Ajustes y tolerancias en cadenas dimensionales

Se estudiaron hasta aquí, los distintos tipos de ajustes normalizados entre dos piezas, principalmente cilíndricas, para los cuales se determinaron las tolerancias de fabricación normalizadas para cada pieza. Cuando se trata de una máquina o conjunto mecánico, constituido por una cadena de elementos acoplados, que se inicia en la bancada o bastidor de los mismos, nos encontraremos con el acoplamiento de dos o más piezas, de superficies cilíndricas o planas, por lo que se pueden distinguir tres clases de ajustes:

Ajustes cilíndricos: El acoplamiento es entre dos superficies cilíndricas, un agujero y un eje. Para su tratamiento, como hemos visto son suficientes las normas internacionales ISO: Ajuste entre las piezas 1 y 2 (Figura 6).

Ajustes longitudinales: El acoplamiento es entre superficies planas de dos o más piezas: Ajuste entre las piezas 1 y 3 (Figura 6)

Ajustes de perforaciones múltiples: Se establece entre dos piezas que presentan agujeros o grupos de agujeros cuyas posiciones deben coincidir de tal forma que permita la colocación de elementos de sujeción o de posicionado. Ajuste entre las piezas 4 y 5 (Figura 6)

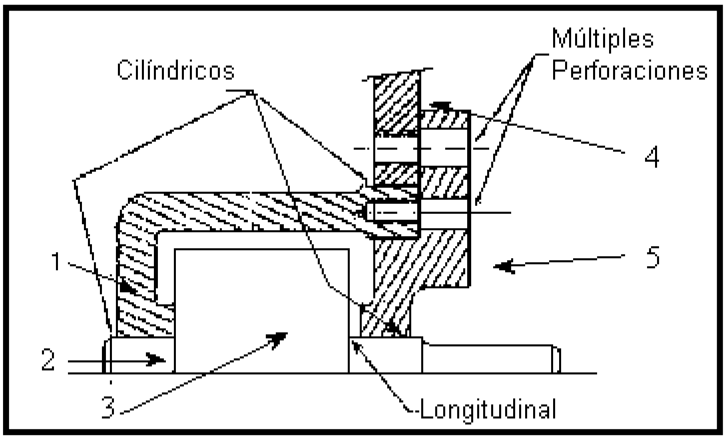

Figura 6

Asignación de ajustes y tolerancias en un conjunto mecánico

En la etapa de diseño, una vez establecidas la forma y dimensiones de las piezas, deberá definirse el tipo de ajuste, acorde a las funciones requeridas en el conjunto. Por otra parte, mediante ensayos propios o información de otras fuentes deben determinarse los valores límites admisibles para ese ajuste, es decir Jmáx y Jmín, o Amáx y Amín, según el caso, tal que todos los conjuntos formados reuniendo las piezas aleatoriamente, permitan satisfacer las características de funcionamiento esperadas, la vida útil de los componentes, etc.

Existen conjuntos mecánicos en los que las condiciones de funcionamiento y montaje no solo dependen de las dimensiones y ajustes asignados a las piezas, sino también del tamaño y variación de otras magnitudes físicas como son la temperatura, las fuerzas actuantes, etc. Por lo tanto, será necesario también establecer sus tolerancias, de modo de asegurar las condiciones preestablecidas (no se incluyen en este estudio).

Para asignar la tolerancia Ti a cada una de las dimensiones que conectan las superficies operativas de las piezas, se comienza por calcular la Tolerancia del ajuste TA dada por:

TA = Jmáx – Jmín	Ajustes móviles
TA = Amáx – Amín	“ prensado
TA = Jmáx - Amáx	“ indeterminados

En base a los valores de **TA**, o condición de ajuste, se plantean las soluciones para la asignación de tolerancias a las piezas, sobre las distintas clase de ajustes.

