

**NORMA  
ARGENTINA**

**IRAM  
4515\***

Primera edición  
1978-12

---

**Dibujo técnico**

**Tolerancias geométricas**

Tolerances of form and of position

\* Modificada Octubre de 1988.



Referencia Numérica:  
IRAM 4515:1978

**NORMAS A CONSULTAR**

IRAM	TEMA
501	Definición de vistas - Método ISO (E)
502	Líneas
503	Letras y números

**2 OBJETO**

Establecer los símbolos e indicaciones en dibujos técnicos, para tolerancias de forma y de posición, y fijar las condiciones geométricas necesarias para ese fin (ver índice). La aplicación de estas tolerancias asegura condiciones de funcionamiento y de intercambiabilidad de elementos mecánicos.

**3 DEFINICIONES**

**3.1 Definiciones preliminares**

**3.1.1 Plano envolvente.** Plano paralelo a la dirección general de la superficie que toca a ésta, sin cortarla, en el lado libre de material. Se refiere a una superficie específicamente plana.

**3.1.2 Plano medio.** Plano situado a media distancia entre dos planos envolventes de cada una de las superficies consideradas, definidos como paralelos a la dirección general de las dos superficies específicamente planas y paralelas.

**3.1.3 Cilindro envolvente**

**3.1.3.1 Cilindro que toca la línea sin cortarla,** del lado libre del material, y cuyo diámetro es el más pequeño o el más grande posible, referido a una línea específicamente recta (fig. 1).

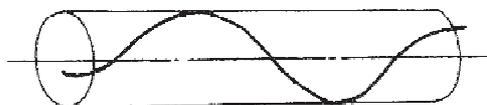


Figura 1

**3.1.3.2 Cilindro que toca la superficie, sin cortarla,** del lado libre del material, y cuyo diámetro es el más pequeño o el más grande posible, según se trate de una superficie exterior o interior, referido a una superficie específicamente cilíndrica.

**3.1.4 Recta envolvente**

**3.1.4.1 Generatriz de un cilindro envolvente.** Recta paralela a la dirección general de la línea, en el plano considerado, que toca a ésta sin cortarla, en el lado libre de la materia, referida a una línea específicamente rectilínea (fig. 2).

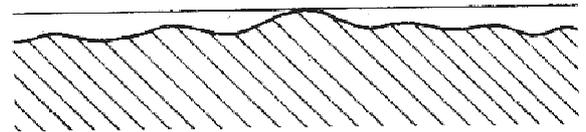


Figura 2

**3.1.5 Eje geométrico**

**3.1.5.1 Eje del cilindro envolvente de la superficie.** El referido a una superficie específicamente cilíndrica.

**3.1.6 Círculo envolvente.** Círculo que toca la línea, sin cortarla, del lado libre del material cuyo diámetro es el más pequeño o el más grande posible, según que la línea pertenezca a una superficie exterior o interior, el referido a una línea específicamente circular (fig. 3/4).

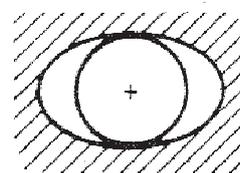


Figura 3



Figura 4

**3.1.7 Centro geométrico.** Punto central correspondiente al círculo envolvente de la línea en el plano de la sección que lo contiene, referido a una línea específicamente circular.

### 3.2 Tolerancia de forma y de posición

**3.2.1 Definición principal.** Distancia de cada uno de los puntos de la superficie de un elemento geométrico aislado, a una superficie de forma geométrica ideal. Debe ser igual o menor que el valor de la tolerancia dada. Estas distancias definen una zona de tolerancia dentro de la cual debe encontrarse dicho elemento geométrico. La orientación de la superficie ideal debe ser elegida de modo que la distancia al punto más alejado sea mínima (fig. 5).

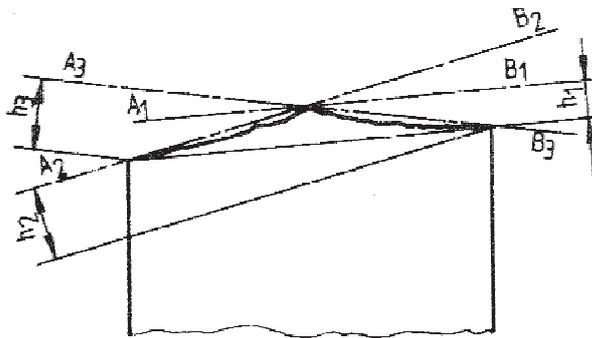


Figura 5

Orientaciones diversas de superficie ideal:

$$A_1 - B_1, A_2 - B_2, A_3 - B_3.$$

Distancias máximas correspondientes:  $h_1, h_2, h_3$ .

En el caso de la figura 5:

$$h_1 < h_2, h_1 < h_3.$$

Consecuentemente, la orientación de la superficie es  $A_1 - B_1$ , donde el valor de  $h_1$  es el mínimo e igual a la tolerancia especificada.

**Nota: Superficie o línea de referencia.** Se toman por convención, en aquellas definiciones que se dan a continuación, haciendo intervenir dos elementos reales, superficies o líneas envolventes del elemento tomado como referencia.

### 3.3 Definiciones de tolerancias

**3.3.1** En cada una de las definiciones siguientes, está implícitamente supuesto que las tolerancias de forma y de posición u otras tolerancias que están allí definidas, deben ser prácticamente descartables con relación a la definida, o en todo caso, incluida en la misma.

**Ejemplo:** La tolerancia de paralelismo entre dos elementos puede no tener sentido, si éstos admiten tolerancias de planicidad o de rectitud. En los casos siguientes, la tolerancia de forma y de posición ha sido representada con el mayor valor admisible sobre el elemento considerado.

**3.3.2 Tolerancia de rectitud.** Diámetro máximo admisible del cilindro envolvente de la porción de línea considerada. Se indica el valor de la tolerancia, haciendo preceder, en este caso, el símbolo  $\phi$  (fig. 6). Si la línea es completamente continua, en un plano de sección dada, la tolerancia está definida como la distancia admisible máxima entre todos los puntos de la porción de la línea considerada y su recta envolvente (fig. 7).

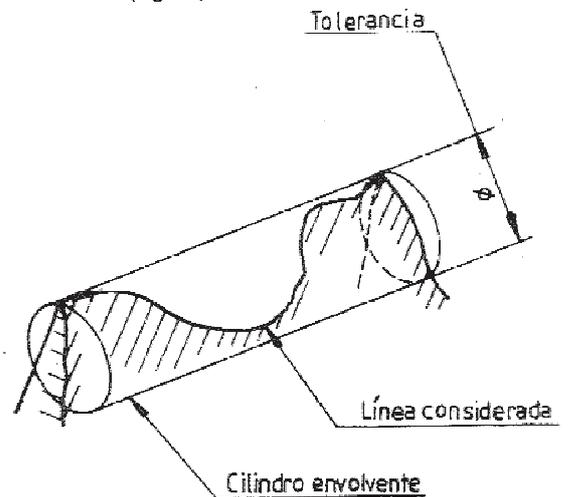


Figura 6

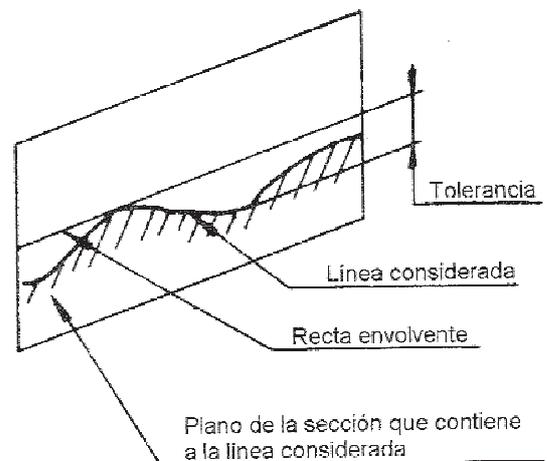
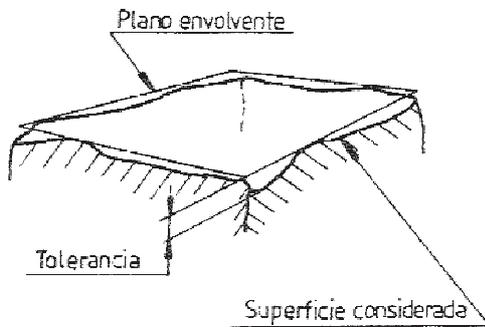


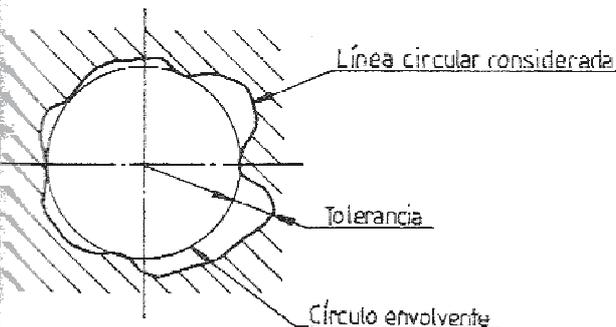
Figura 7

**3.3.3 Tolerancia de planicidad.** Distancia máxima admisible entre cualquier punto de la porción de superficie considerada y su plano envolvente (fig. 8).



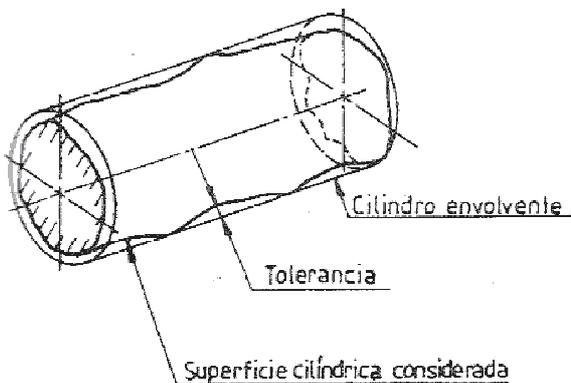
**Figura 8**

**3.3.4 Tolerancia de circularidad.** Distancia radial máxima admisible en el plano de la sección que contiene, entre cualquier punto de la línea considerada y su círculo envolvente (fig. 9).



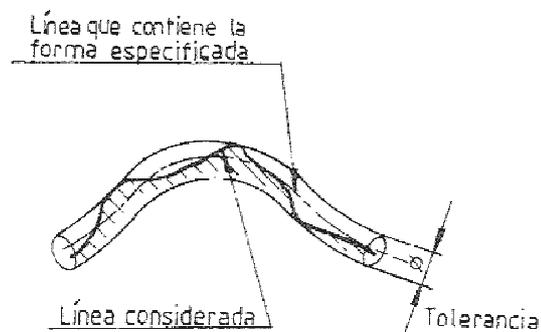
**Figura 9**

**3.3.5 Tolerancia de cilindricidad.** Distancia radial máxima admisible entre cualquier punto de la porción de superficie considerada y su cilindro envolvente (fig. 10).

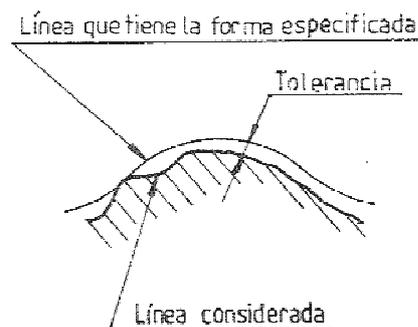


**Figura 10**

**3.3.6 Tolerancia de forma de una línea cualquiera.** Diámetro máximo admisible de una esfera, cuyo centro está obligado a desplazarse siguiendo una línea que contiene la forma especificada, y que engendra un volumen envolvente, en el interior del cual la línea considerada debe estar contenida (fig. 11). Se toma el valor de la tolerancia, siendo precedida por el símbolo  $\phi$ . Si la línea se halla totalmente contenida en un plano de sección dada, la tolerancia está definida como la distancia máxima admisible entre cualquier punto de la porción de línea considerada y aquella de las líneas que tiene la forma especificada y que toca, sin cortar, la línea considerada (fig. 12).



**Figura 11**



**Figura 12**

**3.3.7 Tolerancia de forma de una superficie cualquiera.** Distancia máxima admisible entre cualquier punto de la superficie considerada y la superficie que tiene la forma especificada que la toca, sin cortarla (fig. 13).

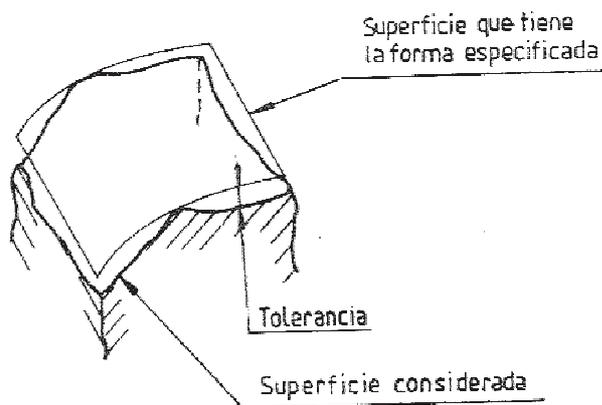


Figura 13

3.3.8 Tolerancia de paralelismo

**3.3.8.1 De una superficie o de una línea, con relación a otra superficie.** Distancia máxima admisible entre cualquier punto de la parte o porción de superficie o línea considerada y el plano auxiliar paralelo a la superficie de referencia, que toca a esta superficie o a esta línea, sin cortarla (fig. 14).

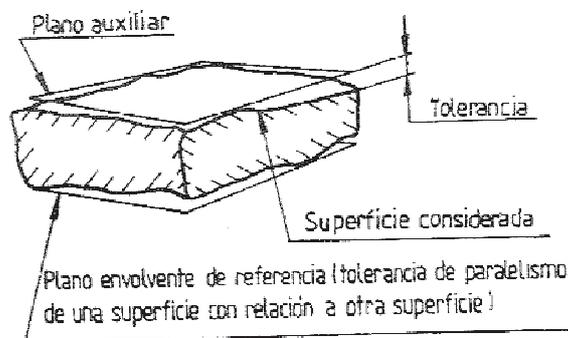


Figura 14

**3.3.8.2 De una superficie con relación a una línea.** Distancia máxima admisible entre cualquier punto de la porción de superficie considerada y el plano auxiliar, paralelo a la línea de referencia que toca a esta superficie — sin cortarla (fig. 15).

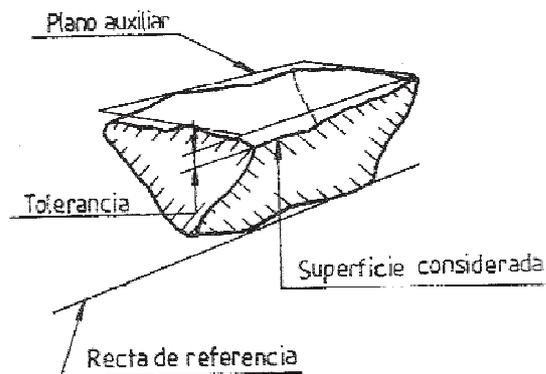


Figura 15

**3.3.8.3 De una línea con relación a otra línea.** Diámetro máximo admisible de un cilindro auxiliar, que tiene su eje paralelo a la línea de referencia, en el cual debe estar contenida la porción de línea considerada; en este caso se hace preceder el valor de la tolerancia del símbolo  $\phi$  (fig. 16). La tolerancia puede ser también determinada como sigue: En proyección sobre dos planos, uno que contiene la línea de referencia, el otro perpendicular al primero, que tiene por intersección una recta auxiliar paralela a la línea de referencia y la toca sin cortarla a la porción de línea considerada y la recta auxiliar (fig. 17). En este caso, distancia máxima admisible entre cualquier punto de la proyección considerada y la recta auxiliar.

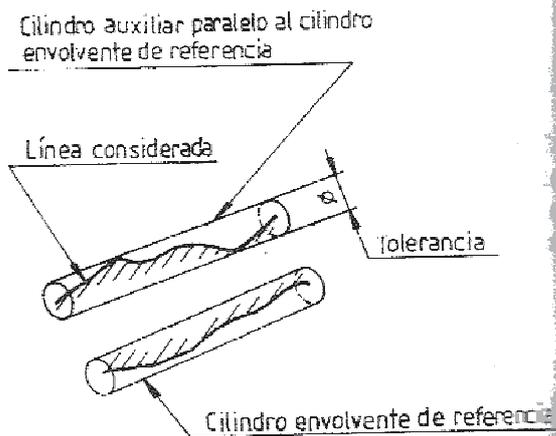


Figura 16

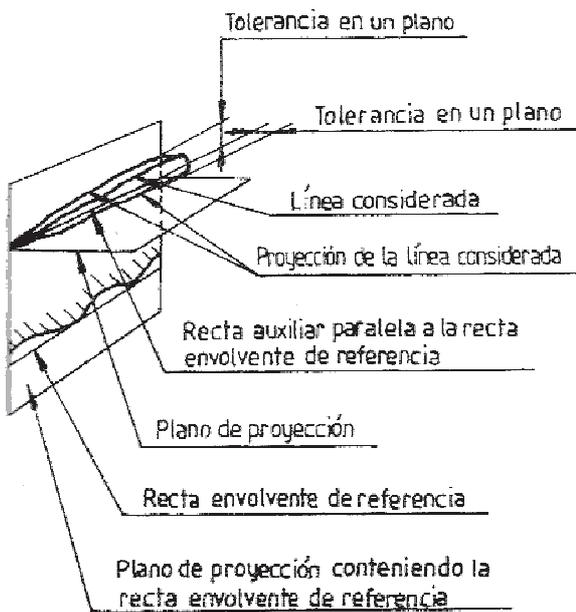
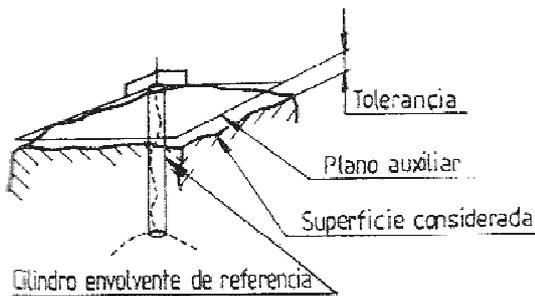


Figura 17

3.3.9 Tolerancia de perpendicularidad

3.3.9.1 De una superficie o de una línea, con relación a otra línea. Distancia máxima admisible entre cualquier punto de la porción de superficie, o de línea considerada y el plano auxiliar perpendicular a la línea de referencia, que toca a esta superficie o a esta línea, sin cortarla (fig. 18).



(Tolerancia de perpendicularidad de una superficie con referencia a una línea)

Figura 18

3.3.9.2 De una superficie con relación a otra superficie. Distancia máxima admisible entre cualquier punto de la porción de superficie considerada y el plano auxiliar, perpendicular a la

superficie de referencia, que toca a esta superficie, sin cortarla (fig. 19).

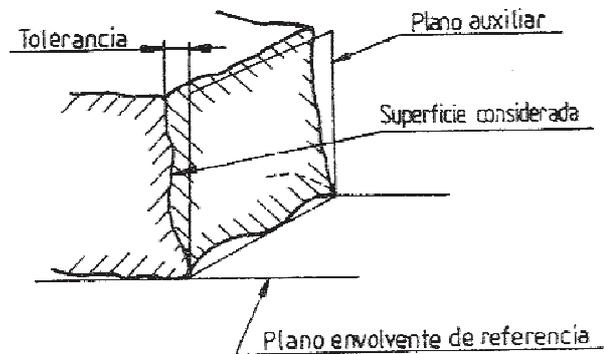


Figura 19

3.3.9.3 De una línea con relación a una superficie. Diámetro máximo admisible de un cilindro auxiliar, que tiene su eje perpendicular a la superficie de referencia, en el cual debe estar contenida la porción de línea considerada; en este caso el símbolo  $\phi$  precederá al valor de la tolerancia (fig. 20).

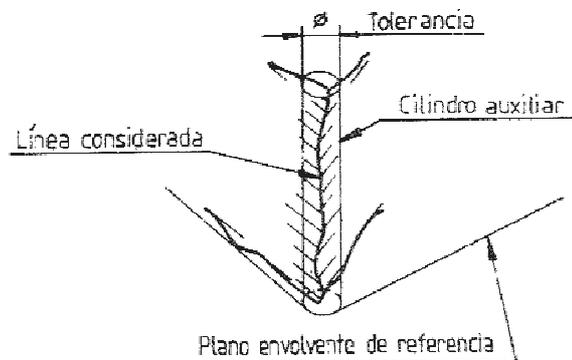


Figura 20

3.3.10 Tolerancia de inclinación. Distancia máxima admisible entre cualquier punto de la porción de superficie o línea considerada, y cualquiera de los planos inclinados del valor determinado sobre la superficie o la línea de referencia que toca la superficie o la línea considerada sin cortarlas (fig. 21).

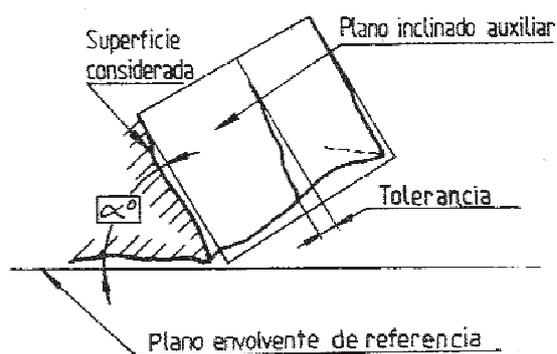


Figura 21

**3.3.11 Tolerancia de posición.** Distancia máxima admisible doble entre la posición real del elemento considerado y su posición teórica, especificada por medio de cotas enmarcadas (fig. 22). La tolerancia de posición del eje de una superficie de revolución comprende a todas las direcciones alrededor de la posición teórica; en este caso hacer preceder al valor de la tolerancia el símbolo  $\phi$ . El eje está obligado a mantenerse en el interior de un cilindro que tiene por diámetro, alrededor de la posición teórica, la tolerancia de posición  $t$ , es decir, que no puede desviarse más de  $t/2$  de la posición teórica (fig. 23).

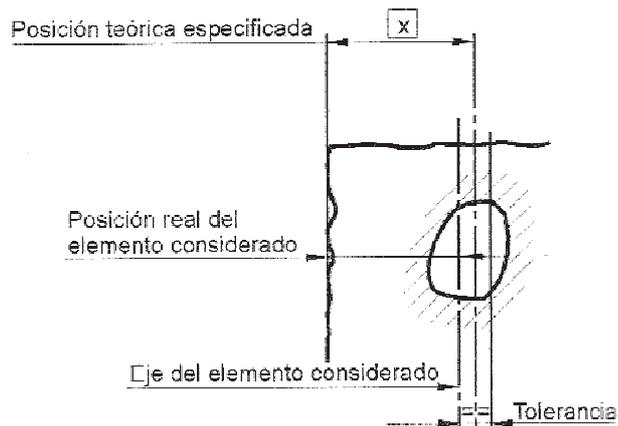


Figura 22

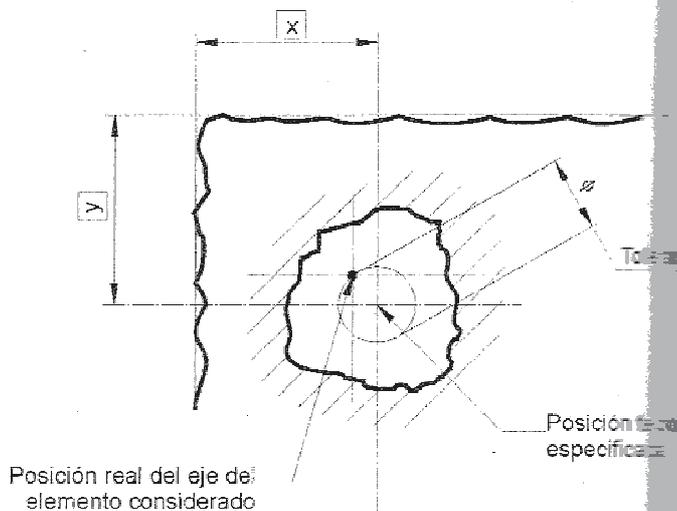


Figura 23

**3.3.12 Tolerancia de coaxialidad o de concentricidad.** Distancia radial máxima admisible doble entre dos ejes paralelos o en proyección plana, entre dos centros; hacer preceder al valor de la tolerancia el símbolo  $\phi$  (fig. 24).

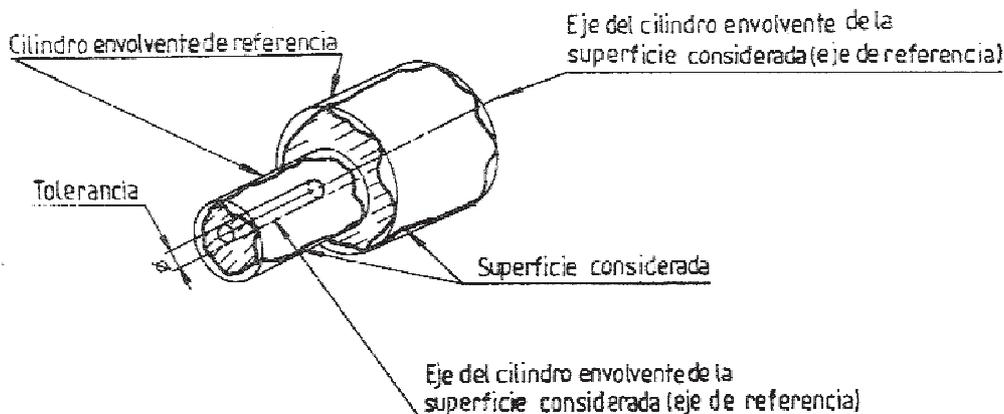


Figura 24

**3.3.13 Tolerancia de simetría.** Distancia máxima admisible doble, entre el plano medio de un elemento y el plano medio, o eje, de un elemento de referencia (fig. 25).

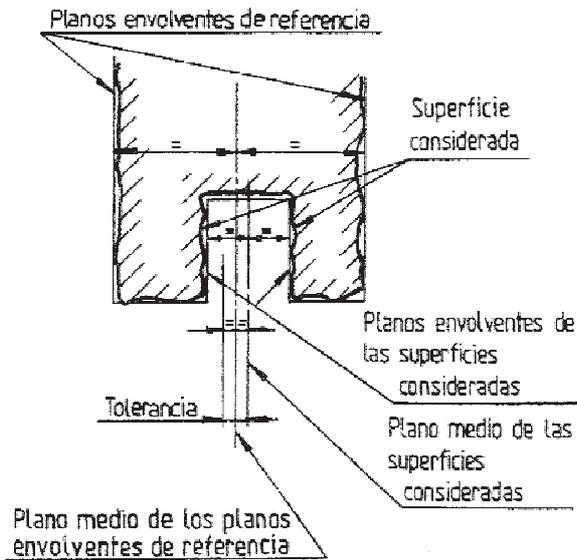


Figura 25

**3.3.14 Tolerancia de oscilación.** Variación máxima admisible  $t$  de la posición de un elemento considerado, en relación a un punto fijo en el recorrido de una vuelta completa en torno al eje de referencia; esta variación debe ser medida en la dirección que indica la flecha y en la situación más favorable (figs. 26/28).

