígido de bolas con las siguientes dimensiones: $D = 62$ mm, $d = 40$ mm, $B = 12$ mm, $D_1 = 55.2$ mm y $d_1 = 47$ mm. Si el árbol se construye de acero y se escoge el ajuste H7/n6, determinar:

- Dimensión del árbol.
- Presión máxima y mínima en la zona de contacto.
- Esfuerzos tangenciales máximos en el árbol (Lamé).
- Enfriamiento mínimo (ΔT_{emp}) que debe hacerse al árbol para efectuar el montaje sin requerir fuerza axial.

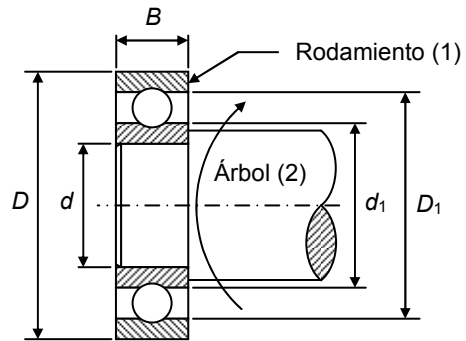


Figura E-10.3

E-10.4 Se ha decidido construir un árbol escalonado ajustando un cilindro hueco de acero de 60 mm de diámetro exterior y 80 mm de longitud en un árbol del mismo material y de sección circular maciza de 50 mm de diámetro y 130 mm de longitud. El módulo de elasticidad, la relación de Poisson y el coeficiente de dilatación térmica lineal del material son 206.8 GPa, 0.28 y $0.0000126/^\circ\text{C}$, respectivamente. El coeficiente de fricción entre las superficies en contacto es de 0.20. Si el máximo esfuerzo tangencial (tracción o compresión) que debe aplicarse a las piezas de acero es de 60 MPa (Lamé), determine:

- El aprieto máximo.
- La fuerza axial máxima que se requiere para montar las piezas.
- La fuerza axial máxima que se requiere para desmontar las piezas.
- El par de torsión requerido para hacer girar el cilindro hueco sobre el árbol si el aprieto es el calculado en (a).
- La temperatura a la cual debe calentarse el buje (elemento externo) para efectuar el montaje sin fuerza axial, si la temperatura ambiente es de 25°C . Prevea una temperatura 30°C por encima de la temperatura requerida, con el fin de que el enfriamiento del buje durante el montaje no reduzca el aprieto a un valor indeseable.

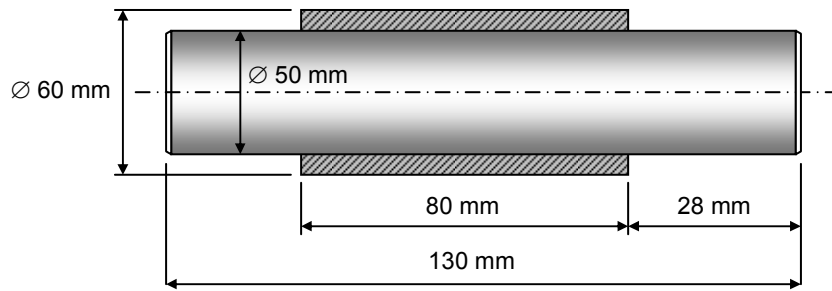


Figura E-10.4

E-10.5 Se desea montar una polea con ranuras en “V”, de acero SAE 1020 laminado en frío, sobre un árbol, de acero SAE 1050 laminado en frío, con el ajuste H7/k6. El coeficiente de fricción f entre las superficies en contacto es de 0.15. Algunas propiedades de los materiales son:

Polea: $E = 207$ GPa, $S_y = 393$ MPa, $\alpha_T = 1.26 \times 10^{-5}/^\circ\text{C}$.

Árbol: $E = 207$ GPa, $S_y = 579$ MPa, $\alpha_T = 1.26 \times 10^{-5}/^\circ\text{C}$.

Determinar:

- Las dimensiones de la polea y el árbol.
- Presiones de contacto máxima y mínima.
- El máximo esfuerzo tangencial en la superficie del árbol.
- La fuerza axial máxima con la que se garantice que al aplicar ésta no se produzca desplazamiento axial.
- La temperatura a la cual debe enfriarse el árbol si se quiere garantizar un montaje sin fuerza axial. Asuma que la temperatura ambiente es de 20°C .
- La fuerza axial máxima que se podría necesitar en el montaje si se decide calentar la polea 5°C .

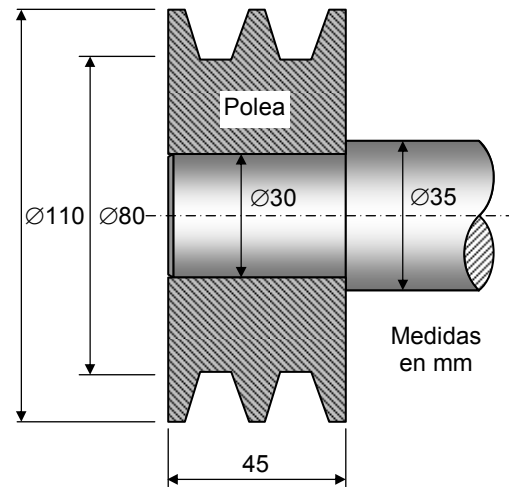


Figura E-10.5

Respuestas:

E-9.1 $10_{-0.009}^{+0.000}$ mm

E-9.2 $100_{-0.000}^{+0.035}$ mm

E-9.3 (a) $\varnothing_{\text{árbol}} = 40_{+0.017}^{+0.033}$ mm; (b) $p_{c\text{máx}} = 239.8$ kgf/cm², $p_{c\text{mín}} = 0$; (c) -239.8 kgf/cm², -479.7 kgf/cm²; (d) $\Delta T_{\text{emp}} = 65.5^\circ\text{C}$. Nota: $E_1 = E_2$; $\nu_1 = \nu_2$; $\alpha_T = 0.0000126/^\circ\text{C}$.

E-9.4 (a) $A_{p\text{r}\text{máx}} = 0.0171$ mm; (b) y (c) $F_a = 27.19$ kN; (d) $T_{\text{emp}} = 679.8$ N·m; (e) $T_{\text{buje}} = 82.2^\circ\text{C}$.

E-9.5 (a) $\varnothing_{\text{eje}} = (30.002 \text{ a } 30.015)$ mm, $\varnothing_{\text{agujero}} = (30.000 \text{ a } 30.021)$ mm; (b) $p_{c\text{máx}} = 46.59$ MPa (tomando $d_o = 95$ mm), $p_{c\text{mín}} = 0$; (c) $S_{t\text{c}\text{máx}} = -46.59$ MPa (Lamé); (d) $F_a = 0$; (e) $T_{\text{emp-eje}} = -19.7^\circ\text{C}$; (f) $F_a = 25.69$ kN.