Ajustes cilíndricos

Según hemos visto, para el caso de un conjunto formado por dos piezas cilíndricas (eje y agujero), piezas 1 y 2 en la Figura 6:

$$\mathbf{TA = T_A + T_E}$$

Donde: T_A: tolerancia del agujero
T_E: tolerancia del eje

Finalmente para adoptar los valores de $\mathbf{T_A}$ **y** $\mathbf{T_E}$ se toma en cuenta el grado de dificultad en su obtención. Siendo, en general mayor para los agujeros, se adopta: $\mathbf{T_A > T_E}$.

Ajustes longitudinales en cadenas dimensionales

Volviendo a la Figura 6, puede observarse que el tamaño del huelgo entre las piezas 3 y 4 depende a su vez, de los tamaños de las piezas 2, 3, 4 y 5, vinculadas todas a través de superficies planas.

Otro ejemplo se da en la Figura 7, que muestra el croquis simplificado de un torno paralelo, en donde se busca limitar la magnitud de la excentricidad entre el eje del husillo y el eje de la contrapunta, $\mathbf{A_\Delta}$. Teniendo en cuenta que el conjunto de piezas se sostiene sobre la bancada o bastidor de la máquina, quedan definidas las dimensiones A_1, A_2 y A_3, cuyos montos determinarán a su vez la magnitud de A_Δ.

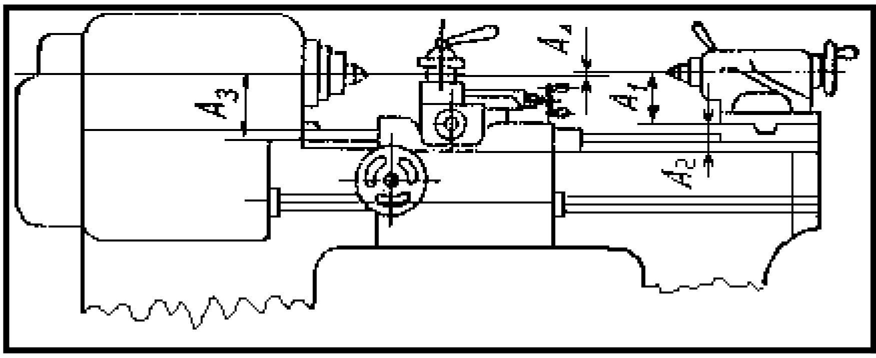

Figura 7

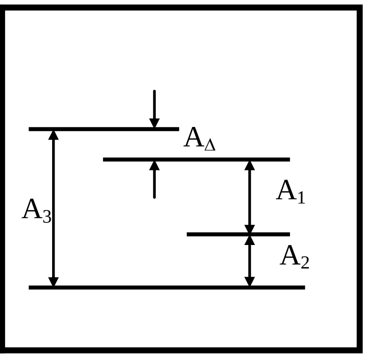

Figura 8

En la Figura 8, puede observarse que todas las dimensiones, incluída A_Δ, dispuestas una después de la otra, forman un contorno cerrado. En base a esto:

<u>Llamamos cadena dimensional al conjunto de dimensiones independientes situadas una después de otra en determinada sucesión por el contorno cerrado.</u>

De acuerdo a la configuración que adoptan los componentes, se obtienen distintos tipos de cadenas dimensionales:

Cadena dimensional plana: Los componentes se ubican en uno o varios planos paralelos y se pueden proyectar en un plano sin que se modifiquen sus verdaderas magnitudes, por lo tanto:

$$A_\Delta = \sum_{i=1}^{m-1} Ai$$

Donde m: Nº total de componentes de la cadena dimensional (incluyendo A_Δ)
(Los ejemplos vistos hasta ahora responden a este tipo.)

Cadena dimensional plana con sus componentes dispuestos según un ángulo respecto a la dirección elegida como de referencia: Aquí, el componente situado en ángulo se sustituye por su proyección sobre la dirección de referencia, resultando:

$$A_\Delta = \sum_{i=1}^{m-1} Ai \cos\alpha$$

Donde α: Angulo entre la dirección X-X y la horizontal para el conjunto que se muestra en la Figura 9. La dirección de referencia adoptada en el contorno cerrado es X-X.