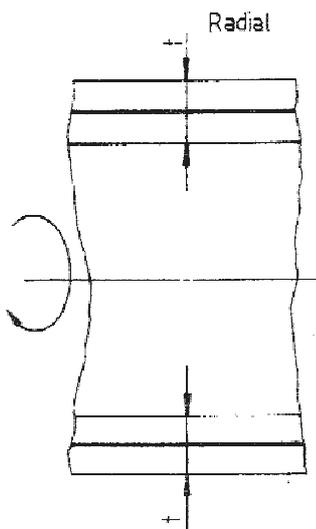


Figura 26

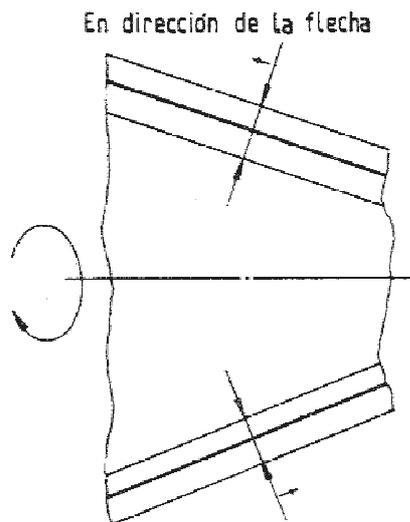


Figura 27

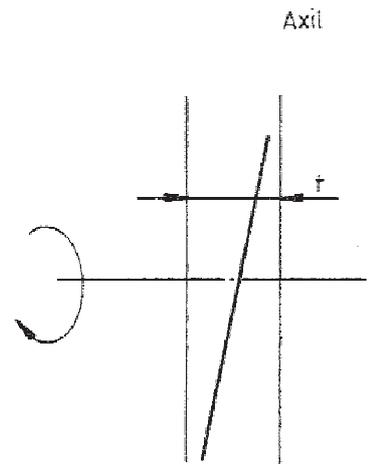


Figura 28

## 4 CONDICIONES GENERALES

4.1 La zona de tolerancia se indicará según la característica aplicada de la tolerancia y el modo por el cual ella está acotada por:

- ... un círculo o un cilindro;
- ... un espacio entre dos líneas paralelas o dos rectas paralelas;
- ... un espacio entre dos superficies paralelas o dos planos paralelos;
- ... un paralelepípedo.

4.2 Las tolerancias de forma y de posición, deberán ser determinadas, si ello fuera indispensable, para asegurar el perfecto funcionamiento de las piezas en su montaje correspondiente.

4.3 Cuando en la indicación esté determinada una tolerancia dimensional, ésta limita los errores de forma. Las superficies reales de las piezas pueden apartarse de la forma geométrica especificada, cuando permanezcan encuadradas dentro de la tolerancia dimensional y la zona de tolerancia, las medidas aplicadas no verifican las piezas. Si los errores de forma se encontraran dentro de otros límites, deberán ser especificados con una tolerancia de forma adecuada para esa condición.

4.4 Una tolerancia de forma y de posición, podrá ser especificada aún cuando una tolerancia dimensional no haya sido determinada o establecida.

4.5 La falta de indicación de una tolerancia de forma y de posición no implica, necesariamente, emplear un proceso particular de fabricación, de medición o de verificación.

4.6 La forma y la orientación de los elementos exteriores de la zona de tolerancia pueden ser cualesquiera, salvo indicación contraria, determinada por nota adicional.

4.7 Salvo indicación contraria, especificada según los párrafos 4.10.9/11, la tolerancia se aplicará a todo lo comprendido y a toda superficie del elemento considerado.

4.8 La forma de un elemento de referencia deberá ser suficientemente precisa para ser utilizada como tal. En ciertos casos, podrá ser necesario indicar la posición de algunos puntos que constituyen un elemento de referencia para el maquinado, y también para la verificación.

4.9 Los símbolos indicados en la tabla I, representarán las tolerancias de forma y de posición.

### 4.10 Indicadores

4.10.1 Las indicaciones necesarias serán inscriptas en un cuadro rectangular, dividido en dos o más cuadros (figs. 29/30).

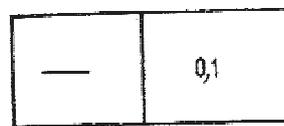


Figura 29

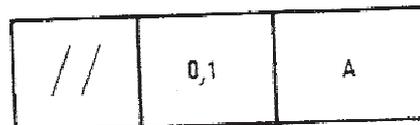


Figura 30

4.10.2 El símbolo dará la característica aplicada para la tolerancia, conforme con lo indicado en la tabla I.

TABLA I

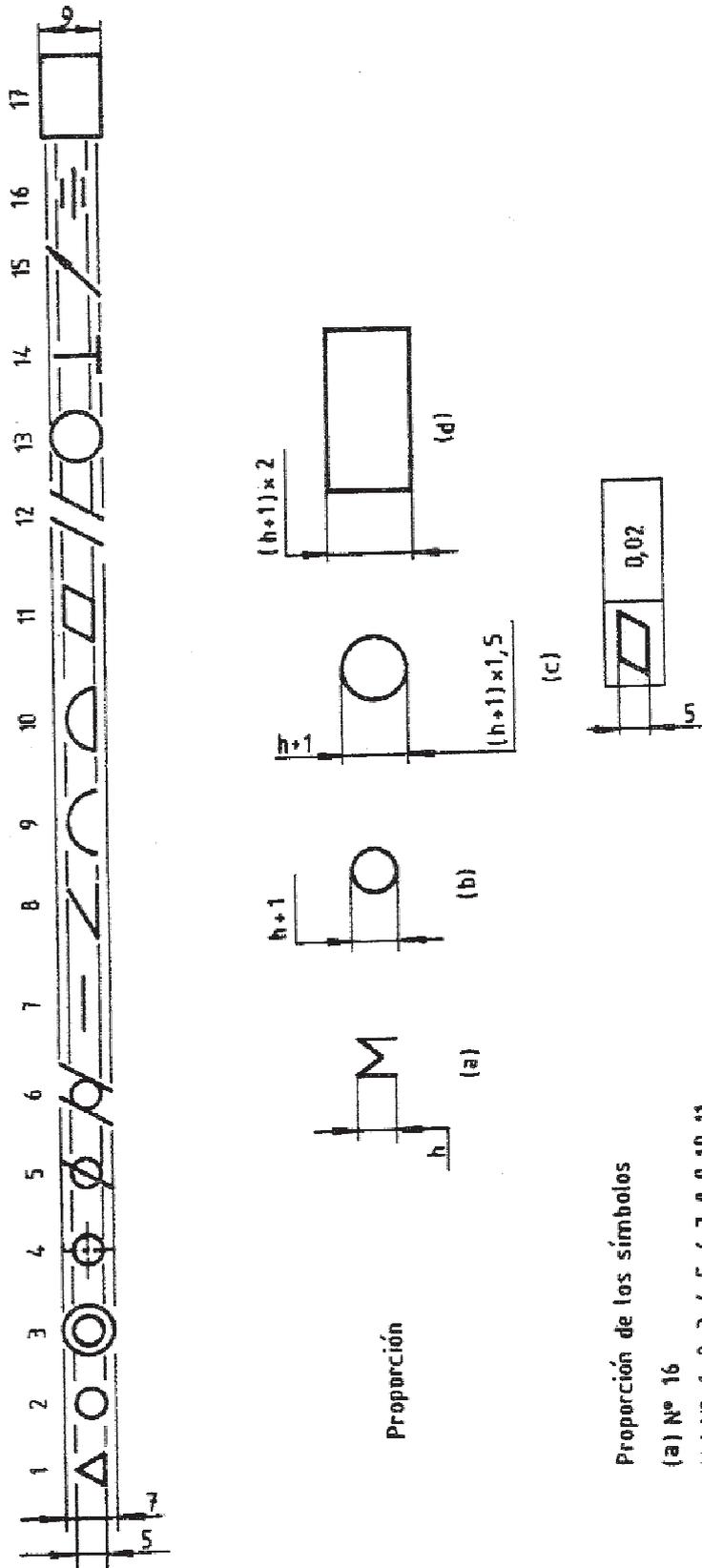
Tipo de tolerancia	Características para tolerancias	Símbolo	Definición en párrafo
Forma Elemento aislado	Rectitud		3.3.2
	Planicidad		3.3.3
	Circularidad		3.3.4
	Cilindricidad		3.3.5
	Forma de una línea cualquiera		3.3.6
	Forma de una superficie cualquiera		3.3.7
Orientación elemento asociado	Paralelismo		3.3.8
	Perpendicularidad		3.3.9
	Inclinación		3.3.10
Posición elemento asociado	Posición		3.3.11
	Coaxialidad o concentricidad		3.3.12
	Simetría		3.3.13
Compuesto	Oscilación		3.3.14
Condición de máximo de materia			4.10.12 6.1
Dimensiones nominales			4.10.13

4.10.3 Los valores de la tolerancia (valor total), serán en las unidades utilizadas para las cotas nominales. Ese valor será precedido del símbolo  $\phi$  si sea la zona de tolerancia de forma circular o cilíndrica; o la indicación de: esfera siendo la zona de tolerancia de forma esférica.

4.10.4 Las letras indicarán el o los elementos de referencia.

4.10.5 Las letras y los números se ajustarán a las características de la norma IRAM 4503. La altura recomendada será  $h = 3,5$  mm. El cuadro tendrá una altura de 9 mm, guardando relación

con los símbolos de la tabla I, como lo indica la figura 31.



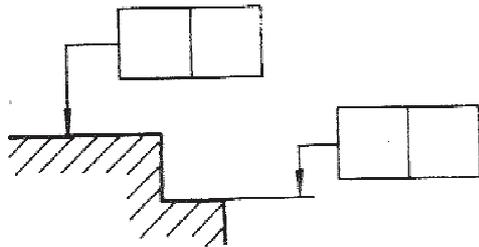
Proporción de los símbolos

- (a) N° 16
- (b) N° 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11
- (c) N° 3, 4, 5, 6, 12, 13, 14, 15
- (d) N° 17

Figura 31

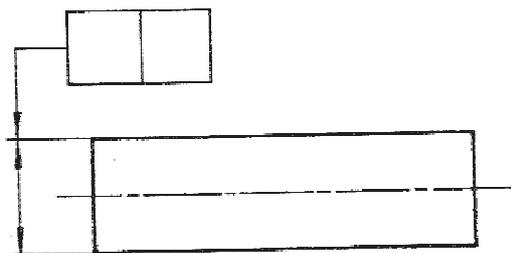
**4.10.6** El cuadro de tolerancia estará ligado a los elementos afectados por tolerancias, por una línea indicadora cuya flecha se asentará sobre:

**4.10.6.1** El contorno del elemento o su prolongación, si la tolerancia ha sido aplicada a la línea o a la superficie de ese elemento (fig. 32).

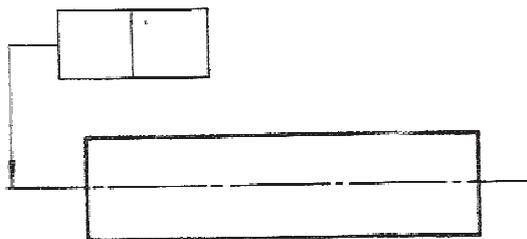


**Figura 32**

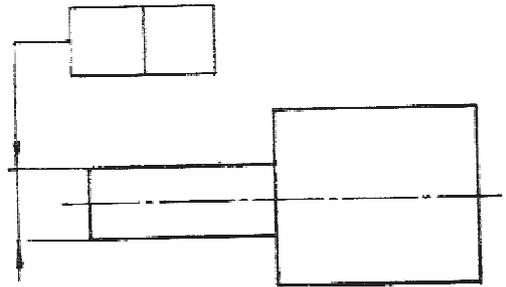
**4.10.6.2** La línea llamada de posición corresponderá a la cota, cuando la tolerancia se aplique al eje o al plano medio de la parte acotada (figs. 33 y 35), o sobre el eje; la tolerancia será aplicada al eje o al plano medio de todos los elementos que admitieran ese eje o ese plano medio (figs. 34/36/37). Si la zona de tolerancia no tuviera forma cilíndrica, circular o esférica, dicha zona se encontrará según la dirección de la flecha que terminará sobre la línea que liga al cuadro de tolerancia con el elemento por ella afectado (figs. 77/79).



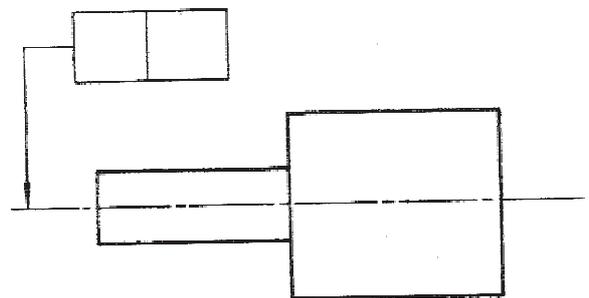
**Figura 33**



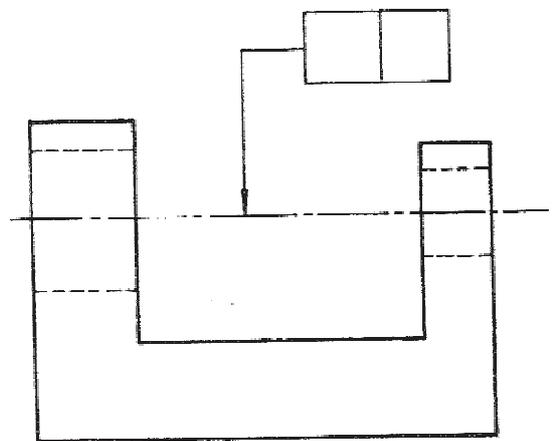
**Figura 34**



**Figura 35**



**Figura 36**



**Figura 37**

**4.10.7** El elemento o los elementos de referencia rectos serán indicados por una línea que terminará en un triángulo equilátero ennegrecido, cuya base apoyará sobre:

4.10.7.1 El contorno del elemento o su prolongación (fig. 38).

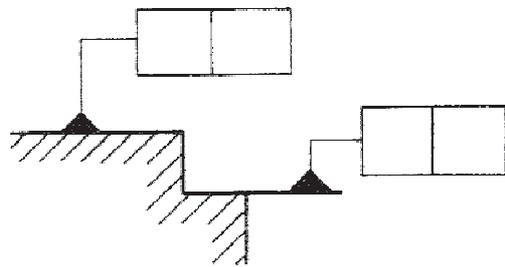


Figura 38

4.10.7.2 La prolongación del eje se indicará sobre la línea de cota, si el elemento de referencia fuera el eje o el plano medio de la parte acotada (figs. 39/40/44), o sobre el eje medio de todos los elementos comunes a ese eje o al plano medio (figs. 41/42/43). Si no se tuviera lugar para dos flechas, una de ellas será sustituida por un triángulo equilátero ennegrecido (fig. 44). El cuadro de tolerancia podrá ser ligado al centro de referencia de modo claro y simple. Se usará una letra mayúscula (fig. 45).

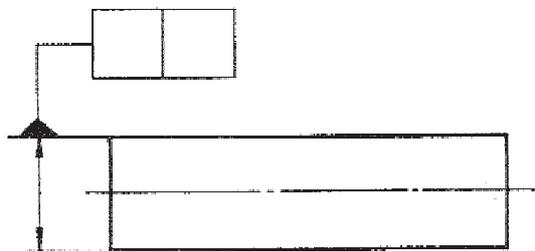


Figura 39

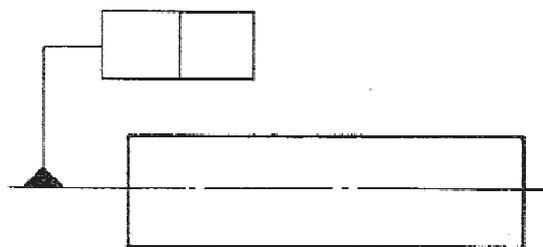


Figura 40

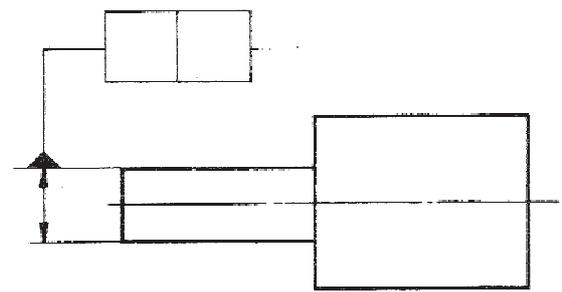


Figura 41

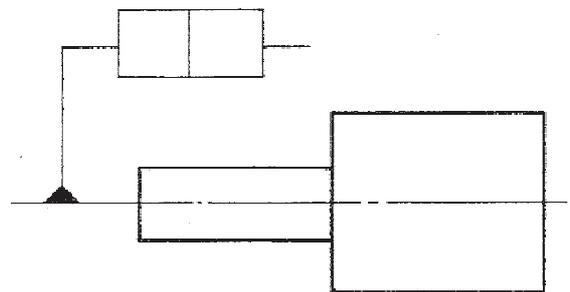


Figura 42

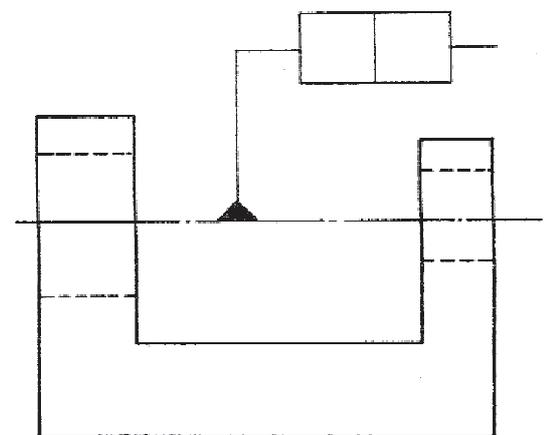


Figura 43

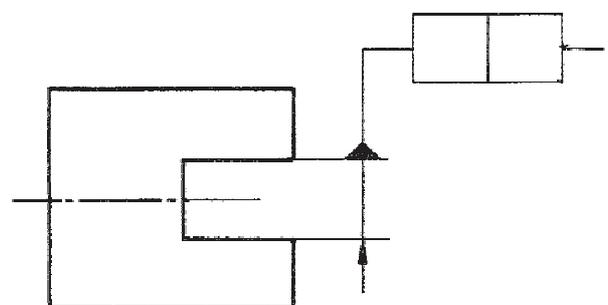


Figura 44

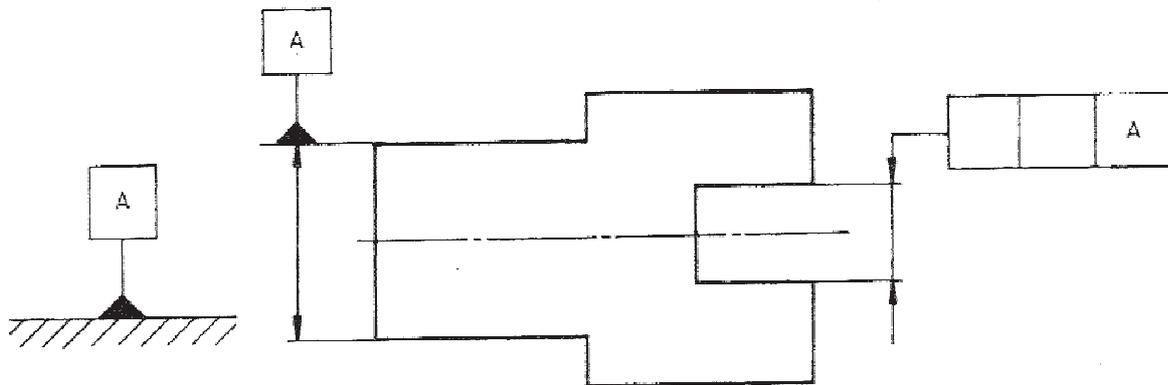


Figura 45

4.10.8 Si en dos elementos asociados rectos, por cualquier razón se obstaculizara uno de ellos, como elemento de referencia, se indicará la tolerancia según la figura 46.

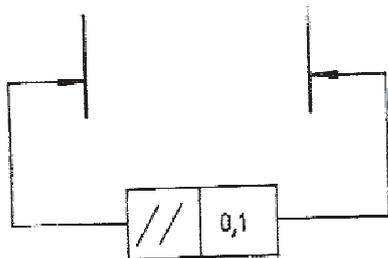


Figura 46

4.10.9 Si la tolerancia fuera aplicada a una extensión especificada, localizada, ésta corresponderá al valor de esa extensión y deberá ser indicada a continuación del valor de la tolerancia, separada por un trozo oblicuo. En el caso de una superficie, se utilizará la misma indicación. Esto significa que la tolerancia se aplicará a todas las líneas de prolongación especificadas en todas las posiciones y en todas las direcciones (fig. 47).

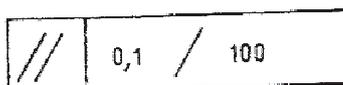


Figura 47

4.10.10 Si en una tolerancia general de un elemento debiera indicarse una tolerancia más precisa y limitada de la misma naturaleza, dada

por la especificación para extensión limitada, se indicará esa tolerancia debajo de la primera (fig. 48).

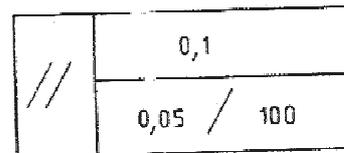


Figura 48

4.10.11 Si la tolerancia debiera ser referida a una parte limitada del elemento, se acotará esa parte como lo indicado en la figura 49, conforme con lo prescrito en la norma IRAM 4502, figura 49.

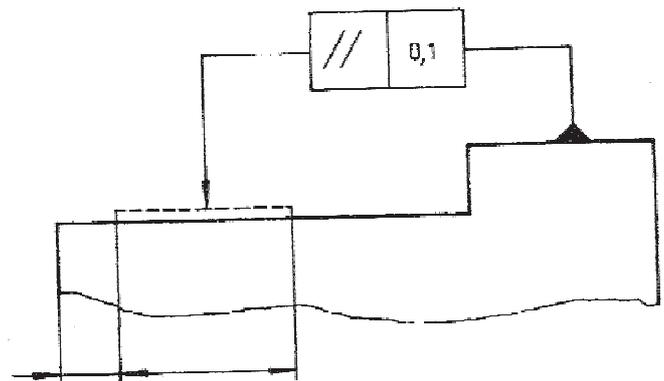


Figura 49

4.10.12 La indicación de - Condición de máximo de materia - estará dada por el símbolo (M) ubicado a continuación de:

- ... el valor de la tolerancia (fig. 50);
- ... la letra de referencia (fig. 51);
- ... el uno y el otro (fig. 52).

Por consiguiente, la – Condición de máximo de materia – se aplicará respectivamente, al elemento afectado por la tolerancia, al elemento de referencia, o a los dos simultáneamente.

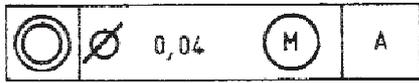


Figura 50

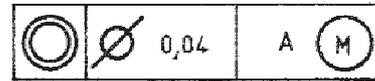


Figura 51

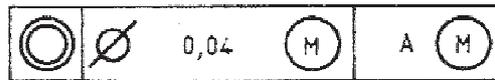


Figura 52

4.10.13 Si ha sido determinada una tolerancia cualquiera de forma o de posición, para un elemento, las cotas que definirán la posición o la forma no deberán ser afectadas por tolerancias. Si fueran determinadas tolerancias de inclinación para un elemento, las cotas que definirán a los ángulos, no deberán ser afectadas por tolerancias. Estas cotas nominales serán enmarcadas en la siguiente forma: **30** ó **60**.

Las dimensiones afectadas correspondientes serán limitadas por las tolerancias especificadas de posición, de forma o de inclinación.

4.10.14 También se permitirá agrupar las tolerancias individuales según lo indican la figura 53 y la tabla II.

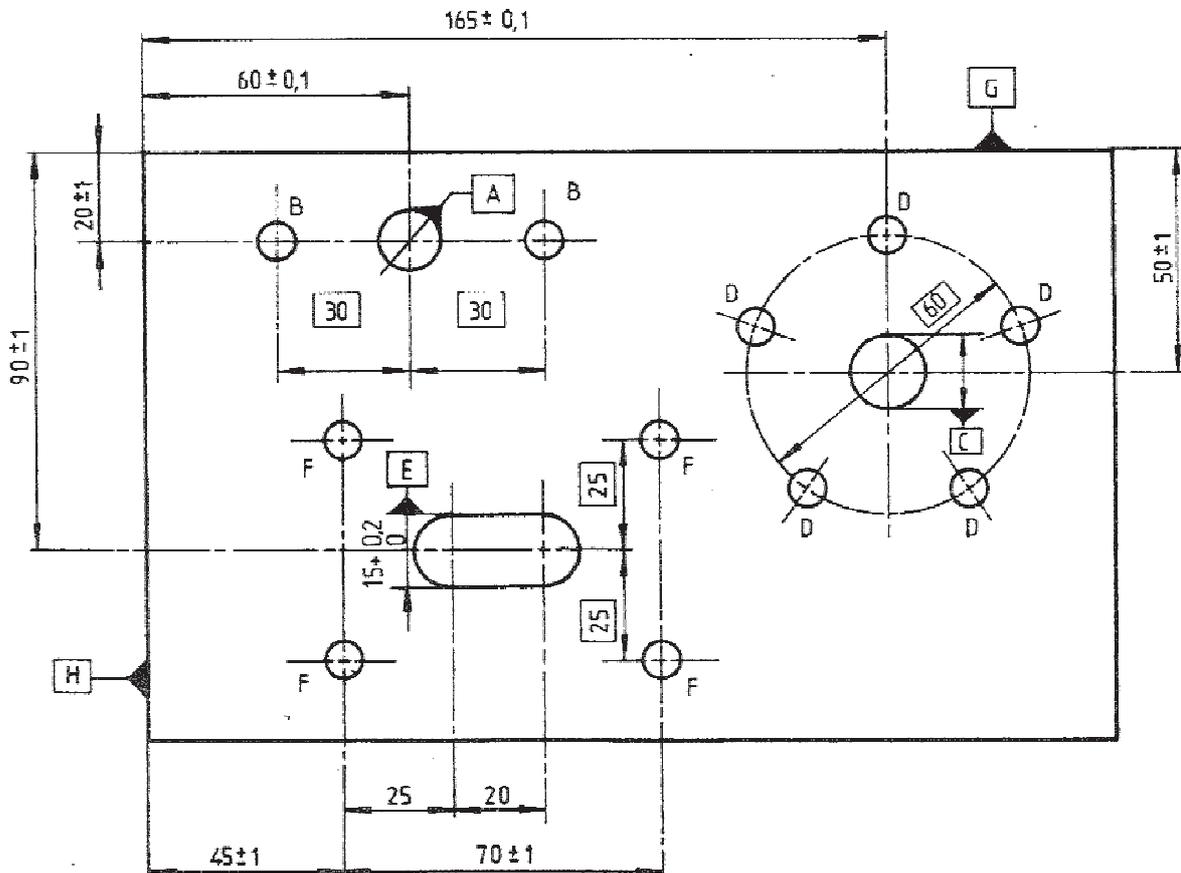
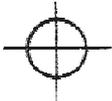


Figura 53

TABLA II

Grupo	Letra	Agujeros		Tolerancia		
		Dimensión	Número			
1	A	$10 + \begin{smallmatrix} 0,1 \\ 0 \end{smallmatrix}$	1	Referencia	(M)	
	B	$8 + \begin{smallmatrix} 0,5 \\ 0 \end{smallmatrix}$	2	Tolerancia	0,8 (M)	
2	C	$12 + \begin{smallmatrix} 0,2 \\ 0 \end{smallmatrix}$	1	Referencia	(M)	
	D	$7 + \begin{smallmatrix} 0,5 \\ 0 \end{smallmatrix}$	5	Tolerancia	0,6 (M)	
3	E	-	-	Referencia	(M)	
	F	$8 - \begin{smallmatrix} 0,5 \\ 0 \end{smallmatrix}$	4	Tolerancia	0,1 (M)	
4	G	-	-	Referencia		
	H	-	-	Tolerancia	0,05	

**4.11 Aplicación de tolerancias.** Las diversas tolerancias se ajustarán a las definiciones (3.3.1/3.3.14), simplificadas y adecuadas a las condiciones siguientes:

... Las definiciones supondrán que el elemento en consideración estará exento de defectos u otras deformaciones, excepto las que se refieren a las definiciones. De acuerdo con las necesidades funcionales una o más características estarán afectadas por las tolerancias para definir la exactitud geométrica de un elemento. Si la exactitud geométrica de un elemento ha sido definida por una sola tolerancia, otros errores de ese elemento serán eventualmente contenidos en esa tolerancia, por ejemplo: La rectitud es delimitada por la tolerancia dimensional o por la de paralelismo. Difícilmente, será necesario indicar todas esas características, porque esas tolerancias deberán estar incluidas en la zona de tolerancia

definida por símbolos específicos. Ciertas tolerancias indicarán otros defectos, por ejemplo: La rectitud, el paralelismo. En la aplicación de las tolerancias de forma y de posición, no siempre es fácil identificar la característica geométrica, por ejemplo: La rectitud o la planitud de un fleje angosto y el caso de una arista recta o ranura poco profunda, podrá indicarse por el símbolo  $\perp$  ó  $\parallel$ . Los símbolos o la combinación de dos símbolos para: posición, concentricidad, simetría, etc., serán también utilizados según un sentido más amplio, para incluir en la misma forma, otras características geométricas.