Cadena dimensional espacial: Para su tratamiento, cada componente se proyecta sobre cada uno de los tres planos coordenados, quedando el sistema reducido a tres cadenas dimensionales planas, que se resuelven por separado.

A los componentes de la cadena dimensional los distinguimos con las siguientes deominaciones:

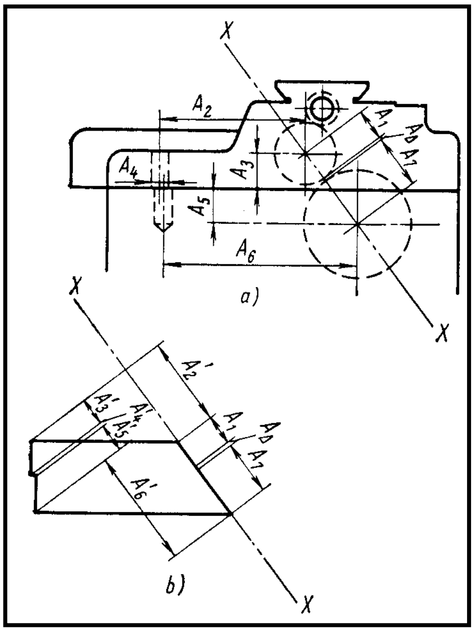

Figura 9

Componente de cierre A_Δ: Es el componente que conecta las superficies o ejes de las piezas. Para el ejemplo dado (torno), es la distancia que se debe asegurar.

Componente Ai: Su cambio de magnitud ejerce influencia en la magnitud del componente de cierre.

Siendo el intervalo $\overline{\mathbf{Ai}}$ **±Ti**, el rango de valores posibles para la dimensión del componente genérico **Ai**, de valor medio $\overline{\mathbf{Ai}}$ y tolerancia de fabricación **Ti**, las variaciones de medidas del componente de cierre $\mathbf{A_\Delta}$**,** estará comprendido en el intervalo $\overline{\mathbf{A_\Delta}} \pm \mathbf{T_\Delta}$, que en el caso de una cadena dimensional plana, será:

$$\overline{A_\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \overline{Ai} \qquad (1) \qquad\qquad \pm T_\Delta = \pm \sum_{i=1}^{m-1} Ti \qquad (2)$$

En el caso del torno, una vez establecida la desviación máxima admisible $\mathbf{T_\Delta}$ para $\mathbf{A_\Delta}$, se podrán obtener los valores medios y tolerancias de las dimensiones Ai. Aplicando las ecuaciones (1) y (2) ,

$$\overline{A_\Delta} = \overline{A_3} - \overline{A_1} - \overline{A_2} \qquad (3)$$

$$\pm T_\Delta = \pm (T_1 + T_2 + T_3) \qquad (4)$$

NOTA: En la expresión (4), las cantidades ±Ti y $\pm T_\Delta$ son los semi-intervalos de la respectiva tolerancia total.

Para la determinación de los valores medios de Ai es suficiente tener en cuenta los factores propios del diseño, en cambio para determinar los valores de Ti, se dispone de una ecuación y un número de incógnitas igual a m-1 componentes de la cadena dimensional (en este caso 3), por lo que es necesario establecer otras condiciones para resolver el problema. Existen dos criterios para asignar los valores de tolerancias:

1. **Principio de influencias iguales**

$$\pm \overline{Ti} = \pm \frac{T_\Delta}{m-1} \quad (5)$$

Resultando:

$$\pm T_1 = \pm T_2 = \pm T_3 = \pm \frac{T_\Delta}{3} \quad (6)$$

Método de los grados de dificultad: Está relacionado con la dificultad relativa de obtener una cierta dimensión dentro de los límites tolerados, debido a la influencia independiente y conjunta de algunos factores propios del proceso de elaboración, del material, forma y tamaño de la pieza. En base a ello, y teniendo en cuenta además criterios de costo mínimo y datos históricos de fabricación, los valores medios de la tolerancia para cada componente obtenidos con la expresión (6), son ponderados aumentándolos o disminuyéndolos. Es razonable asignar tolerancias más estrechas a aquellas dimensiones que se obtienen con un grado de dificultad menor, o que tienen una mayor influencia relativa sobre la tolerancia del elemento de cierre.

Finalmente, adoptando las tolerancia Ti ^{N}, (valores normalizados de Tabla de Ajustes y tolerancias), debe verificarse que:

$$\pm \sum_{i=1}^{m-1} Ti^{N} \leq \pm T_\Delta$$

Para casos más generales, debe considerarse que algunos de los componentes del conjunto provienen de terceros, y se conoce su tolerancia de fabricación **(Tr)**. La expresión (2), se plantea ahora como:

$$\pm T_\Delta = \pm \sum_{i=1}^{m-1} Ti = (\sum Tu + \sum Tr)$$

Siendo las nuevas incógnitas, las tolerancias **Tu** del resto de los componentes:

$$\pm \sum Tu = \pm T_\Delta - \pm \sum Tr$$

Para el cálculo de las tolerancias Tu para cada componente, se utilizan los criterios 1 y 2, utilizados para Ti.

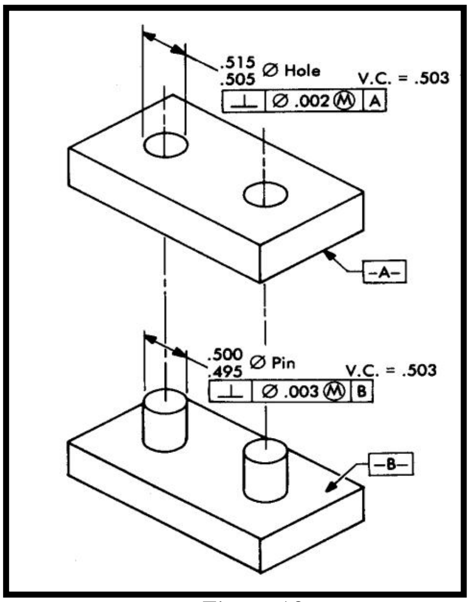

Figura 10

Ajustes de perforaciones múltiples

Los conjuntos donde se conjugan agujeros o grupos de agujeros, conforman generalmente cadenas dimensionales y por lo tanto llevan el mismo tratamiento visto. En el conjunto de la Figura 10, los componentes son la distancia entre centros en la placa superior, los diámetros de agujeros, la distancia entre centros de los pernos y agujeros y los diámetros de los pernos, los probables juegos y los defectos de perpendicularidad de los agujeros y pernos. Se deberá analizar para cada caso cual es el elemento de cierre.

El principio de la adición de tolerancias en las cadenas dimensionales

Sobre tres ejemplos de cadenas dimensionales, se calculan el valor medio y la tolerancia del componente de cierre.

Ejemplo 1: El componente de cierre está dado por la dimensión X.

Asumiendo el caso más desfavorable (figura 11):

$$X^{+} = A^{+} + B^{+} = (\overline{A} + T_1) + (\overline{B} + T_2) = (\overline{A} + \overline{B}) + (T_1 + T_2)$$
$$X^{-} = A^{-} + B^{-} = (\overline{A} - T_1) + (\overline{B} - T_2) = (\overline{A} + \overline{B}) - (T_1 + T_2)$$
$$X = \overline{X} + T_X = (\overline{A} + \overline{B}) \pm (T_1 + T_2)$$

$$\overline{X} = \overline{A} + \overline{B}$$

$$T_X = \pm (T_1 + T_2)$$

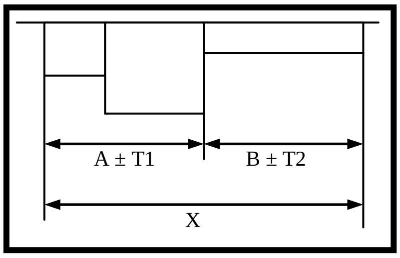

Figura 11

Ejemplo 2: El componente de cierre es la dimensión Y (figura 12)