#### 4.11.1 Tolerancia de rectitud

**4.11.1.1 De una línea.** La zona de tolerancia deberá estar limitada por un cilindro de diámetro  $t$ , cuando el valor de tolerancia es precedido del símbolo  $\phi$  (fig. 54). Ejemplo: El eje del cilin-

dro cuya dimensión está ligada al cuadro de tolerancia estará comprendido dentro de una zona cilíndrica de 0,08 mm de diámetro (fig. 55).

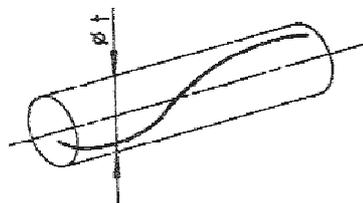


Figura 54

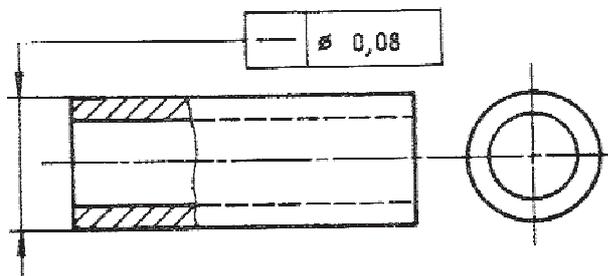


Figura 55

4.11.1.2 La zona de tolerancia deberá estar limitada por dos rectas paralelas distantes  $t$ , cuando se considere la tolerancia de rectitud solamente en el plano de proyección del dibujo, sobre el cual deberá estar inscrita esa tolerancia (fig. 56).

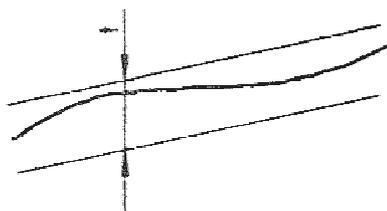


Figura 56

**Ejemplo:** Una parte cualquiera de la generatriz del cilindro, con una extensión de 100 mm, deberá quedar comprendida entre dos rectas paralelas separadas 0,1 mm (fig. 57). El eje de la sección de la ranura deberá quedar comprendido entre dos planos paralelos separados 0,2 mm (fig. 58).

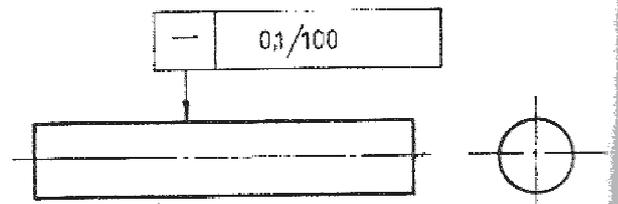


Figura 57

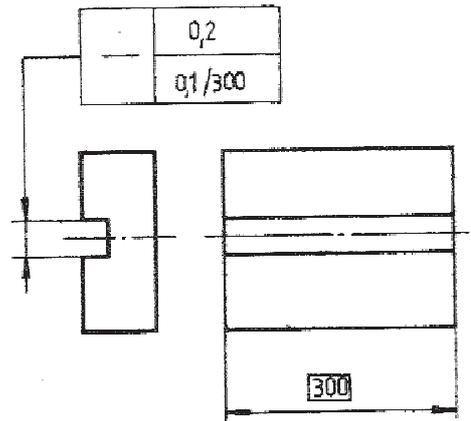


Figura 58

4.11.1.3 La zona de tolerancia quedará limitada a un paralelepípedo de sección  $t_1 \times t_2$ , si la tolerancia de rectitud fue aplicada a dos planos perpendiculares entre sí (fig. 59).

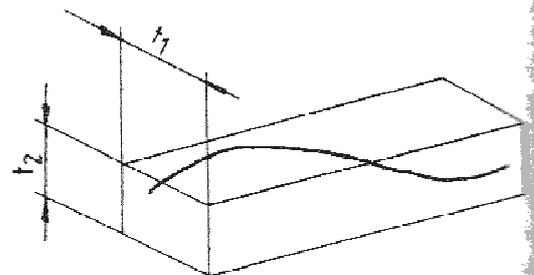


Figura 59

**Ejemplo:** El eje de la barra, de sección rectangular, deberá estar comprendido dentro de un paralelepípedo de 0,1 mm de ancho en el plano vertical, y de 0,2 mm en el plano horizontal (fig. 60).

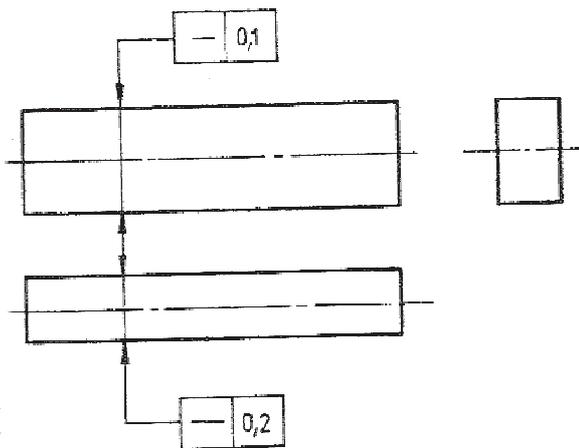


Figura 60

4.11.1.4 De una superficie en dos direcciones. Si la tolerancia de rectitud estuviera referida a dos direcciones de un mismo plano (fig. 61), la zona de tolerancia de rectitud de aquella superficie, será de 0,05 mm, en la dirección indicada en la figura izquierda, y de 0,1 mm en la dirección indicada en la figura derecha.

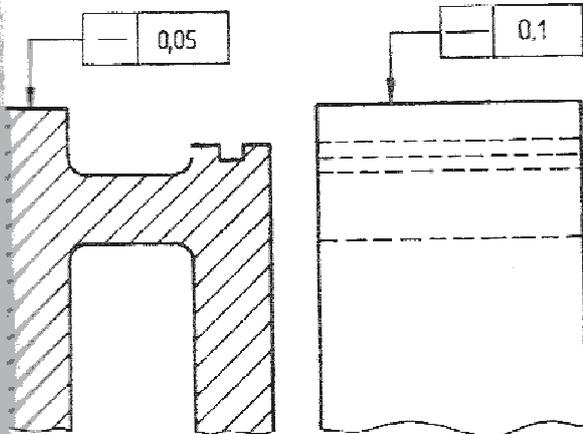


Figura 61

4.11.2 Tolerancia de planicidad. La zona de tolerancia estará limitada por dos planos paralelos, separados por una distancia  $t$  entre los cuales deberá estar situada la superficie en consideración (fig. 62).

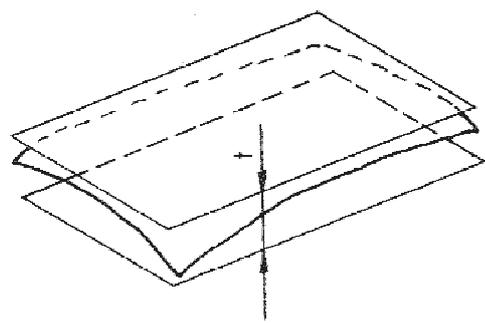


Figura 62

Ejemplo: La superficie quedará contenida entre dos planos paralelos separados por 0,08 mm (fig. 63).

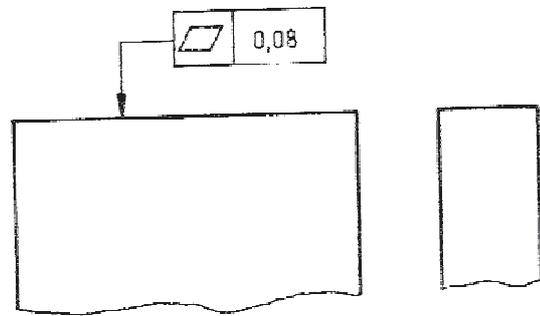


Figura 63

4.11.3 Tolerancia de circularidad. La zona de tolerancia en el plano considerado estará limitada por dos círculos concéntricos, cuya diferencia de radios será  $t$  (fig. 64).

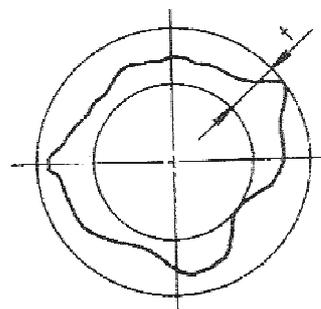


Figura 64

Ejemplo 1: El contorno del disco deberá estar dentro de una corona circular de 0,03 mm de ancho (fig. 65).

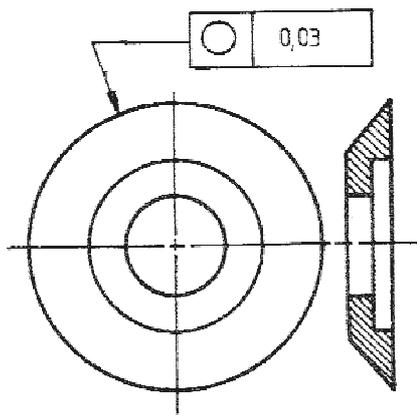


Figura 65

**Ejemplo 2:** El contorno de cada sección transversal estará comprendido dentro de una corona circular de 0,1 mm de ancho (fig. 66).

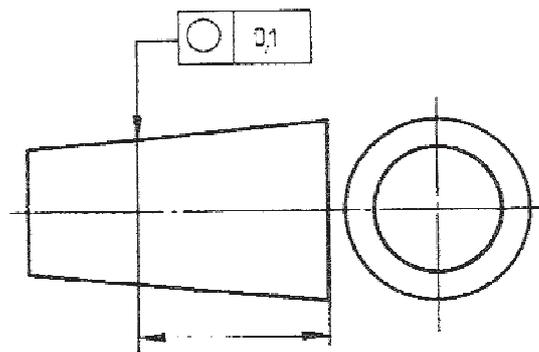


Figura 66

**4.11.4 Tolerancia de cilindridad.** La zona de tolerancia estará limitada por dos cilindros coaxiales, cuya diferencia de radios será  $t$  (fig. 67).

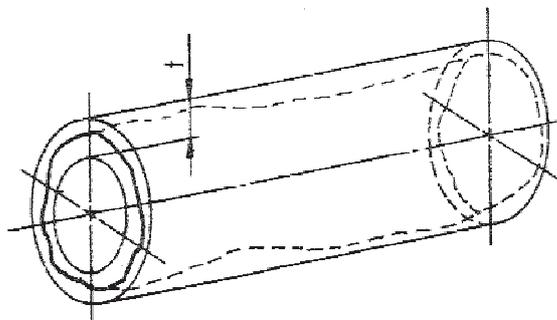


Figura 67

**Ejemplo 1:** La superficie considerada estará comprendida entre dos cilindros coaxiales, cuyos radios difieren en 0,1 mm entre sí (fig. 68).

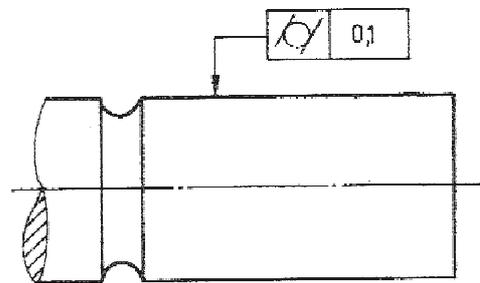


Figura 68

**4.11.5 Tolerancia de forma de una línea cualquiera.** La zona de tolerancia estará limitada por dos curvas, formadas por resultantes de la envolvente de circunferencia de diámetro  $t$ , cuyos centros se desplazan sobre una línea que representa el perfil geométrico teórico (fig. 69).



Figura 69

**Ejemplo:** En cada sección paralela al plano de proyección, el perfil considerado estará comprendido entre dos líneas envolventes de círculos de 0,04 mm de diámetro, cuyos centros están situados sobre una línea que tenga el perfil geométrico teórico (fig. 70).

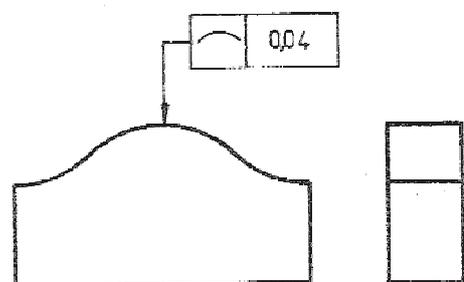


Figura 70

**4.11.6 Tolerancia de forma de una superficie cualquiera.** La zona de tolerancia estará limitada por dos superficies envolventes de esferas de diámetro  $t$ , cuyos centros están situados en una superficie que tenga la forma geométrica teórica (fig. 71).

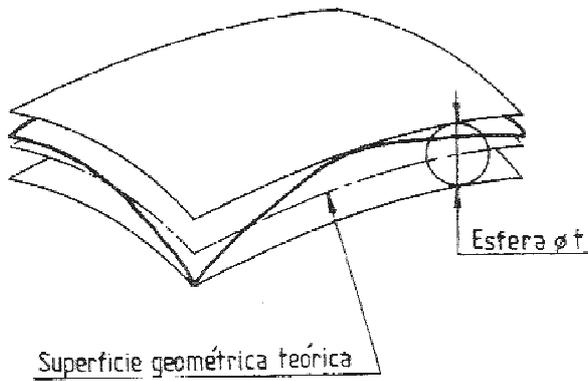


Figura 71

**Ejemplo:** La superficie considerada estará comprendida entre dos superficies envolventes generadas por esferas de 0,02 mm de diámetro, cuyos centros estarán situados en una superficie que tenga la forma geométrica teórica (fig. 72).

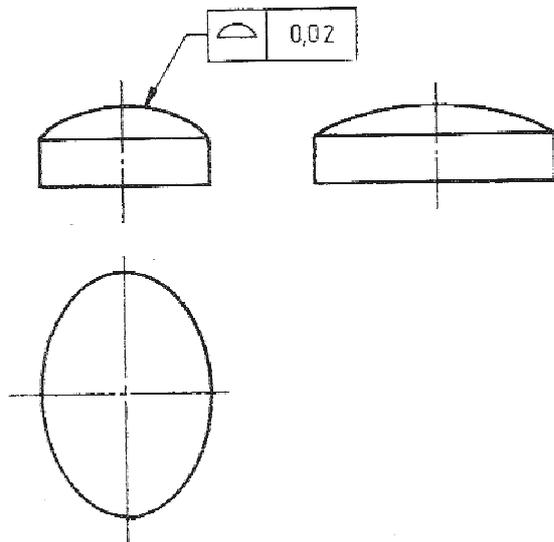


Figura 72

**4.11.7 Tolerancia de paralelismo**

**4.11.7.1 De una línea en relación a una recta de referencia.** La zona de tolerancia estará limitada por un cilindro de diámetro  $t$ , paralelo a la recta de referencia y el valor de tolerancia estará precedido del símbolo  $\phi$  (fig. 73).

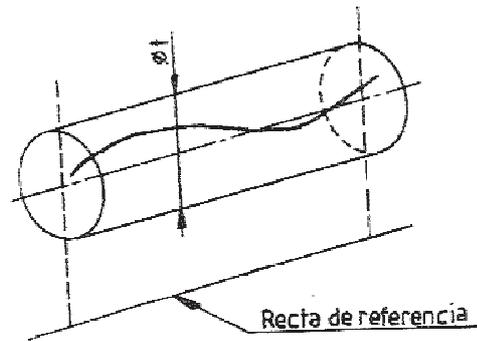


Figura 73

**Ejemplo:** El eje superior estará comprendido dentro de la zona cilíndrica de 0,02 mm de diámetro, paralelo al eje inferior A, (recta de referencia), (fig. 74).

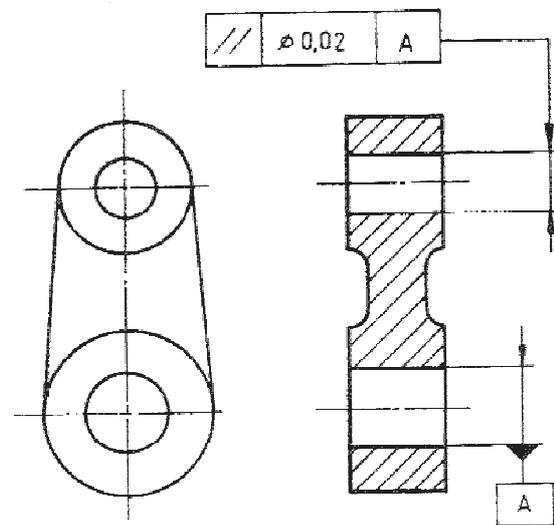


Figura 74

**4.11.7.1.2** La zona de tolerancia estará limitada por dos rectas paralelas, de las distantes  $t$  y paralelas a la recta de referencia. La tolerancia estará referida a un solo plano vertical u horizontal (figs. 75/76).

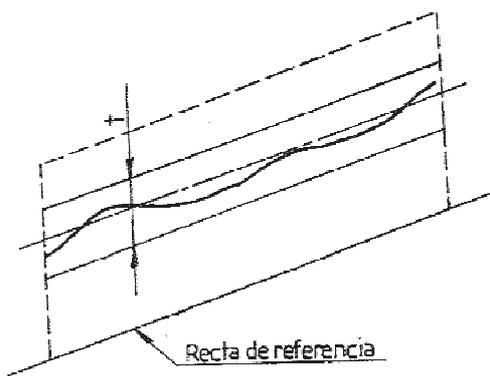


Figura 75

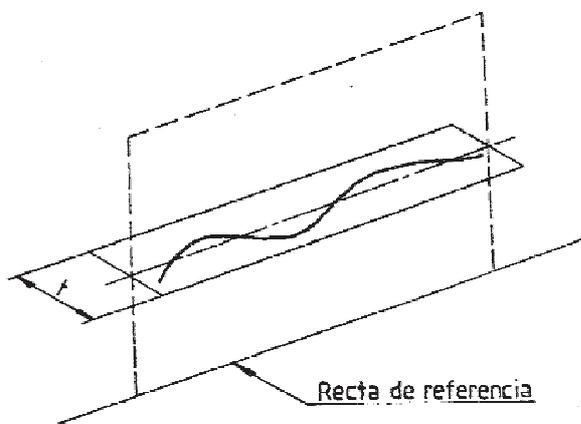


Figura 76

**Ejemplo 1:** El eje superior estará comprendido entre dos rectas distantes, 0,1 mm paralelas al eje inferior A, situadas en el plano vertical (figs. 77/78).

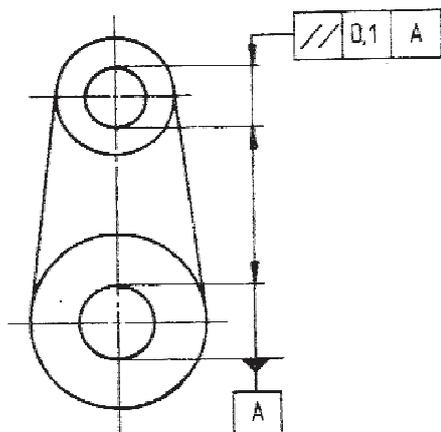


Figura 77

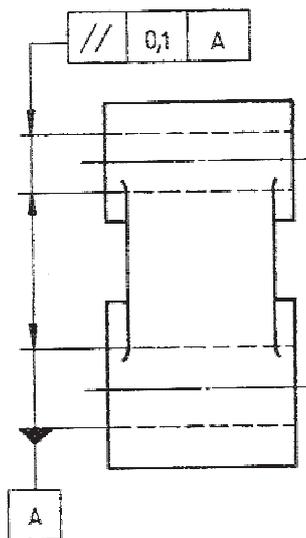


Figura 78

**Ejemplo 2:** El eje superior estará entre dos rectas separadas 0,1 mm paralelas al eje inferior, situadas en el plano horizontal (fig. 79).

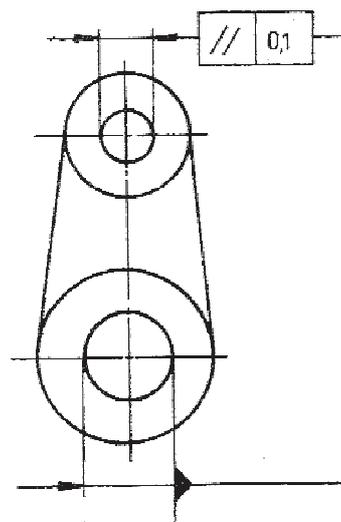


Figura 79

4.11.7.1.3 La zona de tolerancia estará limitada por un paralelepípedo de sección  $t_1$  y  $t_2$  paralelo a la recta de referencia. La tolerancia estará indicada para dos planos perpendiculares entre sí (fig. 80).

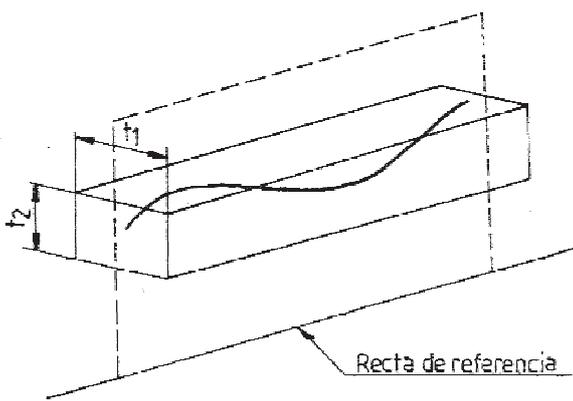


Figura 80

**Ejemplo:** El eje superior estará comprendido en una zona paralelepípedica de 0,2 mm en la dirección horizontal y de 0,1 mm en la dirección vertical y paralelo al eje de referencia A (figs. 81/82).

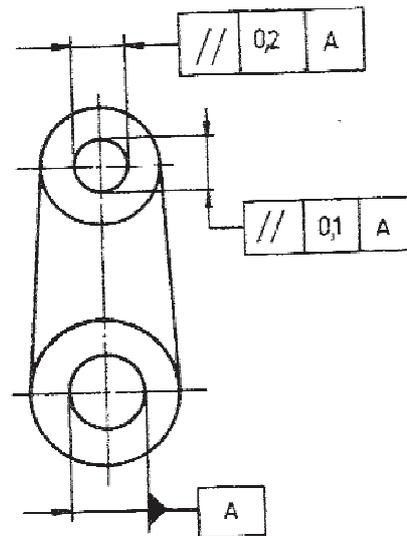


Figura 82

**4.11.7.2 De una recta con respecto a un plano de referencia.** La zona de tolerancia estará limitada por dos planos paralelos, separados por la distancia  $t$  y paralelos al plano de referencia (fig. 83). En la práctica, esta zona quedará comprendida entre dos rectas paralelas. La tolerancia deberá estar referida a un solo plano (fig. 84).

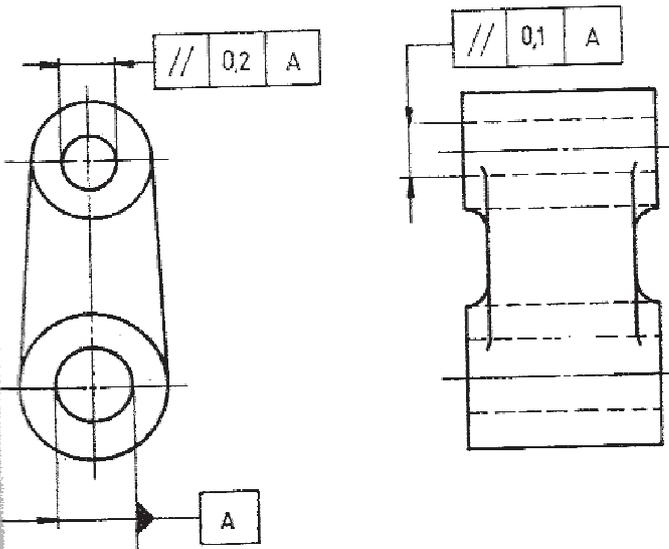


Figura 81

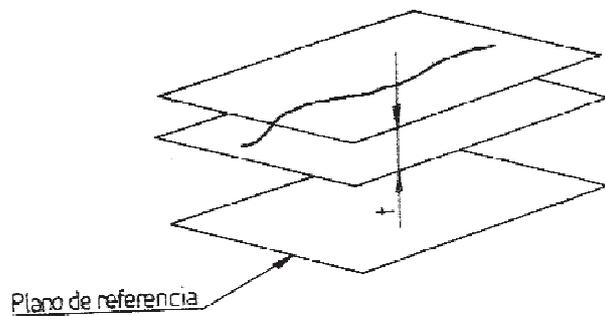


Figura 83

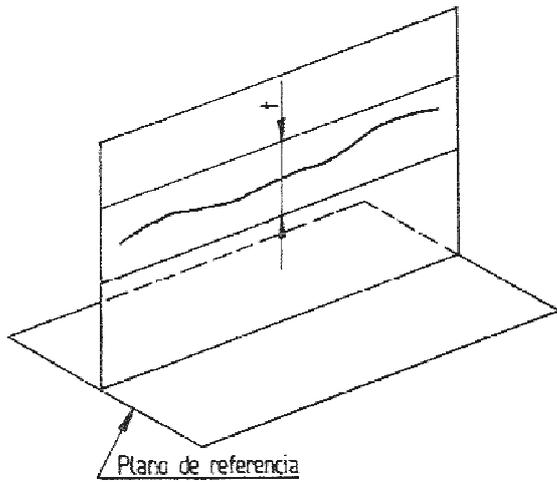


Figura 84

**Ejemplo:** El eje del agujero estará comprendido entre dos planos separados por la distancia de 0,01 mm y paralelos al plano de referencia (figs. 85/86).

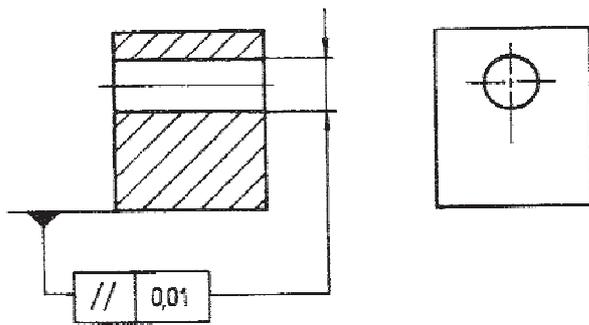


Figura 85

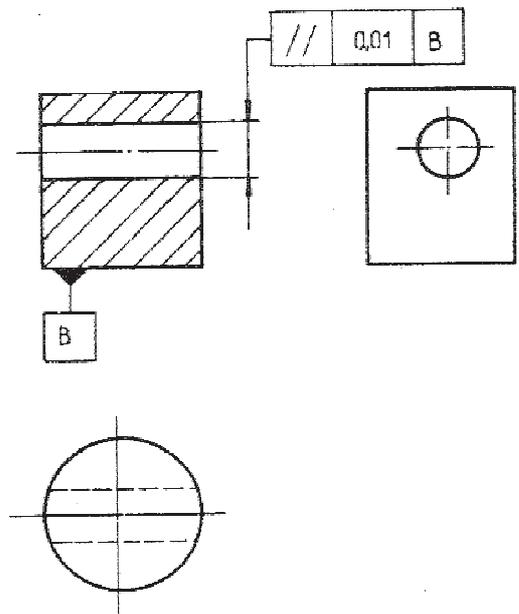


Figura 86

**4.11.7.3 De una superficie con respecto a una recta de referencia.** La zona de tolerancia estará limitada por dos planos paralelos, separados por la distancia  $t$  y paralelos a la recta de referencia (fig. 87).

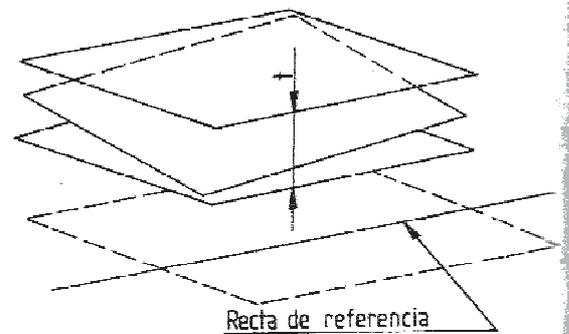


Figura 87

**Ejemplo:** La superficie deberá estar comprendida entre dos planos paralelos separados por la distancia de 0,1 mm y paralelos al eje de agujero C (recta de referencia) (figs. 88/89).

perficie inferior D, (plano de referencia), (fig. 91).

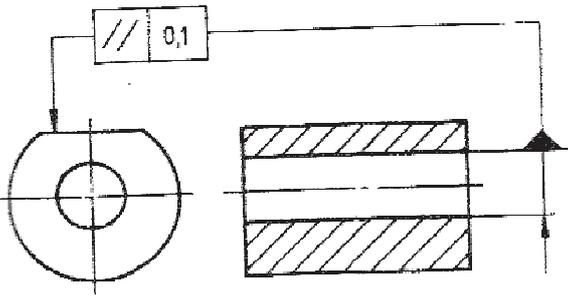


Figura 88

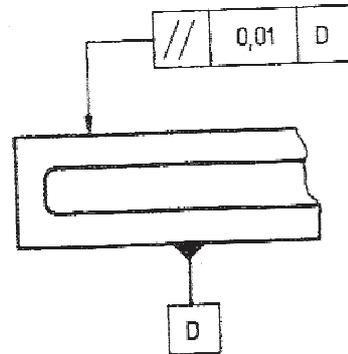


Figura 91

**Ejemplo 2:** En una longitud de 100 mm, tomada en cualquier dirección, en la superficie superior, todos los puntos de una superficie estarán comprendidos entre dos planos separados por la distancia de 0,01 mm y paralelos a la superficie inferior (plano de referencia) (fig. 92).

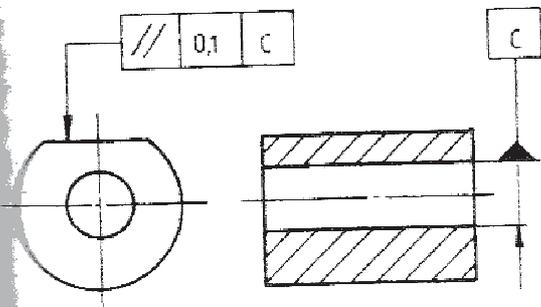


Figura 89

**4.11.7.4 De una superficie con respecto a un plano de referencia.** La zona de tolerancia deberá estar limitada por dos planos paralelos, separados por la distancia  $t$  y paralelos al plano de referencia (fig. 90).

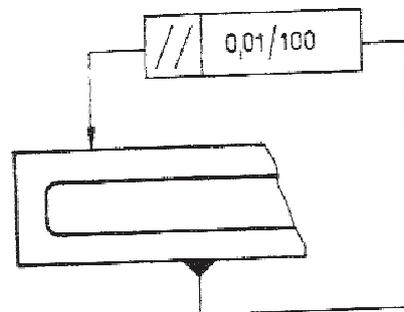


Figura 92

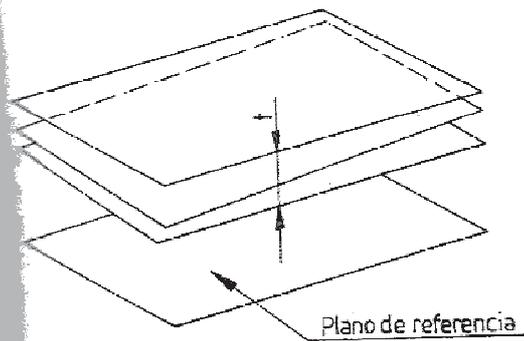


Figura 90

**4.11.8 Tolerancia de perpendicularidad**

**4.11.8.1 De una recta con respecto a otra recta de referencia.** La zona de tolerancia deberá estar limitada por dos planos paralelos, separados por la distancia  $t$ , y perpendiculares a la recta de referencia (fig. 93). Esta zona quedará reducida al espacio comprendido entre dos planos paralelos cuando se considera a la tolerancia de un solo plano.

**Ejemplo 1:** La superficie superior estará comprendida entre dos planos paralelos separados por la distancia de 0,01 mm y paralelos a la su-

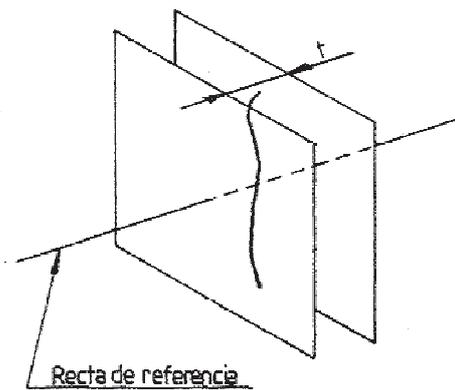


Figura 93

**Ejemplo:** El eje del agujero oblicuo estará comprendido entre dos rectas paralelas separadas por la distancia de 0,06 mm, perpendiculares al eje del agujero horizontal A (recta de referencia), (fig. 94).

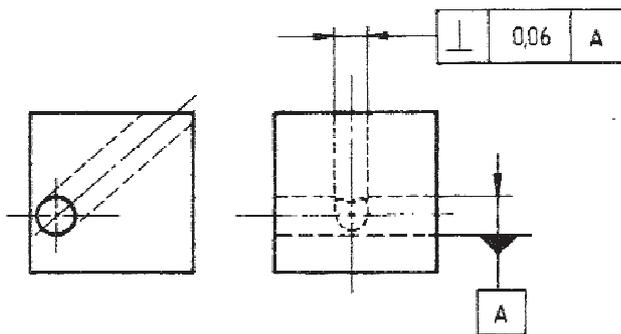


Figura 94

**4.11.8.2 De una línea con respecto a un plano de referencia.** La zona de tolerancia estará limitada por un cilindro de diámetro  $t$ , perpendicular al plano de referencia. El valor de la tolerancia será precedido por el símbolo  $\phi$  (fig. 95).

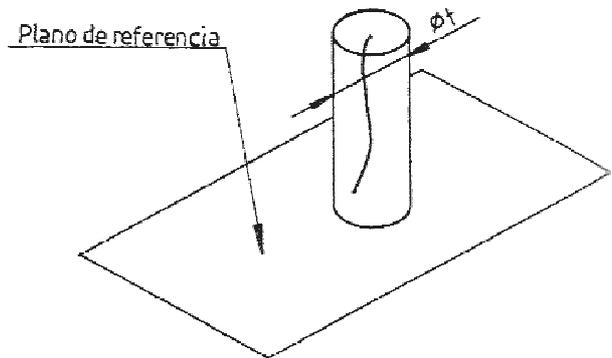


Figura 95

**Ejemplo:** El eje del cilindro cuya cota está relacionada con la zona de tolerancia, deberá estar comprendida en una zona cilíndrica de 0,01 mm de diámetro y perpendicular a la superficie A, (plano de referencia), (fig. 96).

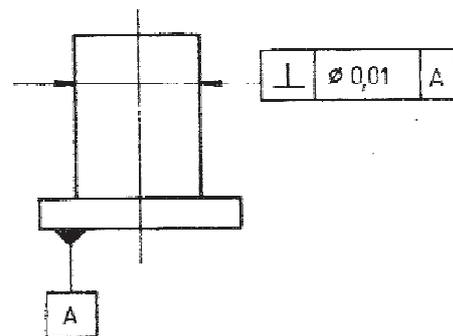


Figura 96

**4.11.8.2.1** La zona de tolerancia estará limitada por dos rectas paralelas separadas por una distancia  $t$ , y perpendiculares al plano de referencia, si la tolerancia estuviera referida a un solo plano (fig. 97).

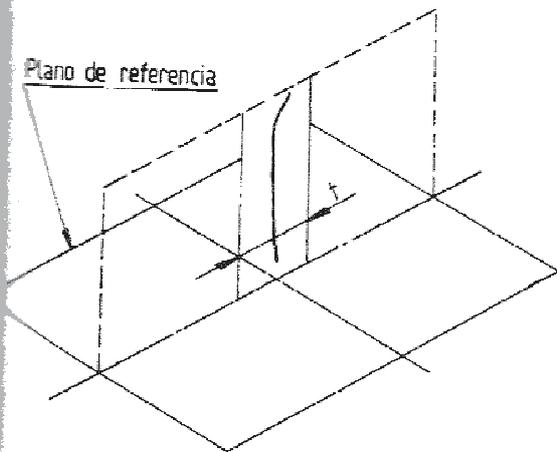


Figura 97

**Ejemplo:** El eje del cilindro cuya cota está relacionada con la zona de tolerancia, estará comprendida entre dos rectas paralelas separadas por la distancia de 0,1 mm, y situadas en el plano indicado (fig. 98).

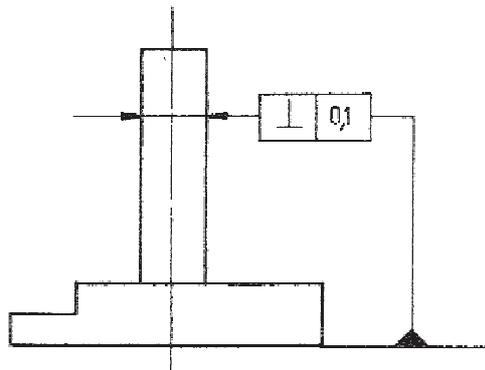


Figura 98

**4.11.8.2** La zona de tolerancia estará limitada por un paralelepípedo de sección  $t_1 \times t_2$ , perpendicular al plano de referencia, si la tolerancia estuviera reforzada a dos planos perpendiculares entre sí (fig. 99).

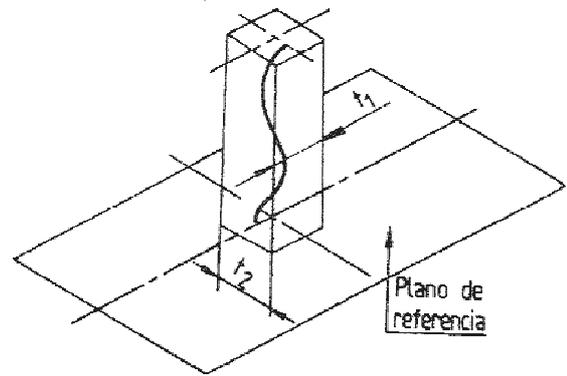


Figura 99

**Ejemplo:** El eje del cilindro quedará comprendido en una zona paralelepipedica de 0,1 mm x 0,2 mm, perpendicular al plano de referencia (fig. 100).

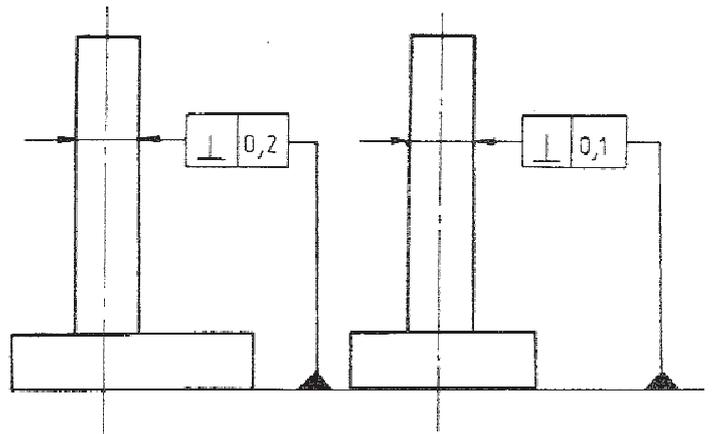


Figura 100

**4.11.8.3** De una superficie con respecto a la recta de referencia. La zona de tolerancia estará limitada por dos planos paralelos, separados por la distancia  $t$ , perpendiculares a la recta de referencia (fig. 101).

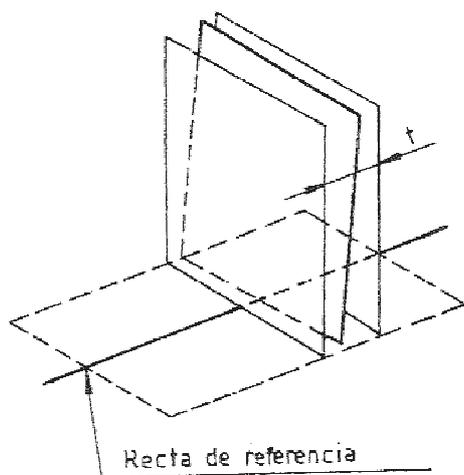


Figura 101

**Ejemplo:** La cara derecha de la pieza quedará comprendida entre dos planos paralelos separados por la distancia de 0,08 mm, perpendiculares al eje A (recta de referencia), (fig. 102).

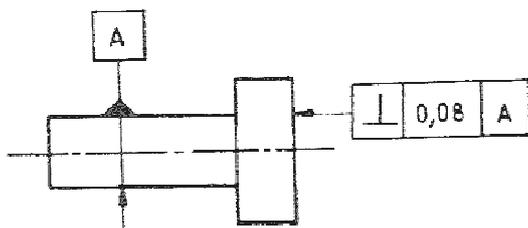


Figura 102

**4.11.8.4 De una superficie con respecto a un plano de referencia.** La zona de tolerancia estará limitada por dos planos paralelos, separados por la distancia  $t$ , perpendiculares al plano de referencia (fig. 103).

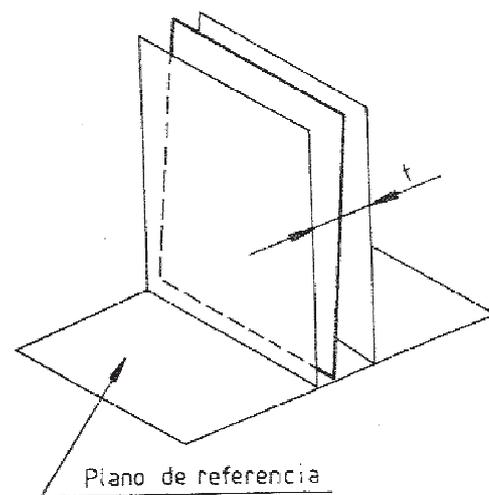


Figura 103

**Ejemplo:** La superficie vertical estará comprendida entre dos planos paralelos separados por la distancia de 0,08 mm, perpendiculares a la superficie horizontal A (plano de referencia), (fig. 104).

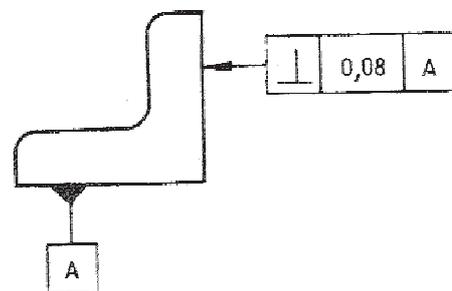


Figura 104

**4.11.9 Tolerancia de inclinación**

**4.11.9.1 De una línea con respecto a una recta de referencia.** La zona de tolerancia estará limitada por dos rectas paralelas, separadas por la distancia  $t$ , e inclinadas según un ángulo especificado, respecto de la recta de referencia (fig. 105).

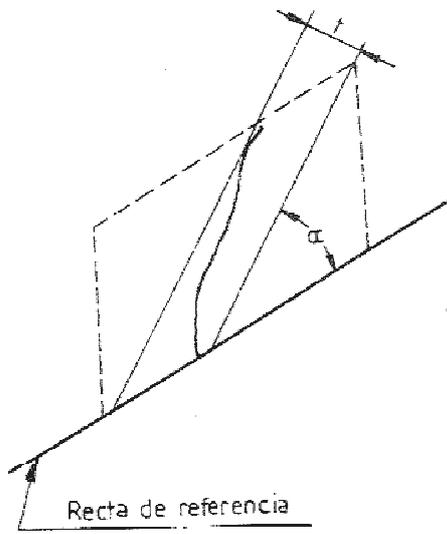


Figura 105

**Ejemplo:** El eje del agujero estará comprendido entre dos líneas rectas paralelas, separadas por la distancia de 0,08 mm con un ángulo de 60° respecto al eje horizontal A, (recta de referencia), (fig. 106).

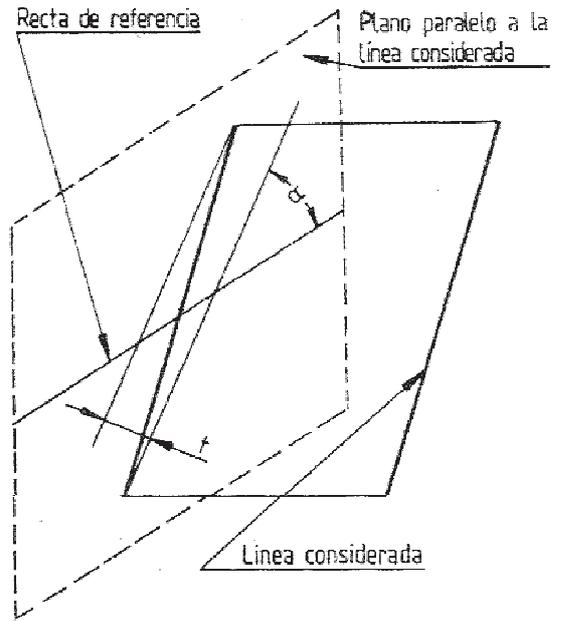


Figura 107

**4.11.9.2 De una línea con respecto a un plano de referencia.** La zona de tolerancia deberá estar limitada por dos rectas paralelas separadas por la distancia  $t$ , e inclinadas según un ángulo especificado, respecto al plano de referencia (fig. 108).

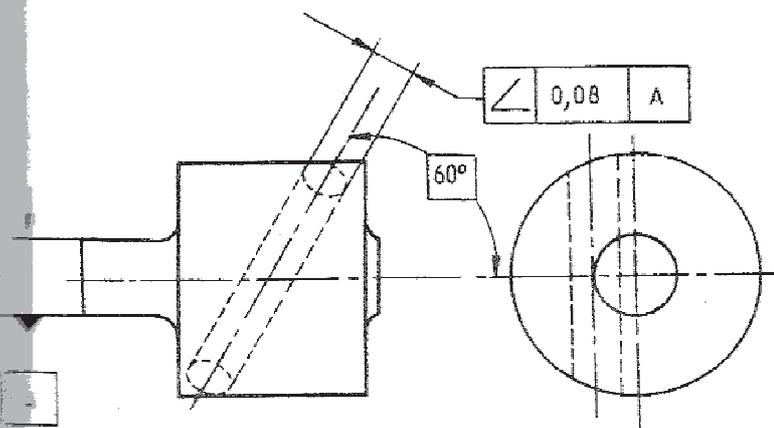


Figura 106

**4.11.9.1.1** Si la línea considerada y la recta de referencia no pertenecieran al mismo plano, la zona de tolerancia afectará a la proyección de la línea considerada sobre un plano que contuviera la recta de referencia y que resultare paralelo a la línea considerada (fig. 107).

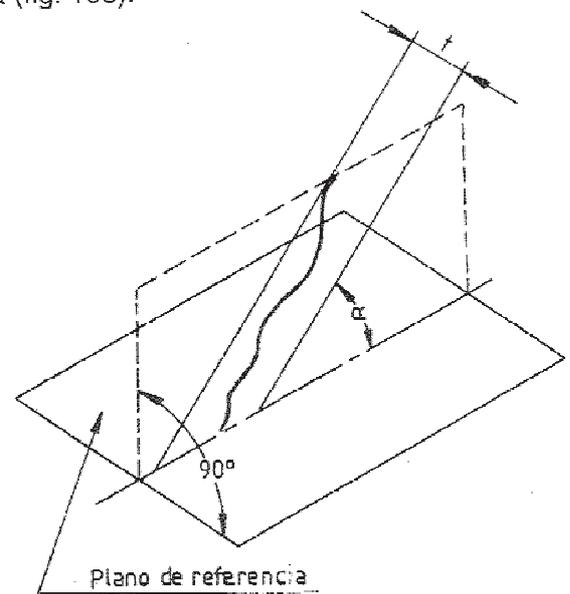


Figura 108

**Ejemplo:** El eje del agujero quedará entre dos líneas paralelas separadas por la distancia de 0,08 mm, con un ángulo de 80° respecto al plano A (plano de referencia), (fig. 109). Si el valor

fue dado para conceder la tolerancia de inclinación de una recta en más de un plano o más de una dirección, la zona de tolerancia podrá ser especificada en forma de cilindro agregando el símbolo  $\phi$ .

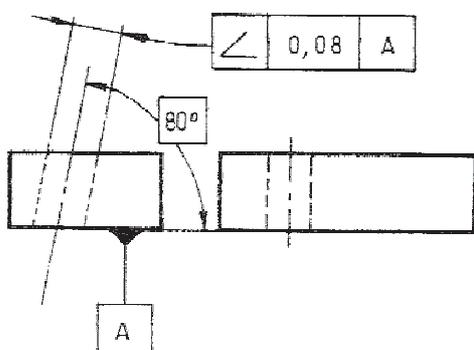


Figura 109

**4.11.9.3 De una superficie con respecto a una recta de referencia.** La zona de tolerancia estará limitada por dos planos paralelos separados por la distancia  $t$  e inclinados según un ángulo especificado, respecto a la recta de referencia (fig. 110).

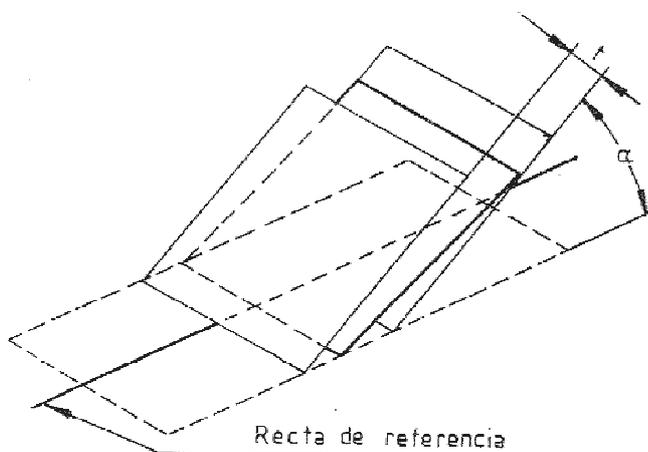


Figura 110

**Ejemplo:** La superficie inclinada deberá estar comprendida entre dos planos separados por la distancia de 0,1 mm, con un ángulo de 75° respecto al eje horizontal A (recta de referencia), (fig. 111).

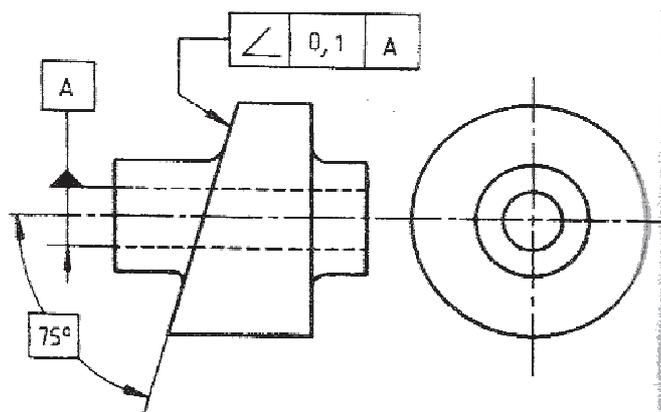


Figura 111

**4.11.9.4 De una superficie con respecto a un plano de referencia.** La zona de tolerancia estará limitada por dos planos paralelos separados por la distancia  $t$ , e inclinados según un ángulo especificado, respecto al plano de referencia (fig. 112).

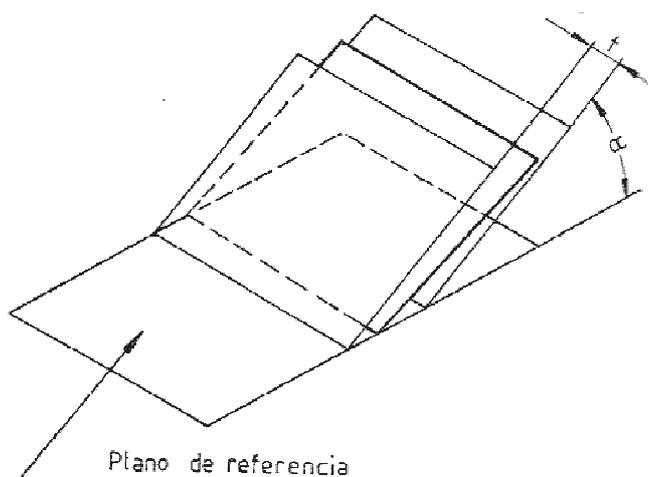


Figura 112

**Ejemplo:** La superficie inclinada deberá quedar comprendida entre dos planos separados por la distancia de 0,08 mm, con un ángulo de 40° respecto al plano A, (plano de referencia), (fig. 113).

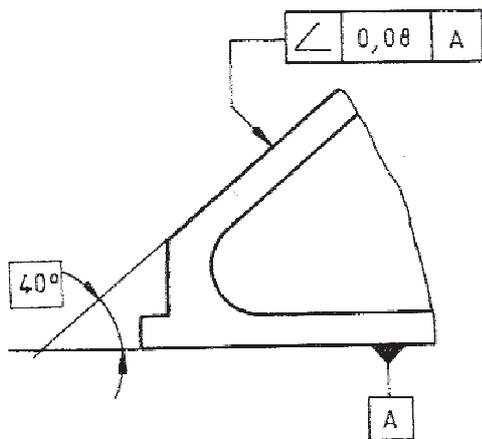


Figura 113

4.11.10 Tolerancia de posición

4.11.10.1 De un punto. La zona de tolerancia deberá ser una esfera o un círculo de diámetro  $t$ , cuyo centro coincidirá con la posición teórica del punto considerado (figs. 114/115).

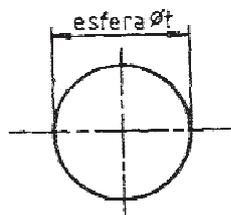


Figura 114

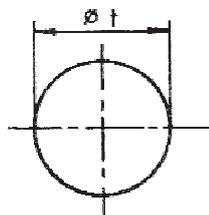


Figura 115

**Ejemplo:** El punto de intersección deberá estar contenido en un círculo de 0,3 mm de diámetro, cuyo centro coincidirá con la posición teórica del punto considerado (figs. 116/116 a).

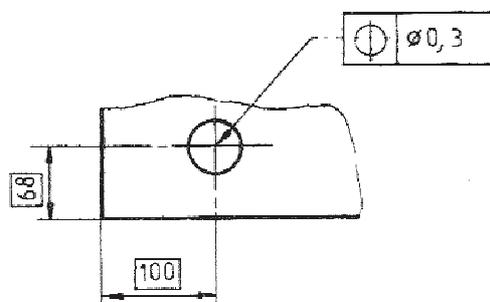


Figura 116

Algunas posiciones extremas del agujero

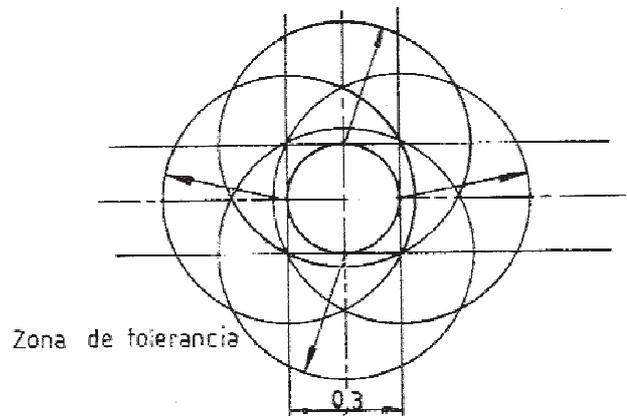


Figura 116 a

4.11.10.2 De una línea en un solo plano. La zona de tolerancia estará limitada por dos rectas paralelas, separadas por la distancia  $t$ , dispuestas simétricamente con respecto a la posición teórica considerada. La tolerancia será determinada para un solo plano (fig. 117).