$$Y^{+} = D^{+} - C^{-} = (\overline{D} + T_3) - (\overline{C} - T_4) = (\overline{D} - \overline{C}) + (T_3 + T_4)$$
$$Y^{-} = D^{-} - C^{+} = (\overline{D} - T_3) - (\overline{C} + T_4) = (\overline{D} - \overline{C}) - (T_3 + T_4)$$
$$Y = \overline{Y} + T_Y = (\overline{D} - \overline{C}) \pm (T_3 + T_4)$$

$$Y = \overline{D} - \overline{C}$$
$$\pm T_Y = \pm (T_3 + T_4)$$

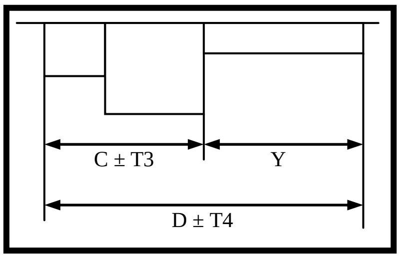

Figura 12

Ejemplo 3: El componente de cierre es Z (figura 13)

Repitiendo las secuencias anteriores, se obtiene:

$$Z = \overline{Z} \pm T_Z = (\overline{E} + \overline{F} - \overline{G}) \pm (T_5 + T_6 + T_7)$$
$$Z = \overline{E} + \overline{F} - \overline{G}$$

$$\pm T_Z = \pm (T_5 + T_6 + T_7)$$

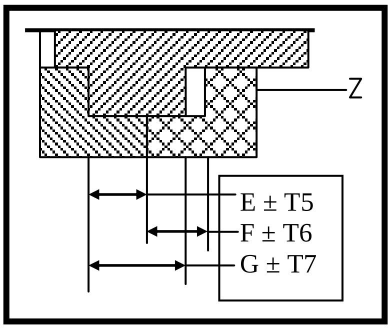

Figura 13

Se deduce que para todas las cadenas dimensionales “la tolerancia del componente de cierre está dada SIEMPRE por la suma de las tolerancias del resto de sus componentes”.

O “en las cadenas dimensionales, la adición o sustracción de dimensiones que determinan la magnitud del componente de cierre va acompañada siempre por la suma de las tolerancias”.

NOTA: De todos los ejemplos vistos se observa que el componente de cierre de la cadena dimensional, puede ser una dimensión o un huelgo (o juego) positivo o negativo. Por lo tanto los valores límites admisibles están dados por la tolerancia dimensional **(T_Δ ó $\pm T_\Delta/2$)** o la tolerancia del ajuste (**TA**) , respectivamente.

Cadenas dimensionales en el proceso de obtención de piezas

El diseño del proceso de obtención de las piezas, que consiste en definir forma y tamaño del material de partida, la secuencia de operaciones de mecanizado y tratamientos térmicos, las máquinas y herramientas, debe estar acompañado de un estudio de tolerancias, para determinar las tolerancias del producto obtenido en cada etapa y asegurar la tolerancia requerida en el producto terminado.

En el eje escalonado del Ejemplo 1, el torneado de los sectores de cotas A y B con las tolerancias indicadas, da como resultado que la tolerancia de la cota X es:

$$T_X = T_1 + T_2$$

Por lo que, en la cadena dimensional formada, el componente de cierre es la cota X, y las cotas cuyas tolerancias deben asegurarse en el mecanizado son A y B. Esto marca una diferencia con lo visto para las cadenas dimensionales en el diseño de máquinas, donde "el componente de cierre, debía asegurarse" de tal manera que la suma de las desviaciones en las medidas de los componentes no superen la tolerancia asignada al componente de cierre.