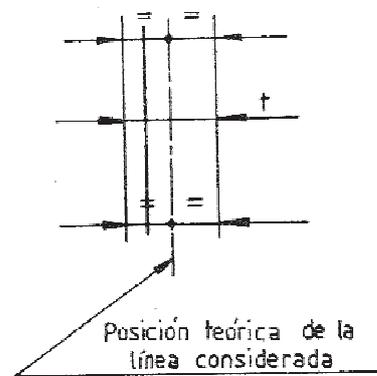


Figura 117

**Ejemplo:** Cada línea estará comprendida entre dos rectas separadas por la distancia de 0,05 mm, dispuestas simétricamente con respecto a la posición teórica de la línea considerada (fig. 118).

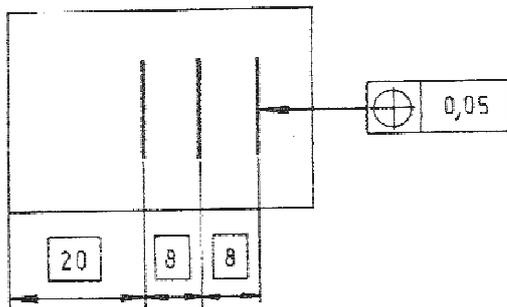


Figura 118

**4.11.10.3 De una línea en dos planos.** La zona de tolerancia estará limitada por un paralelepípedo de sección  $t_1 \times t_2$ , cuyo eje estará en la posición teórica de la línea considerada. La tolerancia estará determinada entre dos planos perpendiculares entre sí (fig. 119).

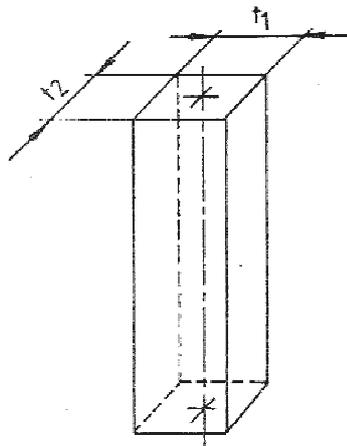


Figura 119

**Ejemplo:** Cada uno de los ejes correspondientes a los agujeros estará contenido en una zona paralelepípedica de 0,05 mm en el plano horizontal y 0,2 mm en el plano vertical, cuyo eje se encontrará en la posición teórica del eje del agujero considerado (fig. 120). La posición teórica del eje de los agujeros implica asimismo el paralelismo y la ortogonalidad de las zonas de tolerancia con respecto al plano del dibujo.

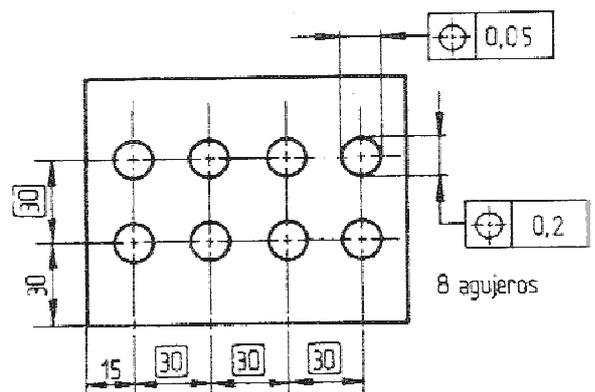


Figura 120

**4.11.10.4 De una línea en varias direcciones.** La zona de tolerancia estará limitada por un cilindro de diámetro  $t$ , cuyo eje estará en la posición teórica de la línea considerada. El valor de la tolerancia será precedido del símbolo  $\phi$  (fig. 121).

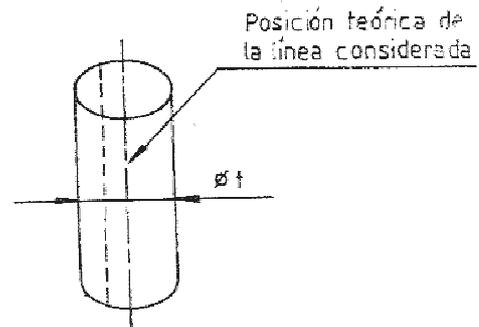


Figura 121

**Ejemplo 1:** El eje del agujero quedará contenido en una zona cilíndrica de 0,08 mm de diámetro, cuyo eje se encontrará en la posición teórica de la línea considerada (fig. 122).

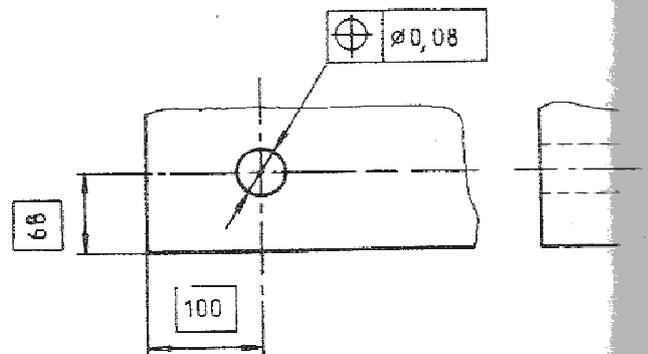


Figura 122

**Ejemplo 2:** Cada uno de los ejes de los correspondientes agujeros estará contenido en una zona cilíndrica de 0,1 mm de diámetro, cuyo eje deberá estar en la posición teórica especificada. No hay acumulación de errores, y la variación permitida entre ejes y diagonales será la misma para cada agujero (fig. 123).

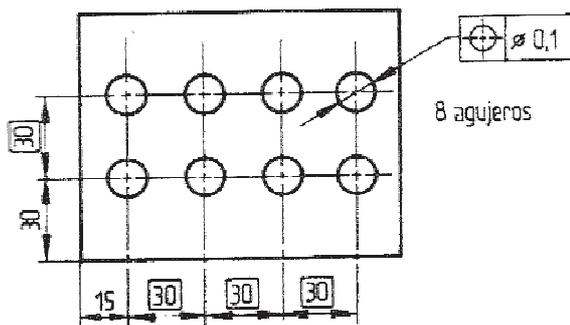


Figura 123

**4.11.10.5 De una superficie o de un plano medio.** La zona de tolerancia estará limitada por dos planos paralelos separados por la distancia  $t$ , dispuestos simétricamente con respecto a la posición teórica de la superficie considerada (fig. 124).

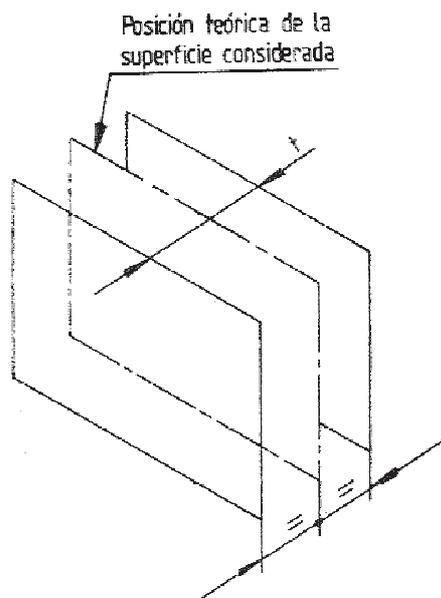


Figura 124

**Ejemplo:** La superficie estará comprendida entre dos planos paralelos separados por la distancia de 0,05 mm, dispuestos simétricamente con respecto a la posición teórica especificada del plano considerado, con respecto al plano de referencia A y al eje del cilindro B (fig. 125).

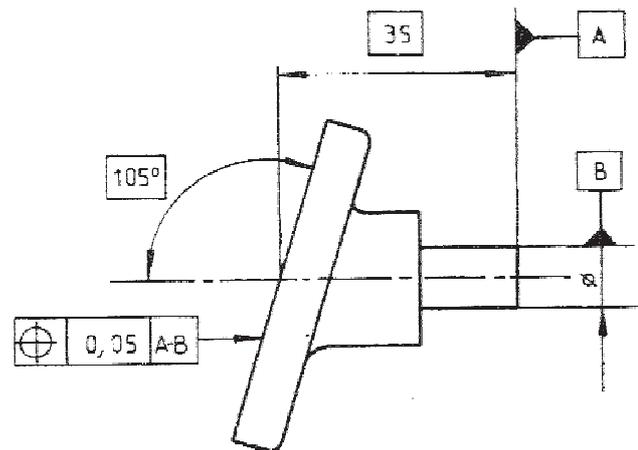


Figura 125

**4.11.11 Tolerancia de concentricidad**

**4.11.11.1 De un punto.** La zona de tolerancia estará limitada por un círculo de diámetro  $t$ , cuyo centro coincidirá con el centro teórico de referencia (fig. 126).

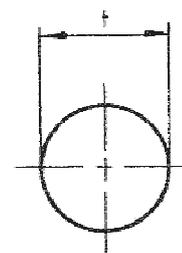


Figura 126

**Ejemplo:** El centro del círculo estará incluido en la zona de tolerancia, y deberá estar contenido en un círculo de 0,01 mm de diámetro, concéntrico al centro teórico del círculo A (centro de referencia), (fig. 127).

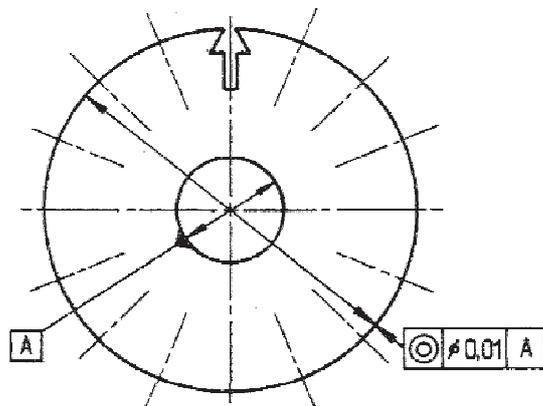


Figura 127

4.11.12 Tolerancia de coaxialidad

4.11.12.1 De una línea o de un eje. La zona de tolerancia estará determinada por un cilindro de diámetro  $t$ , cuyo eje coincidirá con el eje de referencia. El valor de la tolerancia será precedido del símbolo  $\phi$  (fig. 128).

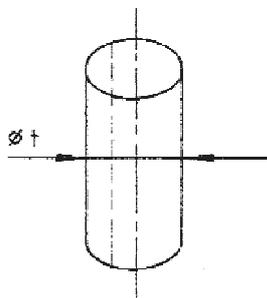


Figura 128

**Ejemplo 1:** Los ejes del cilindro de izquierda y derecha deberán estar contenidos en la zona cilíndrica de 0,04 mm de diámetro (fig. 128 a).

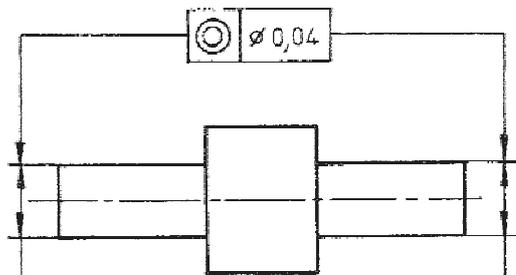


Figura 128 a

**Ejemplo 2:** El eje del cilindro cuya cota está incluida en la zona de tolerancia, deberá estar contenido en la zona cilíndrica de 0,08 mm de diámetro coaxial al eje de referencia A y B (fig. 129).

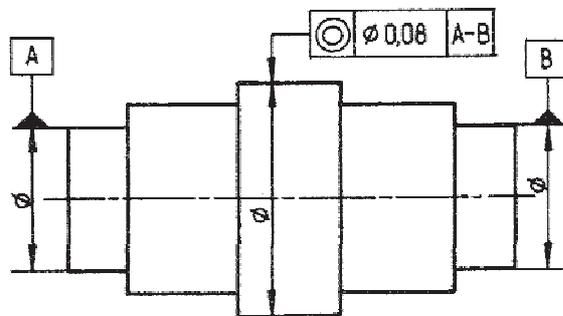


Figura 129

4.11.13 Tolerancia de simetría

4.11.13.1 De una recta y de un eje. La zona de tolerancia estará limitada por dos rectas paralelas o dos planos paralelos separados por la distancia  $t$ , dispuestos simétricamente con relación al eje o planos de referencia. La tolerancia será determinada para un solo plano (fig. 130).

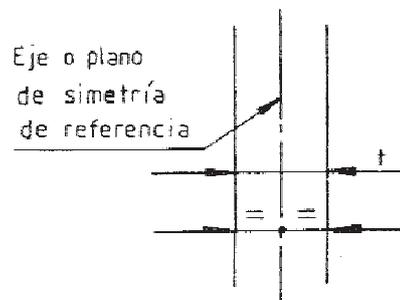


Figura 130

**Ejemplo:** El eje del agujero estará comprendido entre dos planos paralelos separados 0,08 mm, dispuestos simétricamente con respecto al plano de simetría común a las ranuras de referencia A y B (fig. 131).

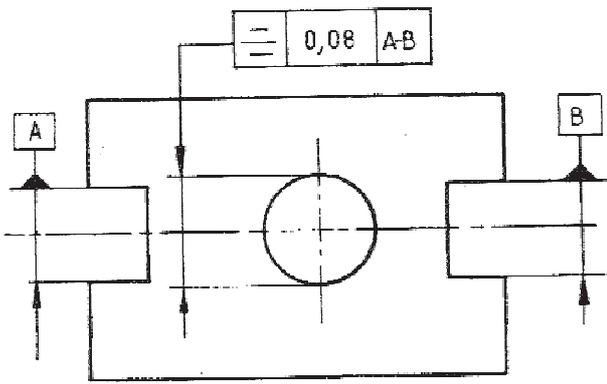


Figura 131

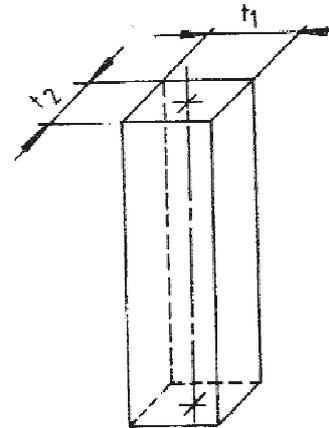


Figura 132

**4.11.13.2 De una recta y de un eje en dos planos.** La zona de tolerancia estará limitada por un paralelepípedo de sección  $t_1$  y  $t_2$ , cuyo eje coincidirá con el eje de referencia si la tolerancia estuviera determinada en dos planos perpendiculares entre sí (fig. 132).

**Ejemplo:** El eje del agujero estará comprendido en una zona paralelepipedica de 0,1 mm en dirección horizontal y 0,05 mm en dirección vertical, cuyo eje coincidirá con los ejes de referencia A y B - C y D (fig. 133).

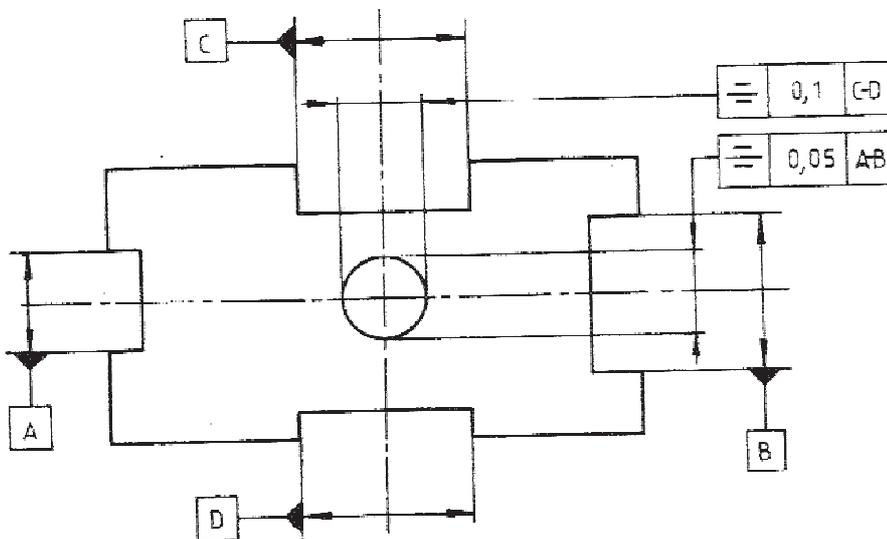


Figura 133

**4.11.13.3 De un plano medio.** La zona de tolerancia estará limitada por dos planos paralelos, separados por la distancia  $t$ , dispuestos simétricamente al plano de simetría de referencia (fig. 134).

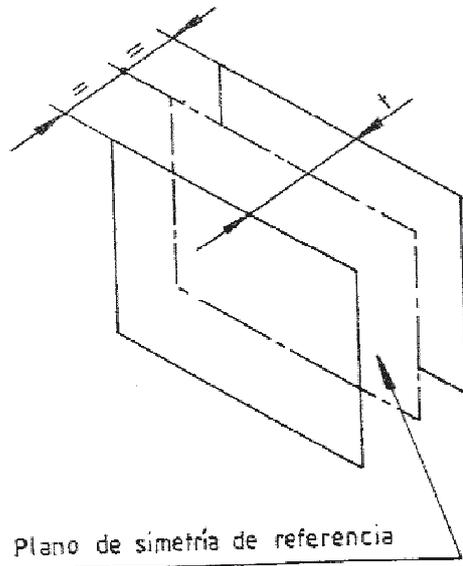


Figura 134

**Ejemplo 1:** El plano de simetría de la ranura estará comprendido entre dos planos paralelos separados entre sí por 0,08 mm, y dispuestos simétricamente con respecto al plano de simetría de referencia A (fig. 135).

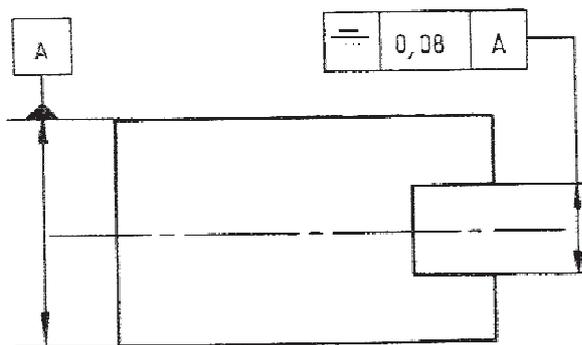


Figura 135

**4.11.14 Tolerancia de oscilación**

**4.11.14.1** Representará la variación máxima  $t$  de la posición del elemento considerado, con

respecto a un punto fijo en el recorrido de una vuelta completa en torno al eje de referencia, sin separación axial relativa de la pieza y del instrumento de medición. La tolerancia de oscilación afectará separadamente a cada sección de medición. Salvo especificación contraria, esta variación será medida en la dirección indicada por la recta sobre el elemento afectado por la tolerancia. La tolerancia de oscilación podrá limitar los defectos de planicidad, ya que la suma de esos defectos podrá exceder el valor de la tolerancia de oscilación especificada. Consecuentemente, la tolerancia de oscilación no determinará la suma de rectitud y del ángulo de la generatriz del eje de referencia ni la planicidad de una superficie (figs. 136/138/139).

**4.11.14.2** La zona de tolerancia estará limitada en cada plano perpendicular al eje, por dos círculos concéntricos separados por la distancia  $t$  (fig. 136).

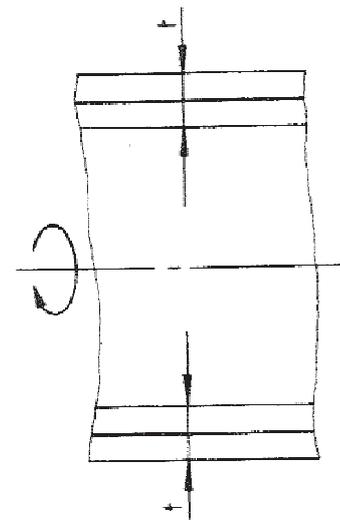


Figura 136

**Ejemplo:** El juego radial no sobrepasará  $\pm 0,1$  mm en cada plano de medición, durante una vuelta completa en torno al eje de referencia (fig. 137).

**Ejemplo:** Durante una rotación completa en torno al eje de la superficie de referencia C, la oscilación, en dirección de la flecha del cono considerado, no deberá sobrepasar de 0,1 mm (fig. 139).

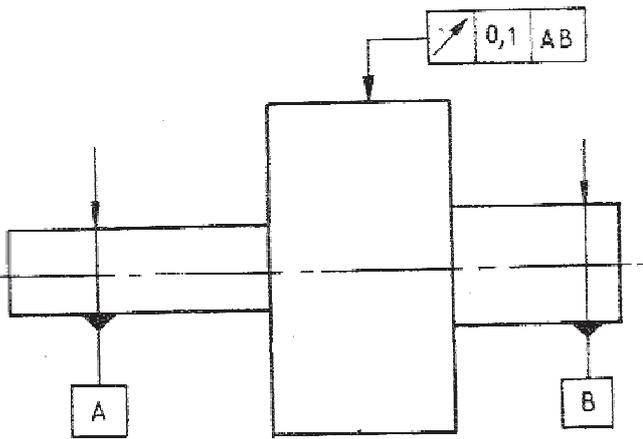


Figura 137

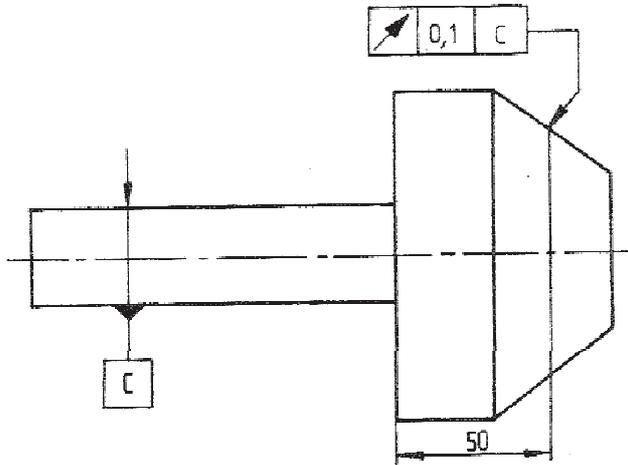


Figura 139

4.11.14.3 La zona de tolerancia estará limitada, en este caso, por las generatrices perpendiculares a esos elementos, afectados, por tolerancia, y que darán origen a dos círculos coaxiales, separados por la distancia  $t$ , del cono teórico considerado (fig. 138).

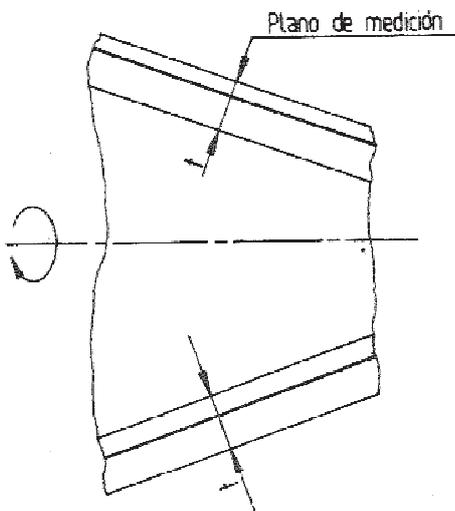


Figura 138

4.11.14.4 La zona de tolerancia deberá estar limitada, en cada punto de medición por dos circunferencias separadas por la distancia  $t$ , sobre el cilindro de medición (fig. 140).

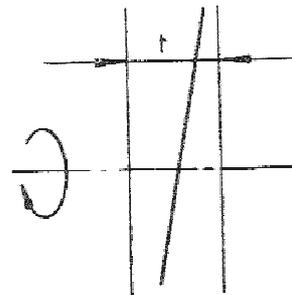


Figura 140

**Ejemplo 1:** La oscilación no deberá sobrepasar 0,1 mm, en cada punto de medición del cilindro durante una vuelta completa, en torno del eje de referencia D (fig. 141).

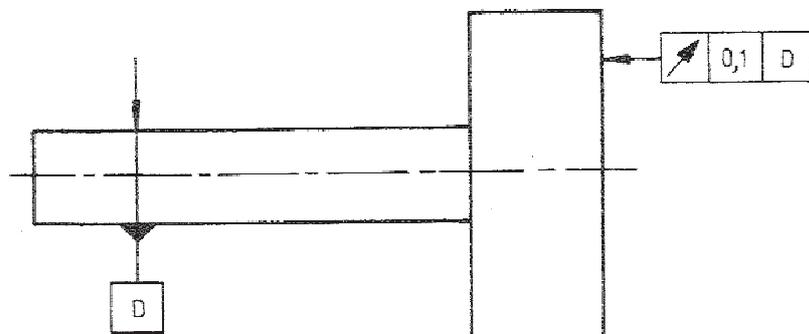


Figura 141

**Ejemplo 2:** Durante una vuelta completa, la superficie de ajuste para el centrado del semiacoplamiento, deberá presentar una oscilación radial no mayor de 0,1 mm con respecto a la

cara de apoyo del semiacoplamiento y una oscilación axial de 0,2 mm con relación al eje de referencia E y F (fig. 142).

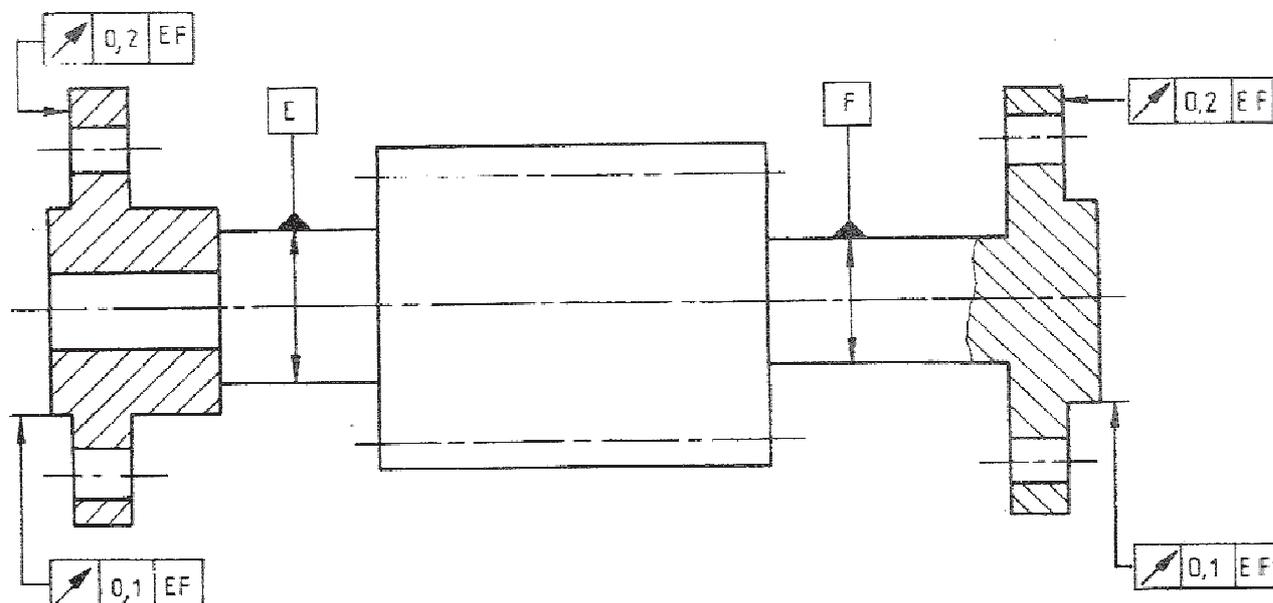


Figura 142

5 ANEXO

5.1 Ejemplos de aplicación de indicadores para tolerancias de forma y de posición:

Cigüeñal (fig. 143).

Porta empaquetadura (fig. 144).

Rueda dentada (fig. 145).

Rodillo (fig. 146).

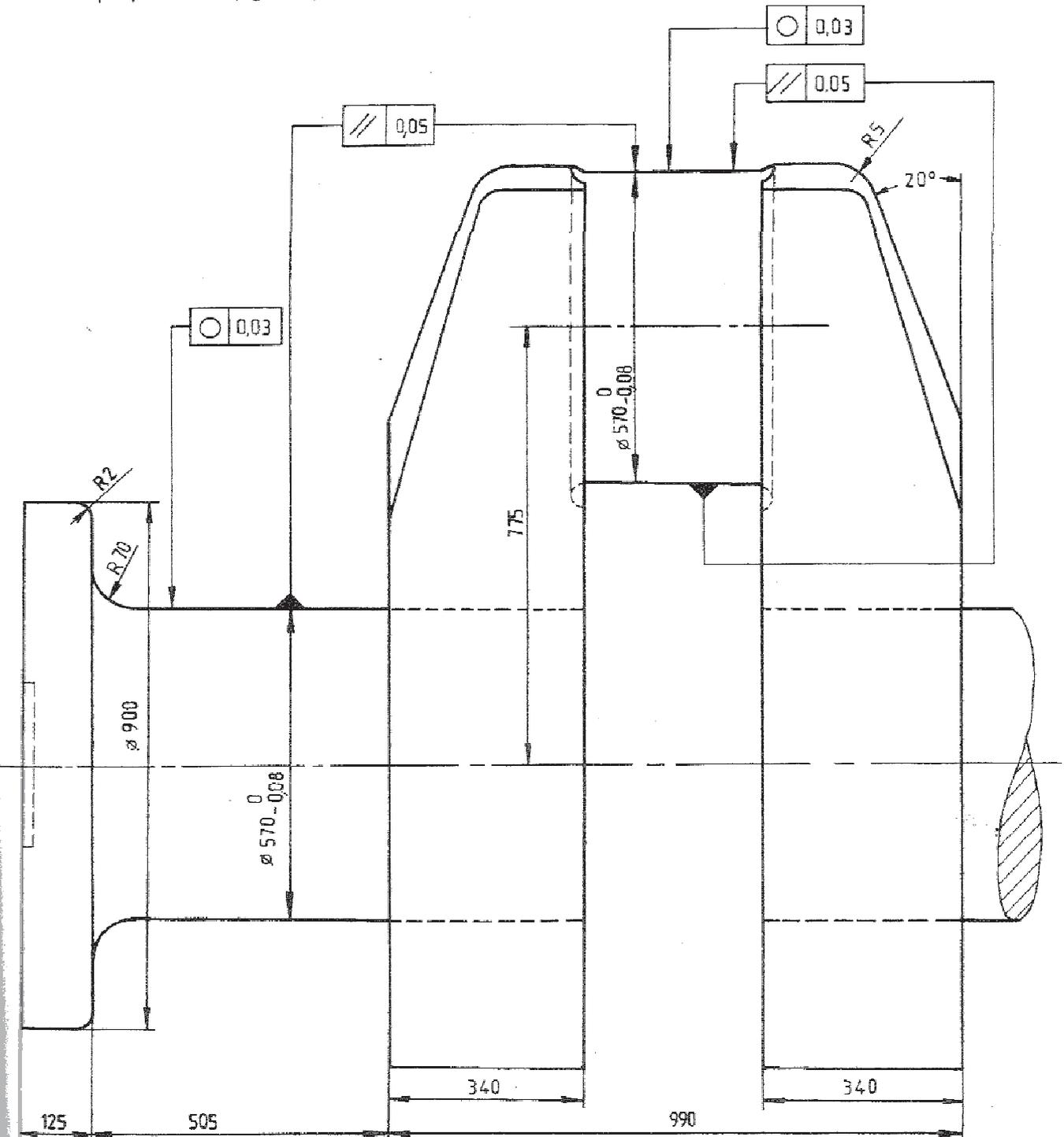
Eje porta fresa (fig. 147).

Pista de rodillos cónicos (fig. 148).

Pista de rodamiento de bolillas (fig. 149).

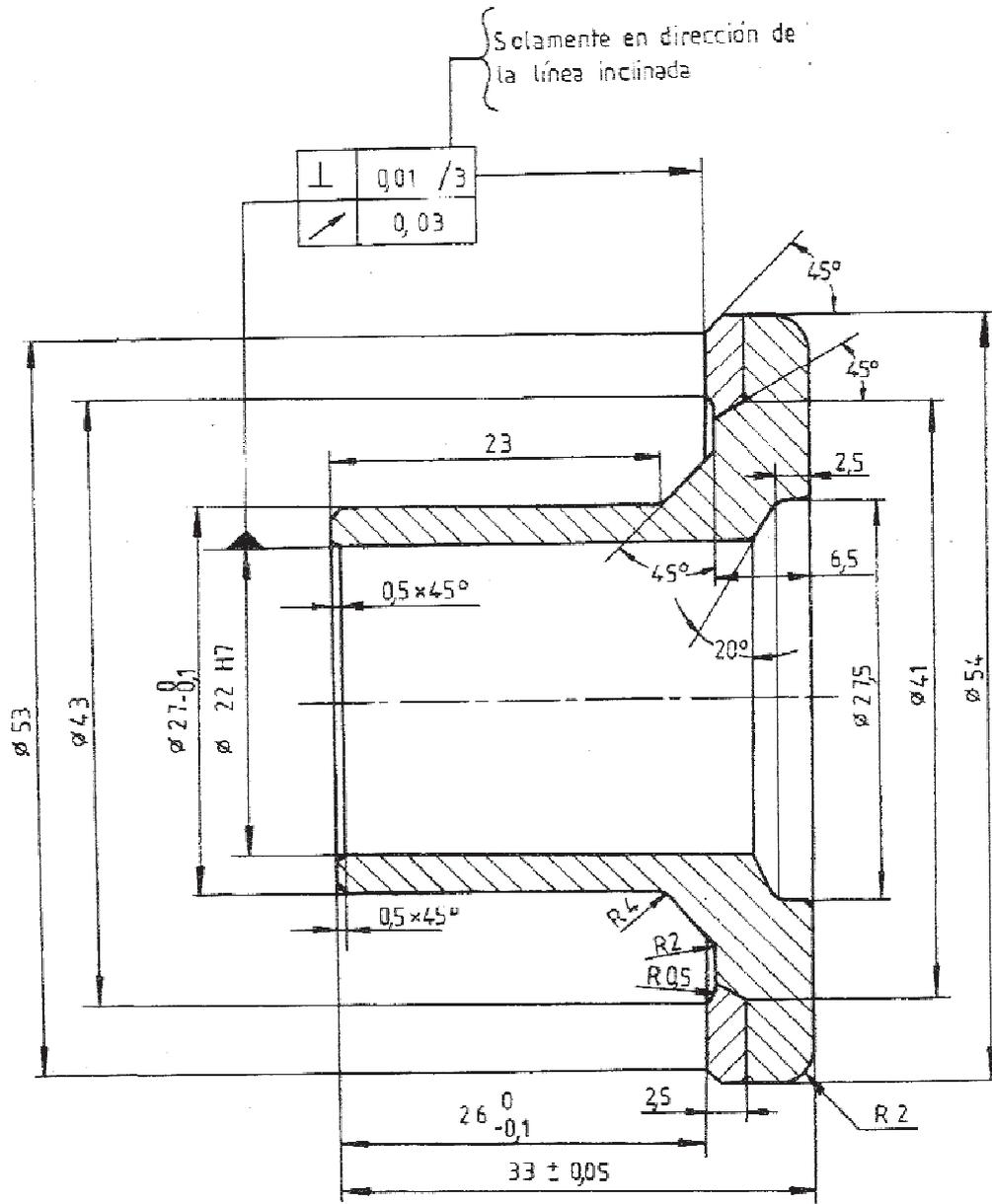
Leva (fig. 150).

Árbol de levas (fig. 151).



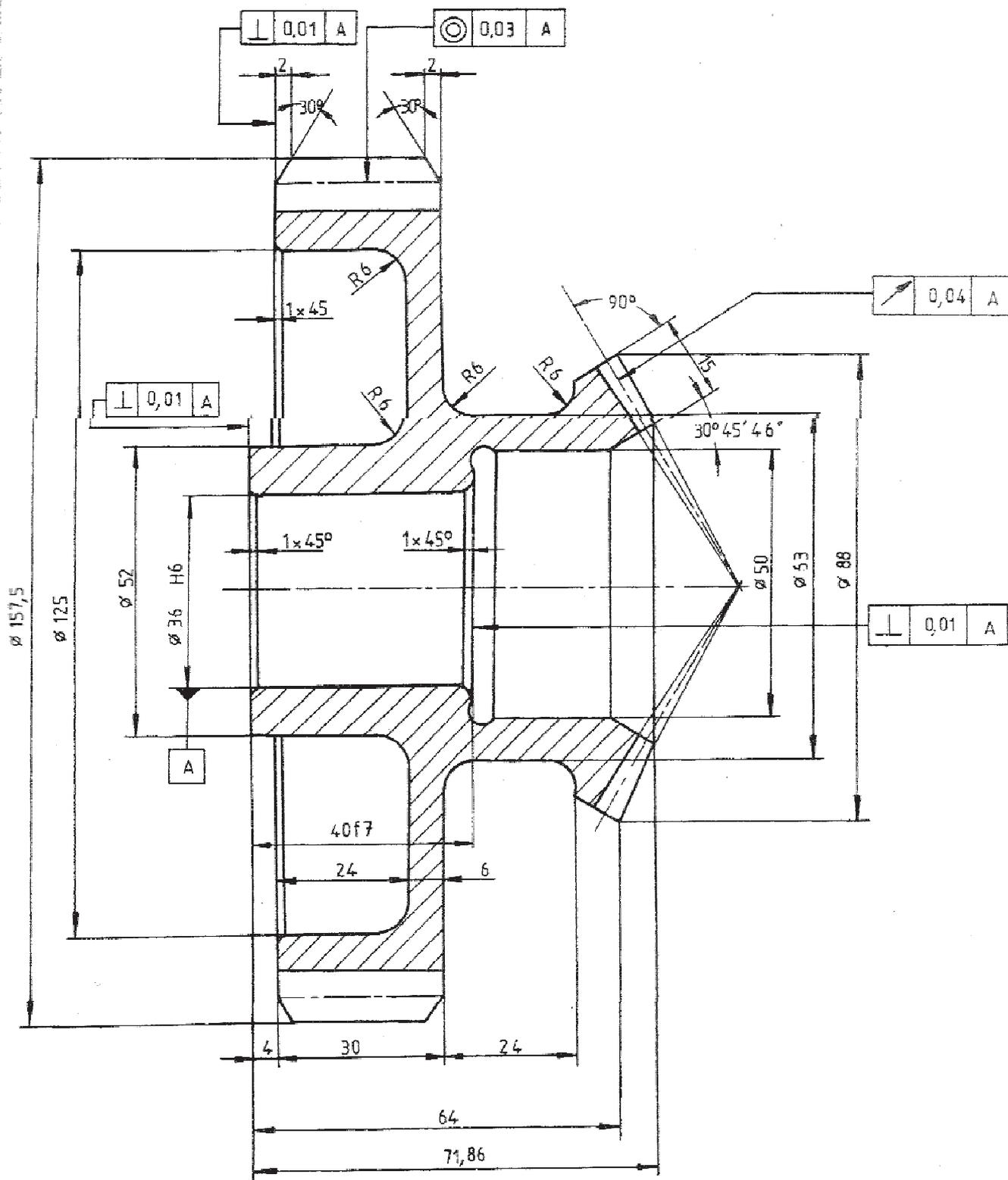
Observación: Las medidas indicadas en el ejemplo, son de orientación Cigüeñal

Figura 143



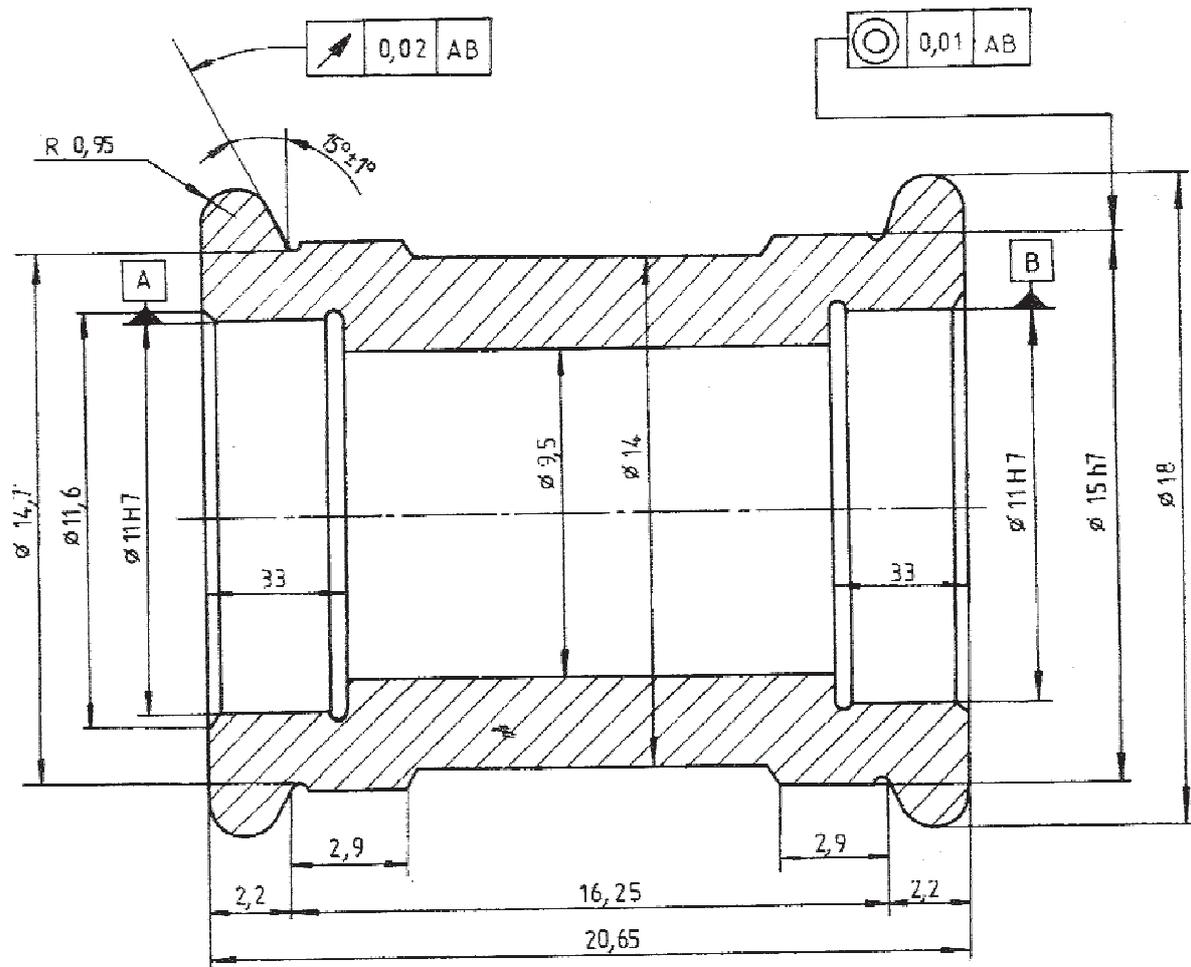
Observación: Las medidas indicadas en el ejemplo, son de orientación Porta empaquetadura

Figura 144



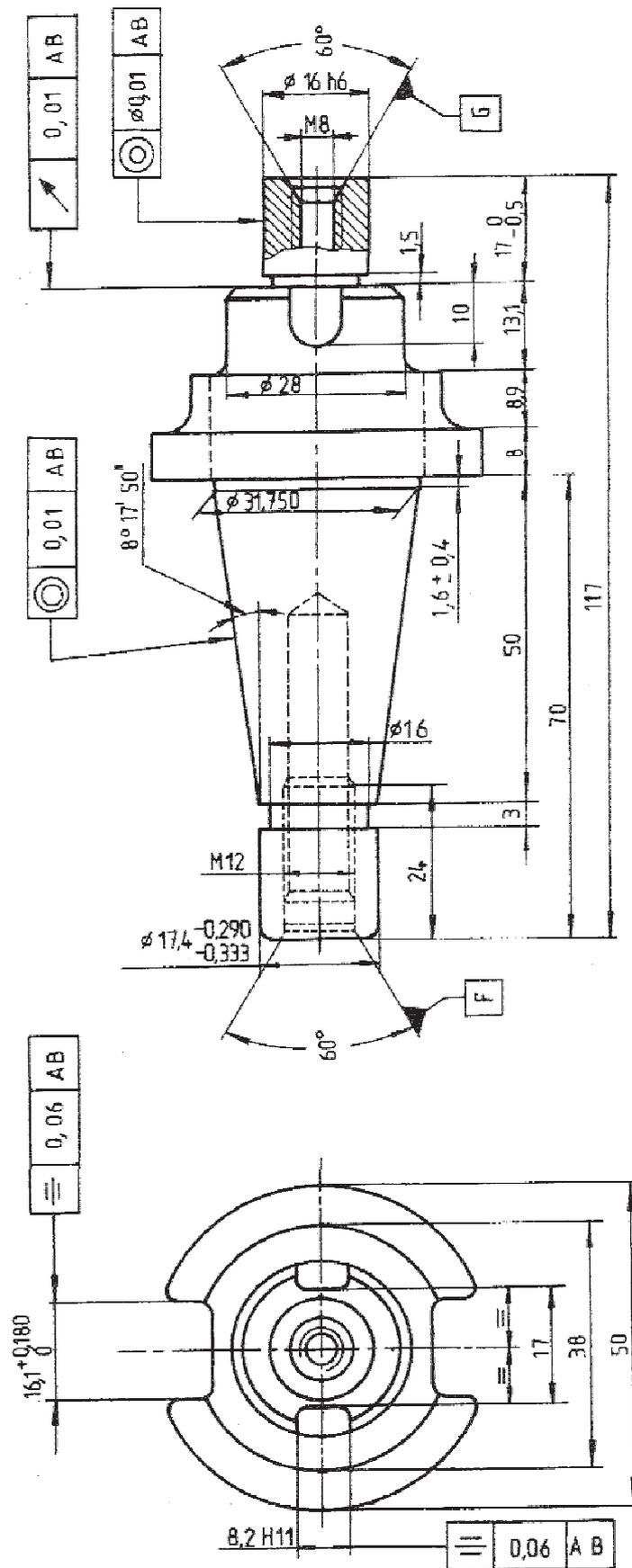
Observaciones: Las medidas indicadas en el ejemplo, son de orientación  
Rueda dentada

Figura 145



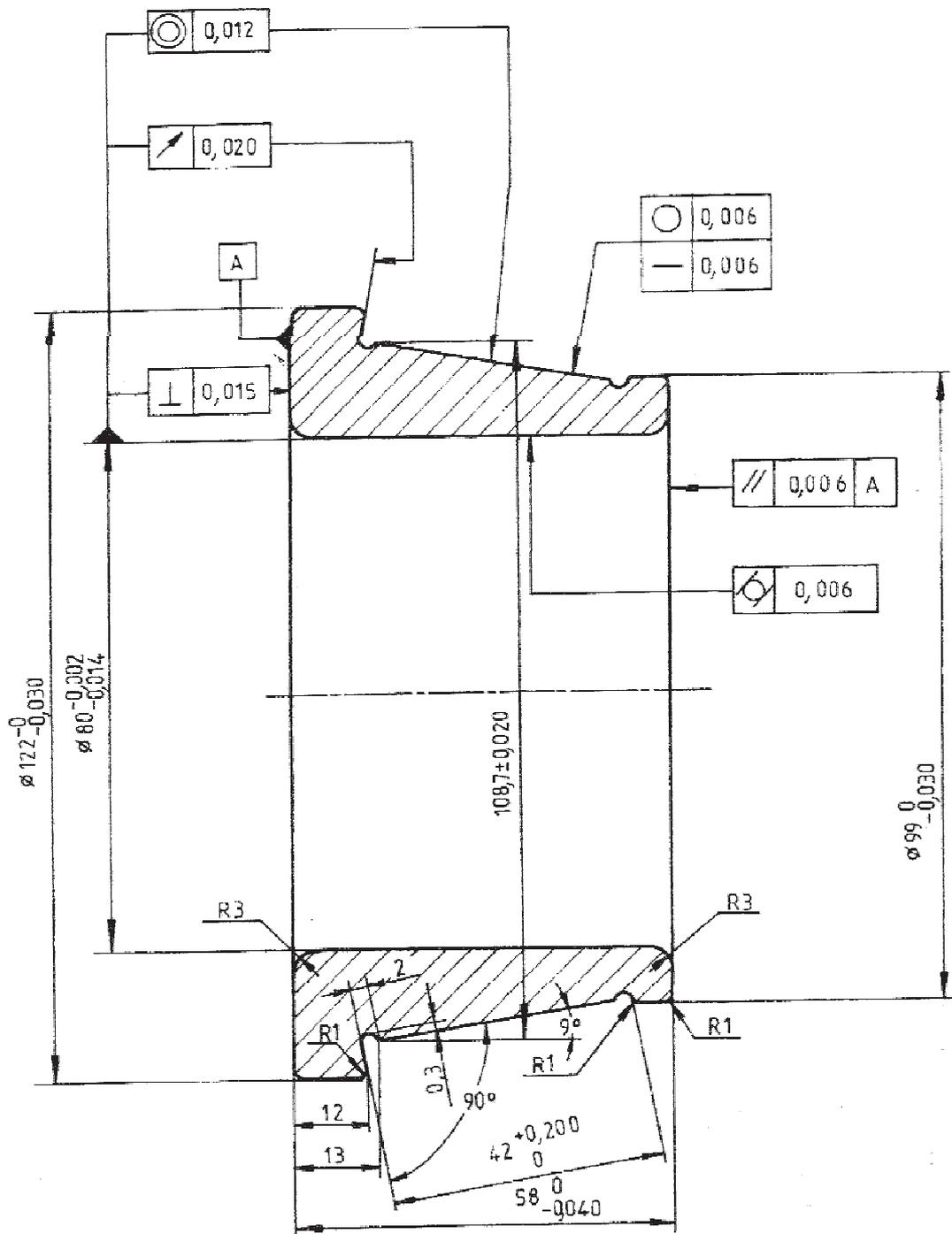
Observaciones: Las medidas en el ejemplo, son de orientación Rodillo

Figura 146



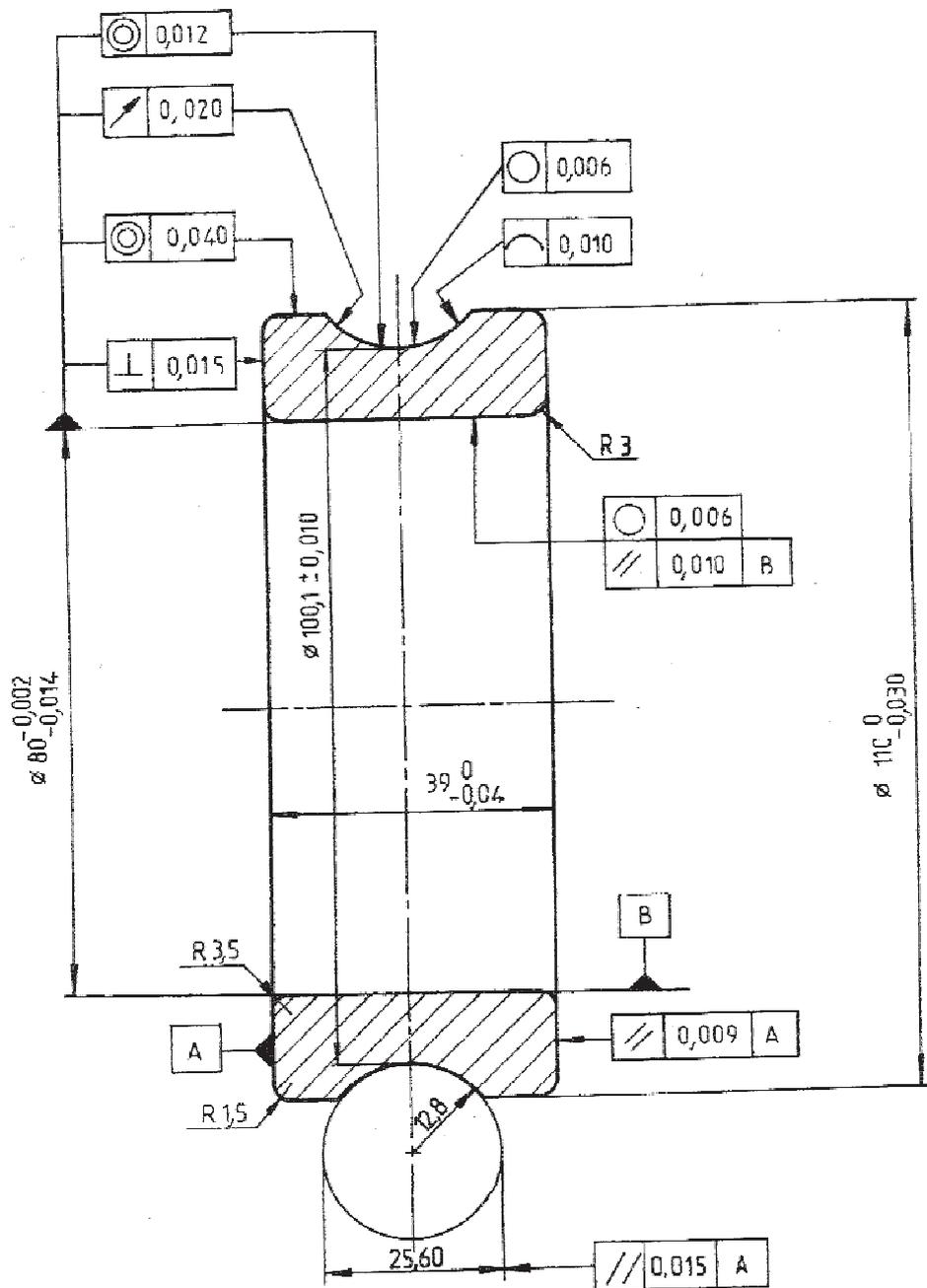
Observación: Las medidas en el ejemplo, son de orientación  
Eje portafresa

Figura 147



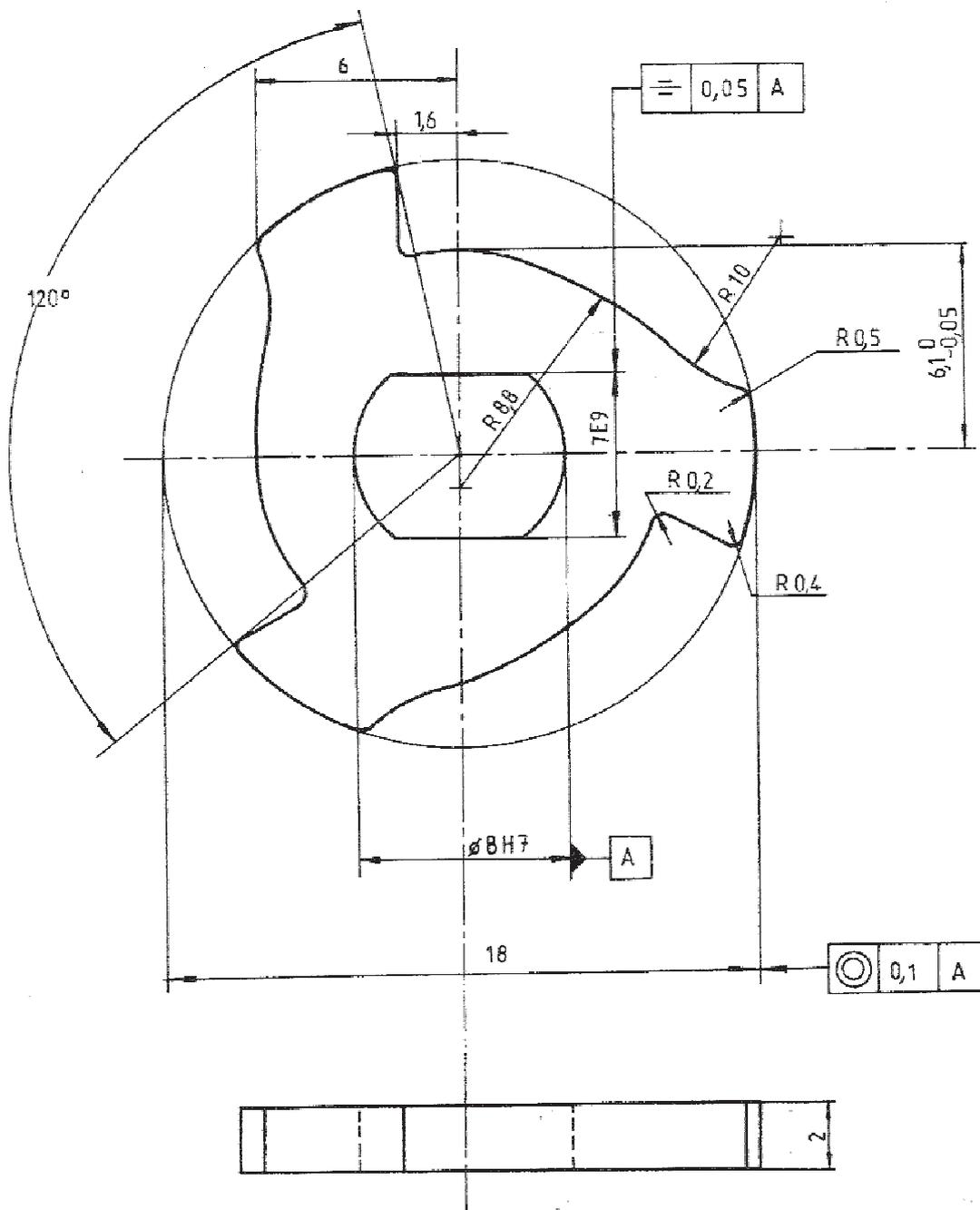
Observación: Las medidas indicadas en el ejemplo, son de orientación  
Pista para rodillos cónicos