En el Ejemplo 2, el componente de cierre es la cota Y, cuya tolerancia está afectada por las tolerancias del resto de los componentes.

Debe notarse que la secuencia de operaciones de mecanizado (y/o de control de las medidas), debe ser diferente en cada caso, de manera tal que se aseguren las tolerancias indicadas, con lo que se obtiene un componente y una tolerancia de cierre también diferente.

Análisis técnico-económico de las tolerancias en las cadenas dimensionales

Se conoce la relación entre el costo y la dificultad tecnológica con la tolerancia de fabricación de las piezas, los cuales aumentan a medida que disminuye la tolerancia.

En una primera aproximación se determinó la tolerancia de un componente de la cadena dimensional, como:

$$\pm Ti = \pm \frac{T_{\Delta}}{m-1}$$

Se deduce que los valores de Ti se reducen en una cantidad m-1 veces la tolerancia del elemento de cierre T_{Δ}. Resulta necesario entonces, utilizar todos los recursos posibles para revertir estos resultados.

Se proponen tres caminos posibles:
- Reducir la tolerancia de aquellos componentes que presentan un menor grado de dificultad y costos de operación y herramientas.
- Disminuir la influencia de las tolerancias de uno o más componentes en la dispersión de medidas del componente de cierre.
- Eliminar uno o más componentes de la cadena dimensional.

Los dos últimos deben ser tratados y resueltos en el diseño o re-diseño de las piezas que componen un conjunto mecánico. El gran avance tecnológico de los procesos de fabricación por control numérico y de las herramientas (materiales y geometrías), es uno de los factores que permite la re-ingeniería de producto, que en la actualidad es práctica común en la mayor parte de las actividades industriales.

Criterios para la obtención de las tolerancias en las piezas

Se analizarán algunas propuestas que facilitan el aseguramiento de las tolerancias requeridas en las piezas, con el menor costo posible y aprovechando las tecnologías y equipamientos disponibles.

Intercambiabilidad total

Se parte de considerar que en el montaje, combinando al azar las piezas fabricadas dentro de los límites previstos aun en el caso más desfavorable, los conjuntos podrán operar correctamente.

Este criterio también se lo conoce con la denominación de **"defecto 0"**, donde el 100 % de las piezas están dentro de tolerancia. Ello requiere que el proceso de fabricación tenga una aptitud probada, lo que insume altos costos de producción, pero logra un ***riesgo cero*** en el funcionamiento de los conjuntos.

Con la TA, aplicando las ecuaciones ya vistas se determinan las tolerancias de las piezas:

$$TA = \sum_{i=1}^{m-1} Ti \qquad \text{ó} \qquad \pm T_{\Delta} = \pm \sum_{i=1}^{m-1} \frac{Ti}{2}$$

Los valores de Ti obtenidos, y luego ponderados con el grado de dificultad para la obtención de cada dimensión, se definen finalmente, según las calidades ISO de tolerancias.

Intercambiabilidad parcial

Cuando el proceso de fabricación es sometido a un control estadístico, de manera tal que las medidas de las piezas cumplan con alguna distribución normalizada de la estadística (figura 14), es posible aplicar los parámetros estandarizados en el problema de la asignación de tolerancias en las cadenas dimensionales. Se demuestra que los valores correspondientes a los extremos de la tolerancia tienen poca probabilidad de producirse, debido al agrupamiento alrededor del valor medio y escasa dispersión. Además la combinación de las dimensiones de las piezas del conjunto responderá a las leyes de la probabilidad, según la cual la probabilidad de una cierta combinación está dada por el producto de las probabilidades de los componentes (p < 1) , por lo que es muy pequeña la probabilidad de tener conjuntos en los extremos de tolerancia de todas las piezas.

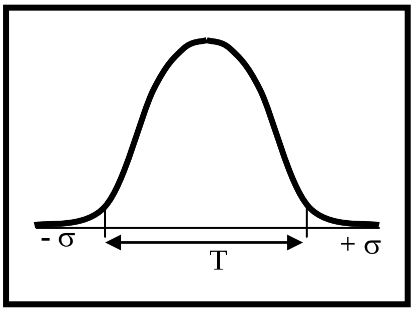

Figura 14

Asumiendo que la tolerancia comprende el campo de dispersión para la medida de una cierta dimensión, con una distribución normal, en términos de varianza (σ^2) , se cumple que:

$$\boldsymbol{\sigma^2\Delta = \Sigma\, \sigma^2 i}$$

Donde σ es la Desviación cuadrática media

Por lo tanto, según lo antedicho se puede escribir:

$$TA^2 = \sum_{i=1}^{m-1} Ti^2$$

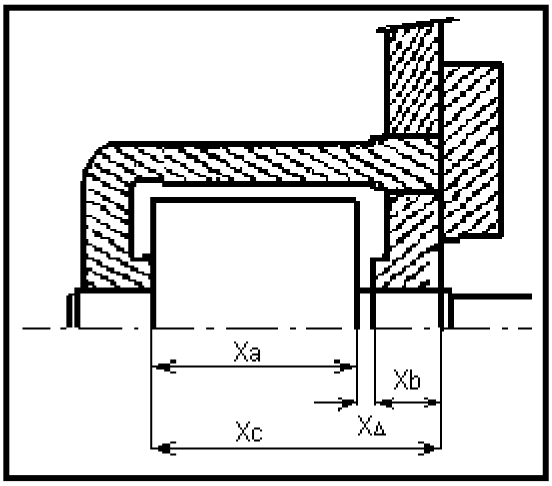

Figura 15

Se encontró que dado un cierto T_{Δ}**,** los valores de Ti obtenidos a partir de la expresión (10) son mayores a los obtenidos por el método de intercambiabilidad total. Por ende son menores los costos de fabricación, pero genera el rechazo de algunos conjuntos que no han podido ser ensamblados o no pueden funcionar correctamente.

Para demostrar la diferencia entre los dos criterios vistos, se presenta un ejemplo.

Calcular las dimensiones y tolerancias del conjunto de la figura 15. La holgura axial del paquete rotante (**X_Δ**) deberá mantenerse entre 0,4 y 0,6 mm . Del pre-proyecto se obtuvo Xc = 100 mm y Xb = 30 mm.

$$Xa = Xc - X\,\Delta - Xb$$

$$Xa = 100 - 30 - 0{,}5 = 69{,}5 \text{ mm}$$

Todos los valores corresponden a los valores medios de las dimensiones.

Intercambiabilidad total

$$TA = \Sigma\, Ti = Ta + Tb + Tc$$

$$TA\ [mm] = Jmáx - Jmín = 0{,}6 - 0{,}4 = 0{,}2$$

$$Ta = Tb = Tc = \frac{0{,}2}{3} = \underline{\mathbf{0{,}066\ mm}}$$

Intercambiabilidad parcial

$$TA^2 = Ta^2 + Tb^2 + Tc^2$$

$$Ta = Tb = Tc = \sqrt{\frac{TA^2}{3}} = \mathbf{0{,}115\ mm}$$

Para este caso, el control estadístico del proceso, permite ampliar las tolerancias en un 74 %.

Intercambiabilidad por grupos (Ajuste selectivo): Según hemos visto al desarrollar ese tema, el resultado de su aplicación para ajustes de precisión entre dos piezas cilíndricas, implica también un aumento de las tolerancias de las piezas.

Método de Ajuste: La esencia de este método consiste en que la exactitud requerida para el componente de cierre del conjunto se consigue como resultado de la variación de un (o más) componente señalado de antemano, arrancando de éste una capa indispensable de material.

Una vez ensamblado el conjunto, la diferencia entre la dimensión resultante del componente de cierre obtenido con el exigido, determina la cantidad de material a ser eliminado.

Método de regulación: Se basa en la utilización de un componente extra, que pasa a formar parte de la cadena dimensional, que lo denominaremos ***compensador***. Existen dos tipos: Compensador inmóvil y móvil.