Figura 148



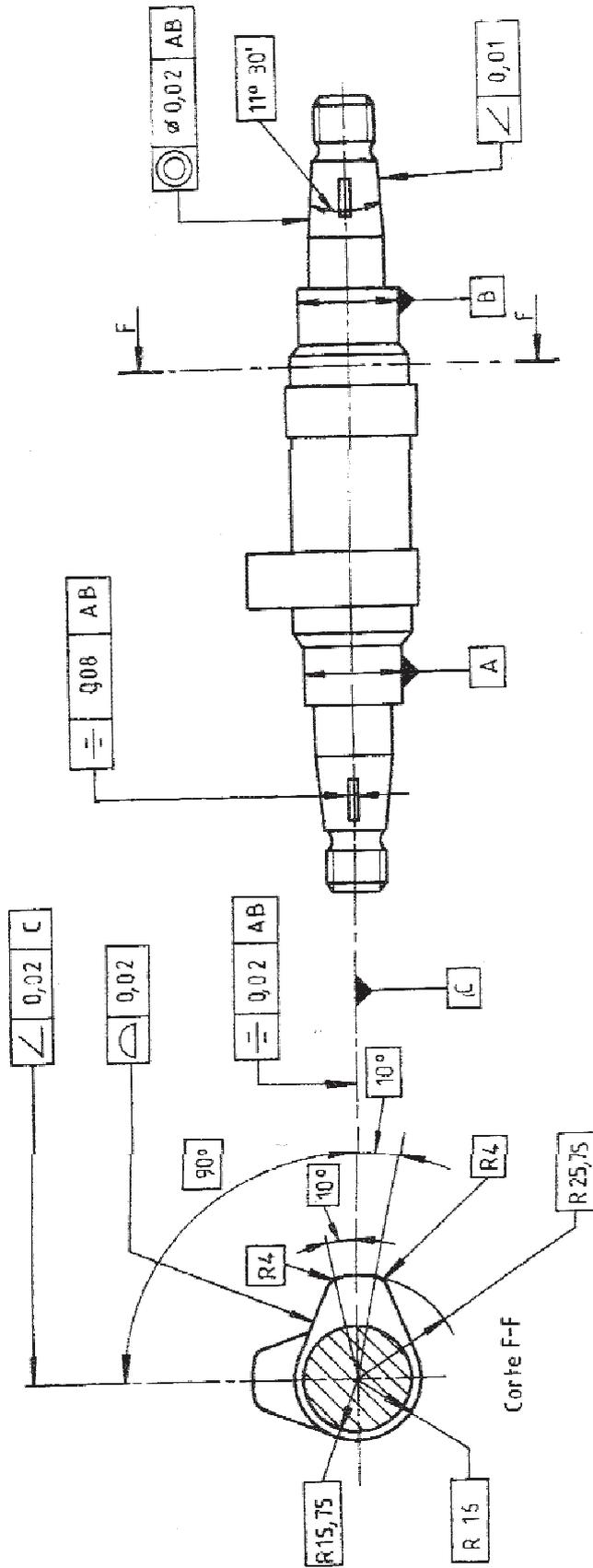
Observación: Las medidas indicadas en el ejemplo, son de orientación  
Pista para rodamiento a bolilla

Figura 149



Observación: Las medidas indicadas en el ejemplo, son de orientación Leva

Figura 150



Observación: Las medidas indicadas en el ejemplo, son de orientación  
Árbol de levas

Figura 151

## 6 APÉNDICE

### 6.1 Principio de máximo de materia

**6.1.1 Introducción.** El montaje de partes componentes depende de la relación entre la medida real y la desviación geométrica real de los elementos que se vinculan, es el caso de agujeros de alojamiento de bulones en dos bridas y los bulones que las aseguran. El juego de alojamiento de bulones en dos bridas y los bulones que las aseguran. El juego mínimo del ajuste se obtiene cuando las partes que se vinculan cumplen la condición de máximo de materia (por ejemplo, el bulón en su medida máxima y el agujero a su medida mínima) y cuando las desviaciones geométricas (por ejemplo, error de posición) están en su máximo.

El juego máximo del ajuste se obtiene cuando las partes que se vinculan no cumplen con el principio de máximo de materia (por ejemplo, el bulón en su medida mínima, el agujero en su medida máxima) y el error de posición es cero.

Se entiende que si las medidas reales de las partes que se acumulan no están en su medida máximo de materia, la tolerancia geométrica estipulada puede ser incrementada en el valor de la diferencia entre el elemento especificado de máximo de materia y la medida real de la tolerancia de las piezas. Al concepto se lo denomina "principio de máximo de materia" y está indicado en los dibujos por el símbolo (M).

Las figuras de la presente norma están destinadas únicamente a servir como ilustración para mejor comprender el principio de máximo de materia.

En algunos casos, las figuras muestran detalles que se han agregado para dar claridad; en otros casos, las figuras se han dejado deliberadamente incompletas. Los valores numéricos de las medidas y tolerancias se han dado únicamente con fines ilustrativos.

Por razones de simplicidad, los ejemplos se limitan a cilindros y planos.

**6.2 Objeto.** El presente apéndice define y describe el principio de máximo de materia y especifica su aplicación. El uso del principio máximo de materia facilita la fabricación sin entorpecer el libre montaje o los requisitos funcionales de las partes cuando existe una mutua dependencia de medida y posición geométrica.

**Nota:** El requisito de envoltura para una sola parte puede ser indicado por el símbolo (E).

### 6.3 Definiciones

**6.3.1 Medida real local.** Distancia particular en un corte transversal de un elemento o sea, dimensión medida entre dos puntos diametralmente opuestos (fig. 1, 12b y 13b).

**6.3.2 Medida de montaje.** Medida teórica con respecto a un elemento simple.

**6.3.2.1 Medida de montaje para un elemento externo.** La medida mínima de un elemento similar perfecta, que puede ser circunscripto en el elemento de manera que sólo tenga contacto con la superficie de éste en los puntos más altos.

**Nota:** Por ejemplo, la medida del cilindro ideal más pequeño ideal o la distancia más pequeña entre dos planos paralelos ideales que sólo toma contacto con él o los puntos más altos de la superficie o las superficies reales (fig. 1 a 13).

**6.3.2.2 Medida de montaje para un elemento interno.** La medida máxima de un elemento similar perfecto, que pueda ser inscripto en el elemento real de manera que sólo tenga contacto con la superficie en los puntos más altos.

**Nota:** Por ejemplo, la medida del cilindro ideal más grande o la distancia mayor entre dos planos paralelos ideales de forma perfecta que sólo tenga contacto con superficies de éste en los puntos más altos.

**6.3.3 Condición de máximo de materia (CMM).** Estado del elemento considerado en el cual el mismo está en todas sus partes en el límite máximo de materia (fig. 1).

**6.3.4 Medida de máximo de materia.** Medida que define la condición máximo de materia de un elemento, por ejemplo: diámetro mínimo de agujero o diámetro máximo de eje (fig. 1).

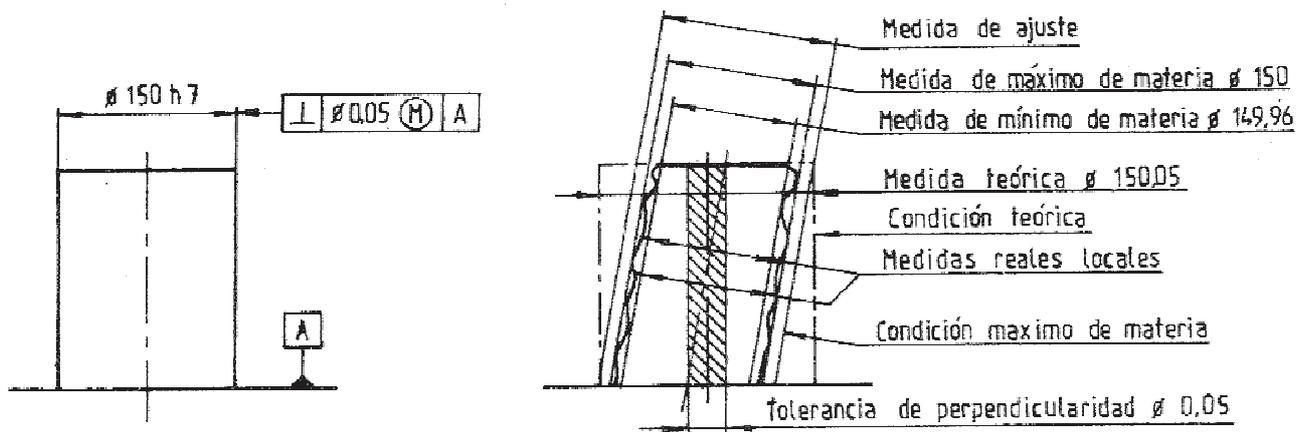


Figura 1

**6.3.5 Medida de mínimo de materia.** Medida que define la condición mínimo de materia de un elemento, por ejemplo: diámetro máximo del agujero o diámetro mínimo del árbol (fig. 1).

**6.3.6 Condición teórica y medida teórica.** Condición teórica: límite de forma perfecta permitido por los datos del dibujo para el o los elementos constructivos se genera por el efecto acumulado de la medida máximo de materia y las tolerancias geométricas. Cuando se especifica el símbolo (M), únicamente las tolerancias geométricas seguidas de dicho símbolo serán tomadas en cuenta (fig. 1).

#### 6.4 Principio de máximo de materia

**6.4.1 Generalidad.** Principio con tolerancia que requiere que la condición teórica para elementos con tolerancias, y si se estipula, que la condición de máximo de materia del valor de forma perfecta del o los elementos de referencia se cumplan en un todo. Este principio se aplica a ejes o planos medianos y toma en consideración la mutua dependencia de la medida y la tolerancia geométrica correspondiente. Este principio será indicado por el símbolo (M).

**6.4.2 Principio de máximo de materia aplicado a un elemento (s) con tolerancia.** Cuando se aplica a elementos con tolerancias, el principio de máximo de materia permite el incremento de la tolerancia geométrica en la medida que el elemento con tolerancias se

aparta de su medida máximo de materia, con la condición de no sobrepasar la condición teórica.

**Nota:** La condición teórica representa la medida de discoño del calibre funcional.

**6.4.3 Principio de condición de máximo de materia aplicado al elemento (s) de referencia.** Cuando el principio de máximo de materia se aplica a elementos de referencia, el eje de referencia o plano medio puede fluctuar con relación a la tolerancia del elemento si él es un apartamiento la medida máximo de materia del elemento de referencia.

El valor de la variación es igual al apartamiento de la medida de montaje del elemento de referencia, de su medida máximo de materia (fig. 27b y 27c).

**6.5 Aplicación del principio de máximo de materia.** En todos los casos, el proyectista debe decidir si la aplicación del principio de máximo de materia puede ser permitida en las tolerancias correspondientes.

**Nota:** El principio de condición de máximo de materia no deberá ser utilizado en casos tales como mecanismos cinemáticos, etc., distancias entre ejes de engranajes cuando la función peligra debido al incremento de la tolerancia.

**6.5.1 Tolerancia de posición para un grupo de agujeros.** El principio de condición de máximo de materia es comúnmente utilizado con

tolerancias de posición, por lo tanto las tolerancias de posición han sido utilizadas en las figuras correspondientes.

**Nota:** En los cálculos de medida teórica, se ha establecido que las medidas de montaje tanto de agujeros como de espigas son iguales a sus medidas máximo de materia.

**6.5.1.1** La indicación en el dibujo de la tolerancia de posición para un grupo de cuatro agujeros, está indicada en la figura 2. La indicación en el dibujo de la tolerancia de posición para un grupo de cuatro espigas fijas que montan en el grupo de agujeros, está indicada en la figura 4. La medida mínima de los agujeros de  $\varnothing 8,1$ , que es la medida máximo de materia. La medida máxima de las espigas es  $\varnothing 7,9$ , que es la medida máximo de materia.

**6.5.1.2** La diferencia entre la medida máximo de materia de los agujeros y espigas es  $8,1 - 7,9 = 0,2$ . Esta diferencia puede ser utilizada como tolerancia de posición para los agujeros y espigas a tal efecto, esta tolerancia es igualmente distribuida entre agujeros y espigas, o sea, la tolerancia de posición para los agujeros es  $\varnothing 0,1$  (fig. 2) y la tolerancia de posición para las espigas es también  $\varnothing 0,1$  (fig. 4). Las zonas de tolerancia de  $\varnothing 0,1$  están ubicadas en sus posiciones teóricas (fig. 3 y 5). Según la medida real de cada elemento, el incremento de la tolerancia de posición puede diferir para cada elemento.

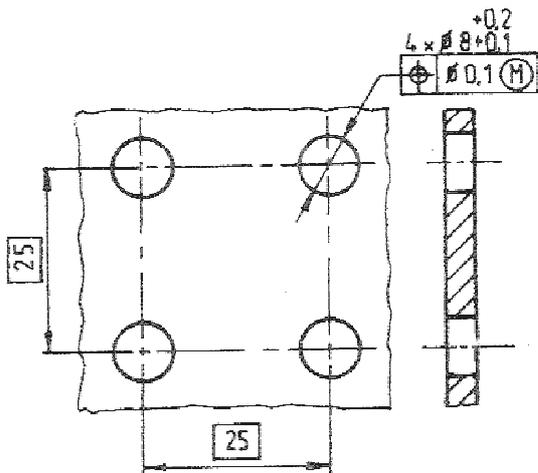


Figura 2

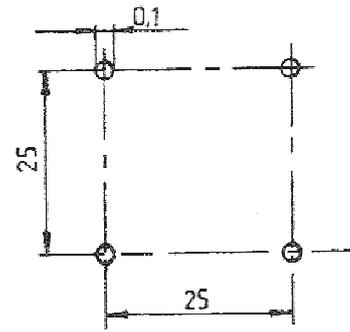


Figura 3

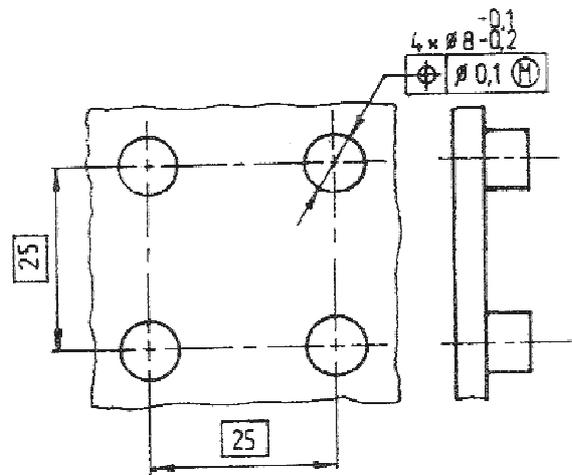


Figura 4

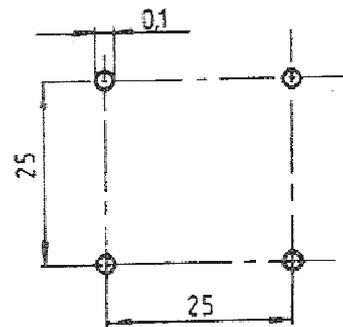


Figura 5

**6.5.1.3** La figura 6 muestra cuatro superficies cilíndricas de cuatro agujeros de forma perfecta, todos ellos al máximo de materia. Los centros están ubicados en posiciones límite de la zona de tolerancia y la figura 11 muestra las espigas correspondientes al máximo de materia. Del análisis de las figuras 6 y 9 se infiere

que el montaje de las partes es posible aún bajo las condiciones más desfavorables.

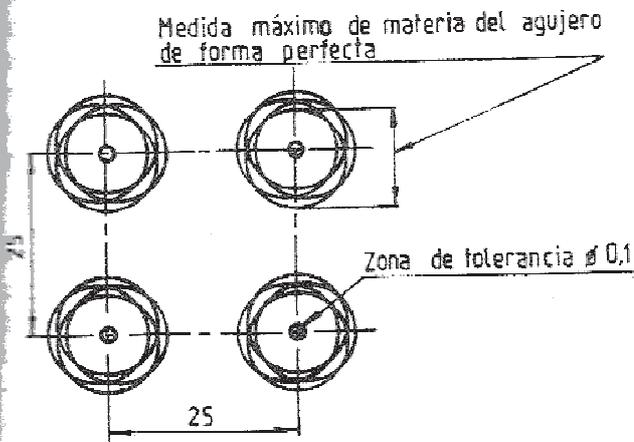


Figura 6

6.5.1.3.1 En la figura 7 la zona de tolerancia para el centro es de  $\phi 0,1$ , la medida de máximo de materia es  $\phi 8,1$ ; o sea que todos los círculos de  $\phi 8,1$  con centros ubicados en el límite de la zona de  $\phi 0,1$  originan un cilindro envolvente inscripto de  $\phi 8$  que es la condición teórica del agujero (fig. 7).

Este cilindro envolvente es la condición teórica del agujero y su medida teórica es de  $\phi 8$ . El cilindro de medida teórica se ubica en la exacta posición teórica y conforma el límite funcional de la superficie del agujero.

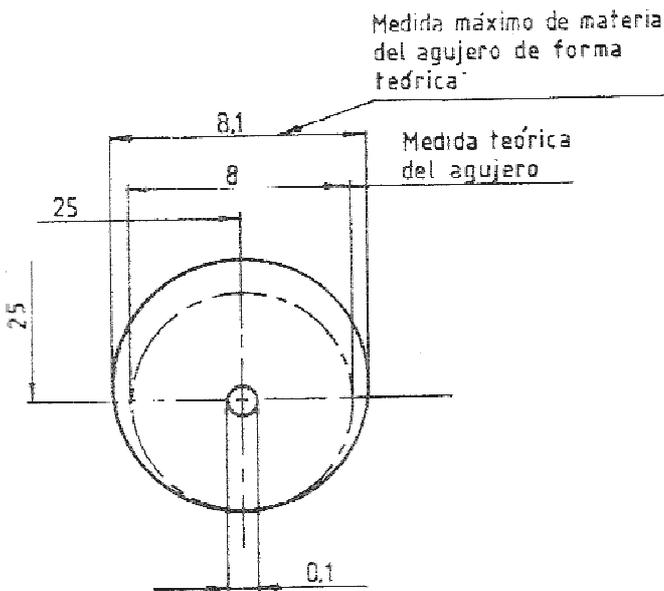


Figura 7

6.5.1.3.2 Las cuatro espigas pueden observarse en la figura 8 y con detalles en la figura 9. La zona de tolerancia para el centro es  $\phi 0,1$ , la medida máxima de materia para todas las espigas es  $\phi 7,9$ ; o sea que todos los círculos de  $\phi 7,9$  con centros ubicados en el límite de la zona de  $\phi 0,1$  originan un cilindro envolvente circunscrito de  $\phi 8$ , que es la condición virtual de la espiga.

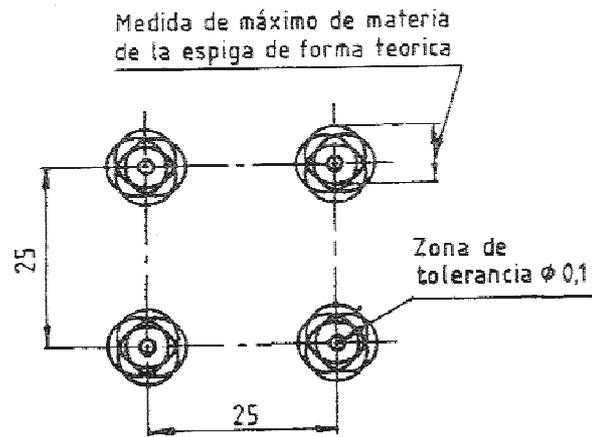


Figura 8

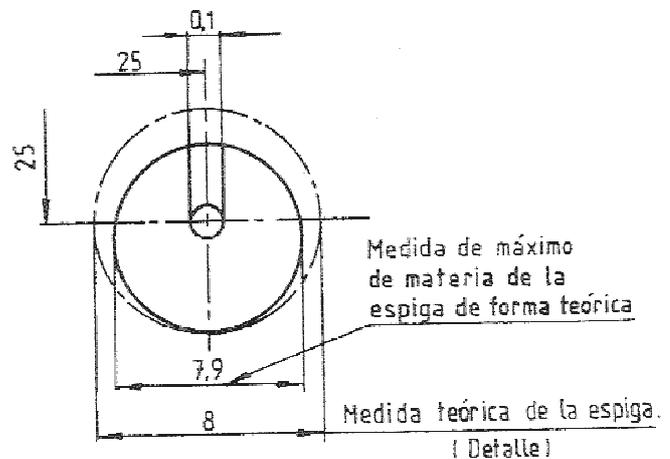


Figura 9

6.5.1.4 Cuando la medida del agujero es mayor que su medida máximo de materia o cuando la medida de la espiga es inferior a su medida máximo de materia, el juego mayor entre la espiga y el agujero puede ser utilizado para aumentar las tolerancias de posición de la espiga o del agujero. Según la medida real de cada elemento, el incremento de la tolerancia de posición puede diferir para cada elemento.

El caso extremo es cuando el agujero está al mínimo de materia o sea  $\varnothing 8,2$ .

La figura 10 muestra que el centro del agujero puede estar en cualquier lugar dentro de la zona de tolerancia de  $\varnothing 0,2$ , sin que la superficie del agujero sobrepase la medida virtual del cilindro. La figura 11 muestra una situación similar con respecto a las espigas. Cuando la espiga está en su medida mínima de materia, o sea  $\varnothing 7,8$  el diámetro de la zona de la tolerancia de posición es  $\varnothing 0,2$ .

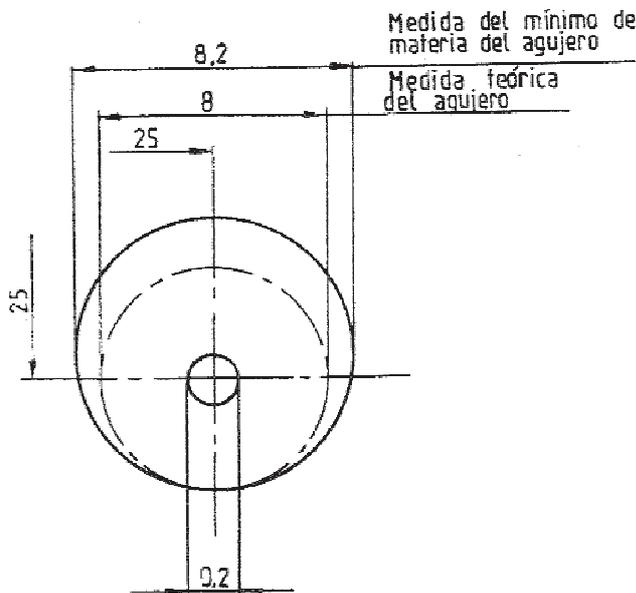


Figura 10

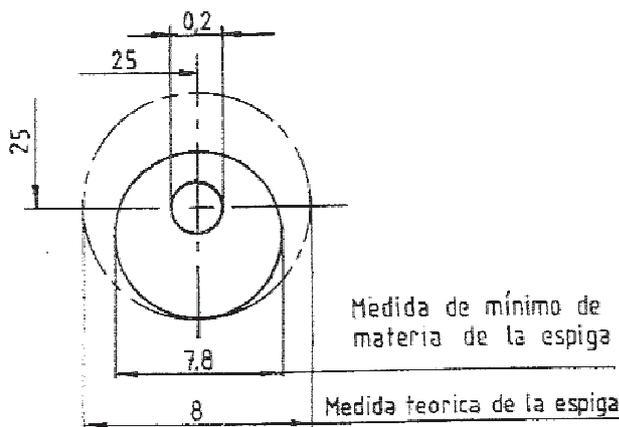


Figura 11

**6.5.1.5** El aumento de la tolerancia geométrica se aplica a una parte del montaje sin referencia a la parte a montar. El montaje será siempre posible aún cuando el componente sea fabricado al límite de la tolerancia en el sentido más favorable para el montaje, porque la desviación total combinada de la medida y de la geometría de cada componente no se supera, o sea, la condición virtual se cumple.

**6.5.2 Tolerancia de perpendicularidad de un eje con respecto a un plano de referencia.** Como indican las figuras 12a y 12b el elemento no deberá exceder la condición teórica, p.ej.:  $\varnothing 20 + 0,2$ , y si todas las medidas reales locales permanecen entre  $\varnothing 19,9$  y  $\varnothing 20$ , los apartamientos en la rectitud de las rectas generatrices no exceda de 0,2 a 0,3, según sean las medidas reales locales, p. ej.: 0,2 si todas las medidas reales locales son  $\varnothing 20$  (fig. 12c) y 0,3 si todas las medidas reales locales sea  $\varnothing 19,9$  (fig. 12d).

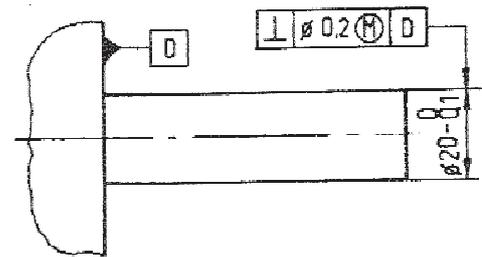
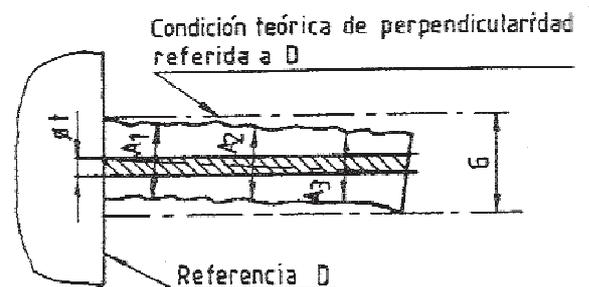


Figura 12a

b) Interpretación



$A_1$  a  $A_3$  = medidas locales reales = 19,9 ... 20,0  
(medida máximo de materia =  $\varnothing 20,0$ )  
 $G$  = medida virtual =  $\varnothing 20,2$   
 $\varnothing t$  = zona de tolerancia de inclinación = 0,2 a 0,3

Figura 12b

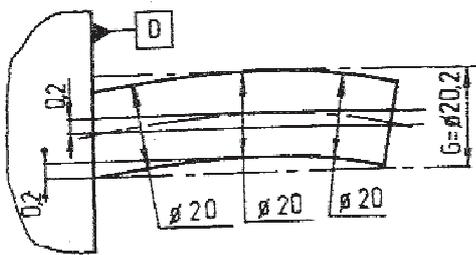


Figura 12c

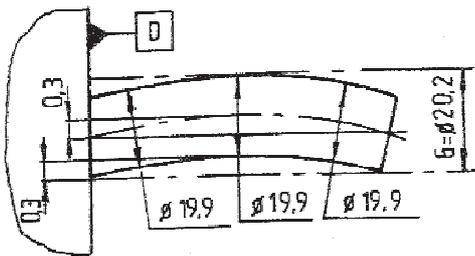


Figura 12d

6.5.2.1 El requisito adicional (E) acompañando a (M) restringe aún más al elemento a permanecer dentro de la envolvente de forma ideal al máximo de materia  $\varnothing 20$  (ver figuras 13a a 13b). En el ejemplo, las medidas reales locales se hallan entre  $\varnothing 19,9$  y  $\varnothing 20$  y el efecto combinado de desviaciones en la rectitud y circularidad del o los elementos no es causa para que el elemento no cumpla con los requerimientos de la envolvente.