En el conjunto mecánico de la Figura 16 se agrega una placa de espesor A_3 (compensador inmóvil), tal que mantenga el huelgo A_Δ dentro de tolerancia, compensando las desviaciones de las medidas de los componentes. Ello implica modificar la cota nominal de A_2 del diseño original, en una cantidad igual al valor nominal de A_3 y disponer de un stock de placas de distintos espesores.

Un ejemplo de la aplicación del componente móvil, se muestra en la Figura 17 donde la dimensión A_3 está determinada por el casquillo (3) cuya posición puede ser regulada por el prisionero (4), tal que permita obtener la dimensión del huelgo A_{Δ} en tolerancia. La mayor parte de las máquinas aplican en alguna de sus partes este método.

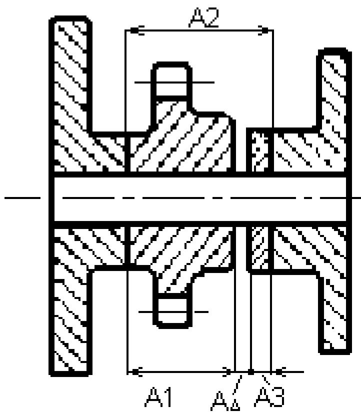

Figura 16

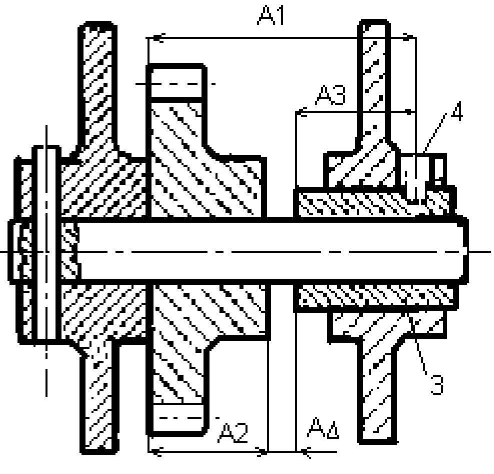

Figura 17

Puede observarse que la mayor parte de los criterios vistos, excepto para intercambiabilidad total las tolerancia de los componentes pueden ser amplias, lo que da la posibilidad de optar por procesos de fabricación fácilmente disponibles y de bajo costo, sin embargo también en todos hay un costo adicional que no puede dejarse de tomar en cuenta , como lo son el control estadístico en el método de intercambiabilidad parcial, la medición y clasificación de todas las piezas en el método de Intercambiabilidad por grupos, el re-mecanizado de una pieza en el método de ajuste, y los componentes adicionales en los métodos de regulación.

Bibliografía

Martínez de San Vicente, “Metrología Mecánica”, UNR.
J.A.Rodríguez, “Metrología”, CETILP.
A.Amorós Massanet, “Tolerancias en la fabricación de máquinas”, Ed. Ariel.
A.García Mateos, “Tolerancias, Ajustes y Calibres”, Ed. Urmo.
D.Lucchesi, “Metrotecnia, tolerancias e instrumentación”, Ed. Labor.
ISO system of limits and fits, “Bases of tolerances, deviations and fits, SS-ISO 286-1.
ISO system of limits and fits, “Tolerance grades and limit deviations for holes and shafts”, ISO 286-2.
A.Chevalier, B.Garbayo Osacar, “Metrología Dimensional”, Fascículo 13 Ed. TEA.
SKF, Catálogo General de Rodamientos 4000 Sp.
Tool and Manufacturing Engineering Handbook, Desk edition.
B.Balakshin, “Fundamentos de la tecnología de construcción de máquinas”. Ed. MIR.
G.Donatelli, “Asignación de dimensiones y tolerancias en elementos mecánicos según consideraciones funcionales y de costos”. UN Comahue.
R.T.Ruffino,”Tolerâncias, ajustes, desvios e análise de dimensões”. Ed. E.Blücher.