Por ejemplo: las desviaciones en la rectitud de las rectas generatrices o del eje no deben exceder de 0 a 0,1, dependiendo de las medidas reales; sin embargo, la falta de perpendicularidad, a causa de la indicación (M), puede aumentarse a 0,3 (medida teórica  $\varnothing 20,2$ ) cuando las medidas reales locales del elemento son  $\varnothing 20,2$  cuando las medidas reales locales elemento son  $\varnothing 19,9$  (fig. 13b)

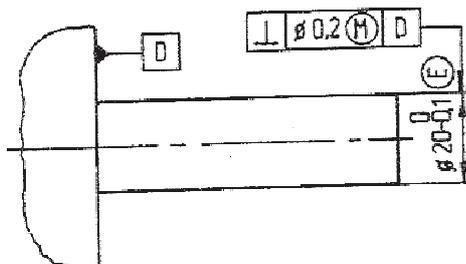
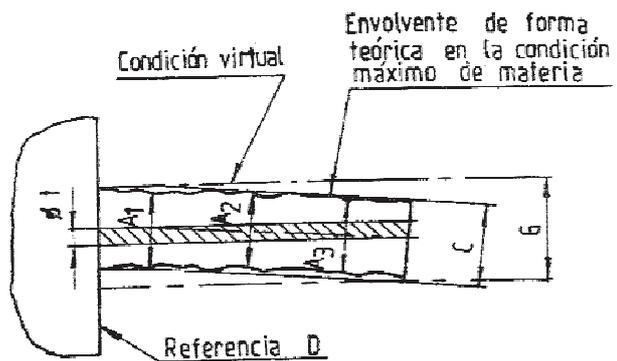


Figura 13a



$A_1$  a  $A_3$  = medidas reales locales = 19,9 ...20,0  
 C = medida máximo de materia =  $\varnothing 20,0$   
 G = medida teórica =  $\varnothing 20,2$   
 $\varnothing t$  = zona de tolerancia de inclinación = 0,2 a 0,3

Figura 13b

### 6.6 Ejemplos de aplicación donde (M) se aplica a elementos con tolerancias

#### 6.6.1 Tolerancias de rectitud de un eje

##### a) Indicación en el dibujo

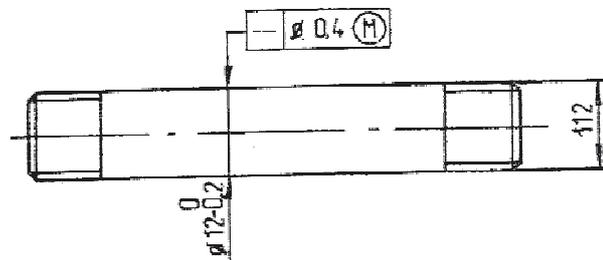


Figura 14a

b) Interpretación. El eje real deberá cumplir los requisitos siguientes:

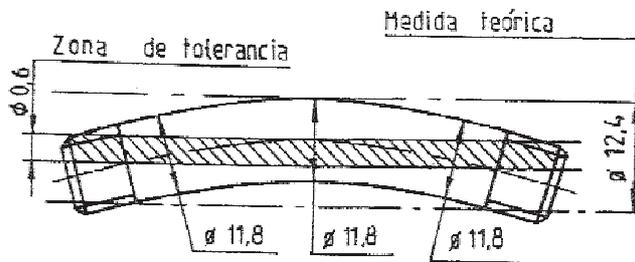
- cada diámetro real local del eje deberá permanecer dentro de la tolerancia 0,2 y por lo tanto puede variar entre  $\varnothing 12$  y  $\varnothing 11,8$ ;
- el eje real deberá cumplir la condición teórica, o sea el cilindro envolvente de forma perfecta de  $\varnothing 12,4$  ( $\varnothing 12 + 0,4$ ) (figuras 14b y 14c).

El eje deberá, por lo tanto, quedar dentro de la zona de tolerancia de rectitud de  $\phi 0,4$  cuando todos los diámetros del eje están en su medida máximo de materia de  $\phi 12$  (fig. 14b) y puede variar dentro de una zona de tolerancia de  $\phi 0,6$  cuando todos los diámetros del árbol se hallan al límite mínimo de materia de  $\phi 11,8$  (fig. 14c).

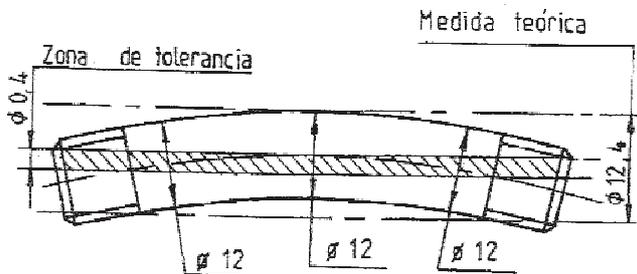
**Nota 1:** Las figuras 14b y 14c ilustran casos extremos de la medida del elemento. En la práctica, el elemento estará comprendido entre las condiciones extremas para diferentes medidas reales locales.

**Nota 2:** Esta indicación (fig. 14a) puede ser apropiada cuando la indicación de tolerancia de diámetro máximo con el requisito de envolvente no pueda ser aplicada, por ejemplo en el caso de bulón roscado.

**b) Interpretación**



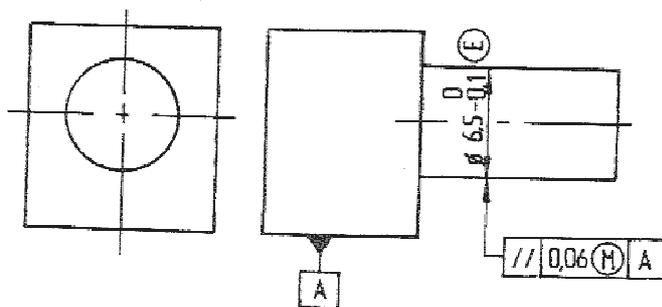
**Figura 14b**



**Figura 14c**

**6.6.2 Tolerancia de paralelismo de un eje en relación a un plano de referencia**

**a) Indicación en el dibujo**



**Figura 15a**

**b) Interpretación**

La espiga real deberá cumplir con los requisitos siguientes:

- cada diámetro real local de la espiga deberá hallarse dentro de la tolerancia de 0,1 y por lo tanto puede variar entre  $\phi 6,5$  y  $\phi 6,4$ ;
- toda la espiga deberá hallarse dentro de los límites del cilindro envolvente de forma teórica de  $\phi 6,5$ ;

la espiga real deberá satisfacer la condición teórica establecida por dos planos paralelos con una separación de 6,56 ( $6,5 + 0,06$ ) y paralelos a la superficie de referencia A (figs. 15b y 15c).

El eje deberá, por lo tanto, quedar dentro de dos planos paralelos de 0,06 y paralelos a la superficie de referencia A cuando todos los diámetros de la espiga están en su medida máximo de materia  $\phi 6,5$  (fig. 15b) y puede variar dentro de la zona de tolerancia (distancia entre los dos planos paralelos) hasta 0,16 cuando todos los diámetros de la espiga están en su medida mínimo de materia  $\phi 6,4$  (fig. 15c).

**Nota 1:** En el caso de una tolerancia de paralelismo de un eje a un plano de referencia, la zona de tolerancia tiene que ser una zona entre dos planos paralelos y no puede ser una zona de tolerancia cilíndrica.

**Nota 2:** Como la zona de tolerancia de paralelismo es una zona entre planos paralelos, la condición teórica es una zona entre dos planos paralelos. La distancia entre ellos es la medida máximo de materia 6,5 más la tolerancia de paralelismo 0,06 o sea 6,56. La condición de cilindro perfecto en la medida máximo de materia, indicado por (E), tiene que verificarse separadamente.

**Nota 3:** Las figuras 15b y 15c ilustran casos extremos en que el elemento es teóricamente de forma exacta. En la práctica el elemento debe hallarse ubicado entre las condiciones extremas para diferentes medidas reales locales.

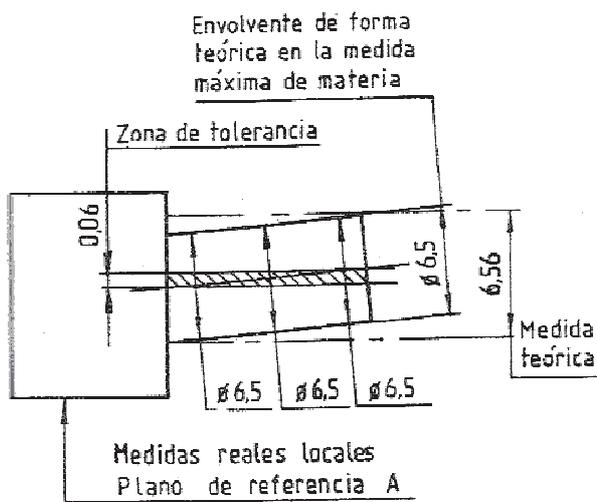


Figura 15b

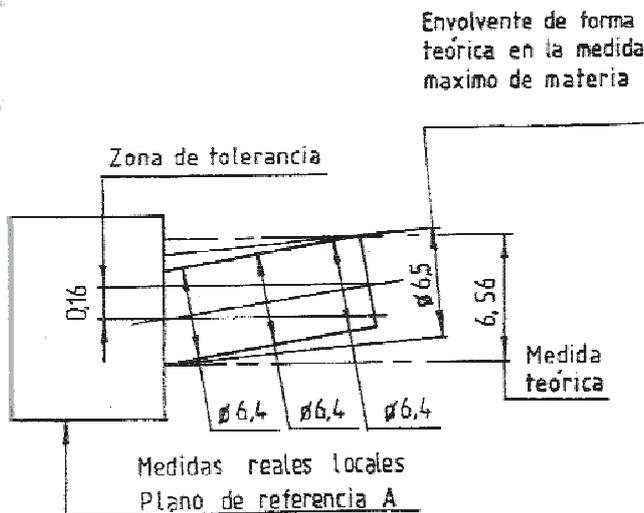


Figura 15c

6.6.3 Tolerancia de perpendicularidad de un agujero en relación a un plano de referencia

a) Indicación en el dibujo

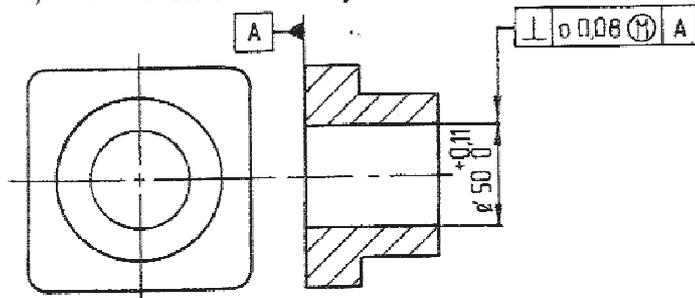


Figura 16a

b) Interpretación

El agujero real deberá cumplir con los requisitos siguientes:

- cada diámetro real local del agujero deberá quedar dentro de la tolerancia 0,13 y por lo tanto puede variar entre  $\phi 50$  y  $\phi 50,13$ ;
- el agujero real deberá satisfacer el límite de condición teórica o sea, el cilindro inscripto de forma perfecta  $\phi 49,92$  ( $\phi 50 - 0,08$ ) y perpendicular al plano de referencia A (figs. 16b y 16c).

El eje deberá, por lo tanto, estar dentro de la zona de tolerancia de  $\phi 0,08$ , perpendicular a la superficie de referencia A, cuando todos los diámetros del agujero están en su medida máxima de materia de  $\phi 50$  (fig. 16b) y puede variar dentro de la zona de tolerancia hasta  $\phi 0,21$ , cuando todos los diámetros del agujero están en su medida mínimo de materia de  $\phi 50,13$  (fig. 16c).

Nota: Las figuras 15b y 16c ilustran casos extremos en que el elemento es teóricamente de forma exacta. En la práctica, el elemento debe hallarse ubicado entre las condiciones extremas para diferentes medidas reales locales.

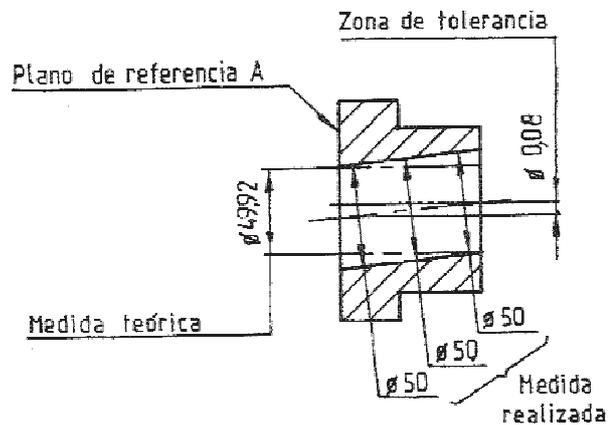


Figura 16b

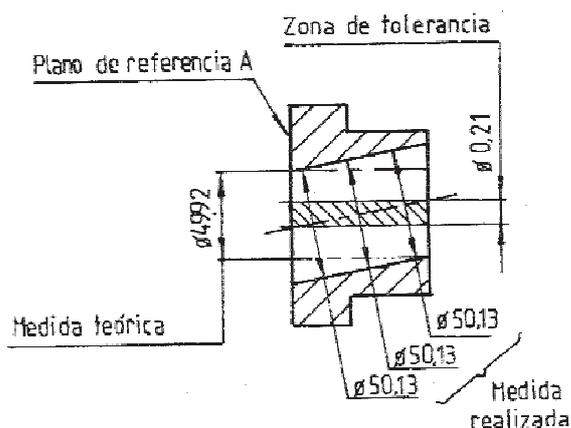


Figura 16c

### 6.6.4 Tolerancias de inclinación de una ranura en relación a un plano de referencia

#### a) Indicación en el dibujo

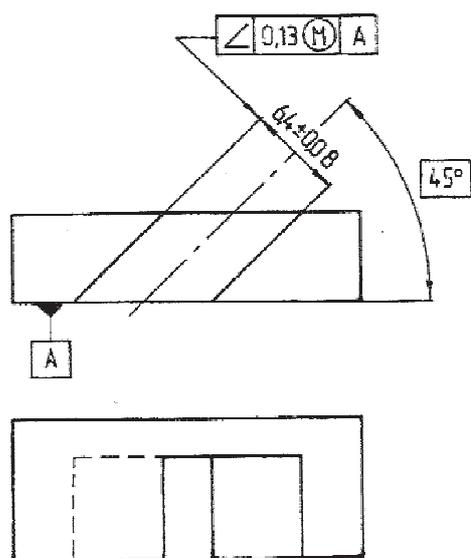


Figura 17a

#### b) Interpretación

La ranura real deberá cumplir los requisitos siguientes:

- cada medida real local de la ranura deberá quedar dentro de la tolerancia de 0,16 y por lo tanto puede variar entre 6,32 y 6,48;

- la ranura real deberá satisfacer el límite de condición teórica establecida por dos planos paralelos con una separación de 6,19 (6,32 - 0,13), inclinados en el ángulo de 45° con respecto al plano de referencia A (fig. 17a).

El plano mediano de la ranura deberá, por lo tanto, permanecer entre dos planos paralelos de 0,13 de separación, inclinados en el ángulo especificado de 45° al plano de referencia A, cuando todos los anchos de la ranura puede variar dentro de una zona de tolerancia hasta 0,29 cuando todos los anchos de la ranura están en su medida mínimo de materia de 6,48 (fig. 17c)

**Nota:** Las figuras 17b y 17c ilustran casos extremos en que el elemento es teóricamente de forma exacta. En la práctica, los elementos o realizaciones deberán hallarse ubicados entre las condiciones extremas para diferentes medidas reales locales.

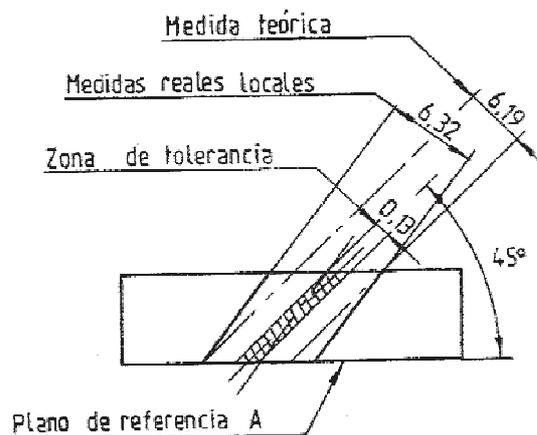


Figura 17b

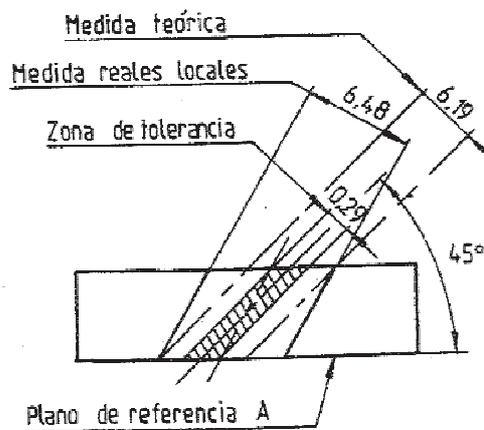
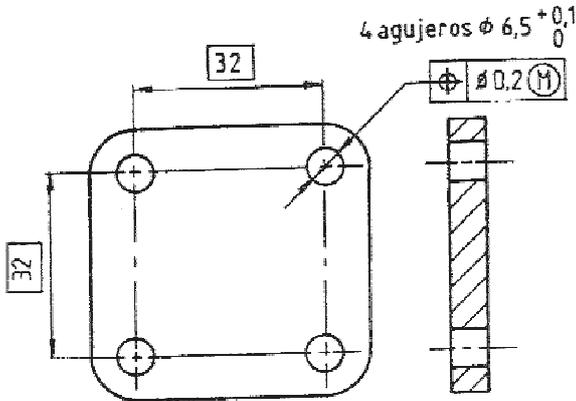


Figura 17c

**6.6.5 Tolerancia de posición de cuatro agujeros relacionados entre sí**

**a) Indicación en el dibujo**



**Figura 18a**

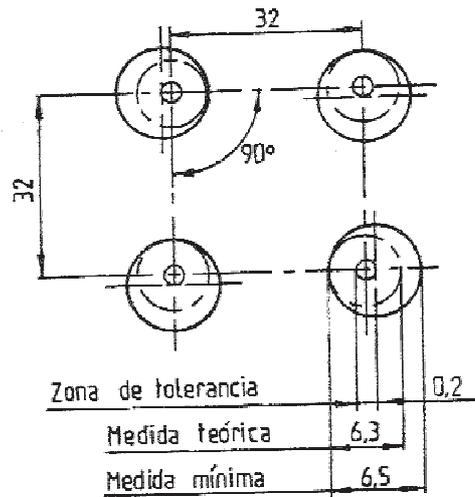
**b) Interpretación**

Los agujeros reales deberán cumplir los requisitos siguientes:

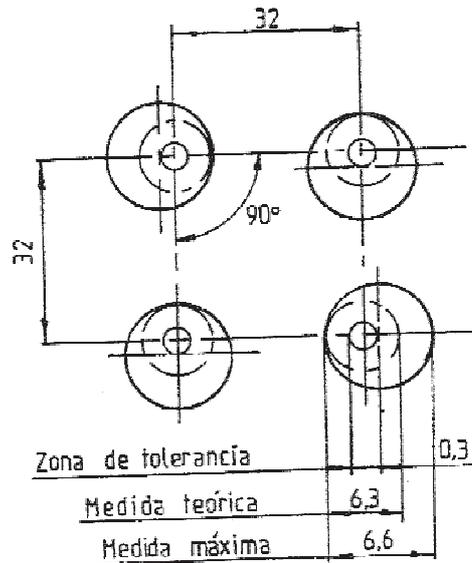
- cada diámetro real local de cada agujero deberá quedar dentro de la zona de tolerancia de 0,1 y cada uno puede variar entre  $\phi 6,5$  y  $\phi 6,6$ ;
- todos los agujeros reales deberán satisfacer el límite de condición teórica, o sea, inscripto en el cilindro de forma teórica de  $\phi 6,3$  ( $\phi 6,5 - 0,2$ ), donde cada uno de estos cilindros están ubicados en sus posiciones teórica en relación uno con el otro (32 en un patrón ortogonal teórico) fig. 18a.

El eje de cada agujero deberá, por lo tanto, quedar dentro de la zona de tolerancia de posición de  $\phi 0,2$  cuando el diámetro de cada agujero está en su medida máxima de materia de  $\phi 6,5$  (fig. 18b) y puede variar dentro de una zona de tolerancia hasta  $\phi 0,3$  para su medida mínimo de materia de  $\phi 6,5$  (fig. 18c).

**Nota:** Las figuras 18b y 18c ilustran casos extremos en que el elemento es teóricamente de forma exacto. En la práctica, los elementos o realizaciones deberán hallarse ubicadas entre las condiciones extremas para diferentes casos reales.



**Figura 18b**



**Figura 18c**

El diagrama de tolerancia dinámica (fig. 19) ilustra la reciprocidad entre la medida del elemento y la desviación admisible de la posición teórica según la tabla I.

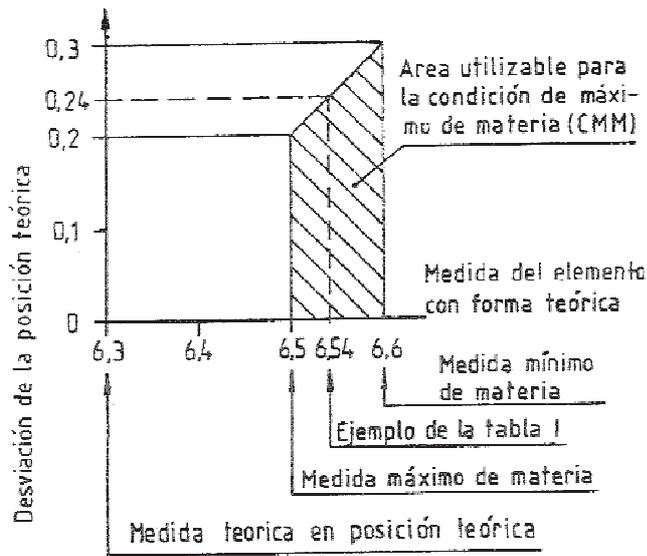


Figura 19

TABLA I

Diámetro del agujero de forma teórica	Tolerancia de posición
6,5	0,2
6,52	0,22
6,54	0,24
6,56	0,26
6,58	0,28
6,6	0,3

El calibrador funcional (fig. 20) representa la condición teórica

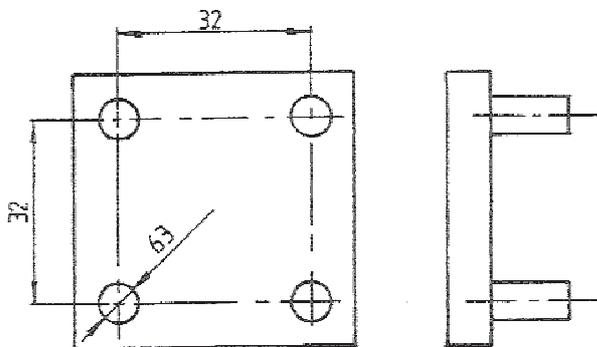


Figura 20

**6.7 Tolerancia geométrica cero.** En los ejemplos dados en 6.5.1 y 6.7.1, la tolerancia es distribuida entre la medida y la posición. En el caso extremo es adjudicar la tolerancia total a la medida e indicar tolerancia de posición cero. En este caso, la tolerancia de medida se incrementa y se convierte en la suma de la tolerancia medida y de la tolerancia de posición preexistente.

La indicación de los agujeros de la figura 2, es como la ilustrada en la figura 21a y el de las espigas de la figura 4 es como ilustra la figura 21b.

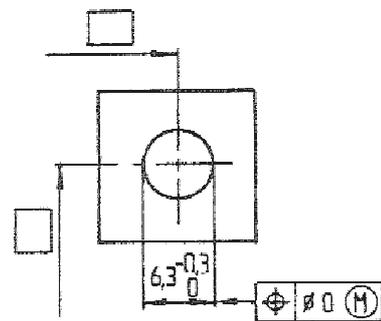


Figura 21a

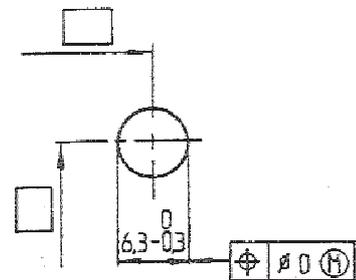


Figura 21b

De acuerdo con las indicaciones de las figuras 21a y 21b, las tolerancias de posición pueden variar entre Ø 0 y Ø 0,3 a medida que las medidas de montaje varían entre el máximo y el mínimo.

La indicación "0 (M)" puede también ser utilizada conjuntamente con otras características geométricas.

6.7.1 Ejemplos. Cuatro agujeros relacionados entre sí:

a) Indicación en el dibujo

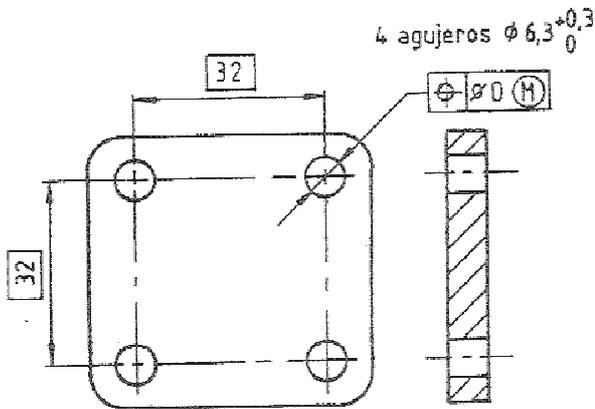


Figura 22

b) Interpretación

De acuerdo con la indicación en la figura 22, la medida teórica es la medida máxima de materia (diámetro mínimo de agujero) menos la tolerancia de posición, o sea  $\phi 6,3 - \emptyset 0 = \phi 6,3$ .

El diagrama de tolerancia dinámico (fig. 23) ilustra la interrelación entre la medida A del elemento y la desviación admisible de la posición teórica según tabla II.

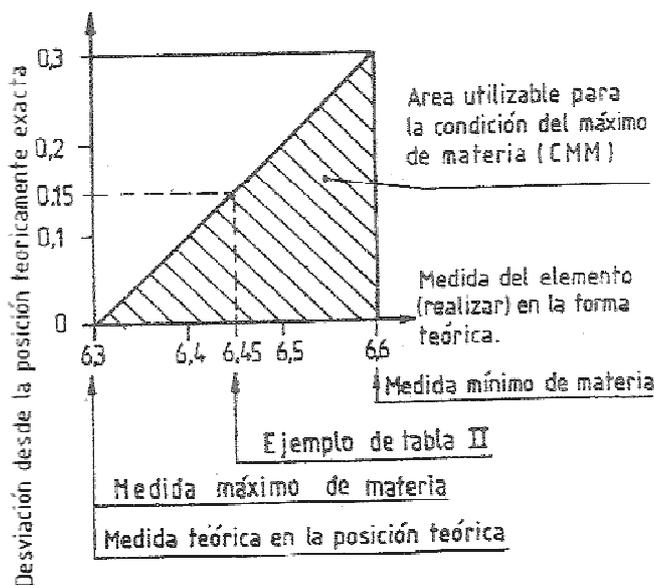


Figura 23

TABLA II

Diámetro del agujero en forma teórica	Tolerancia de posición
6,3	0
6,35	0,05
6,4	0,1
6,45	0,15
6,5	0,2
6,55	0,25
6,6	0,3

El calibrador funcional de la figura 20 también representa la condición teórica de la figura 22. En ambos casos, los diámetros de agujero deberán verificarse separadamente de acuerdo a sus diferentes tolerancias de medida.

6.7.2 Cuatro espigas relacionadas entre sí

a) Indicación en el dibujo

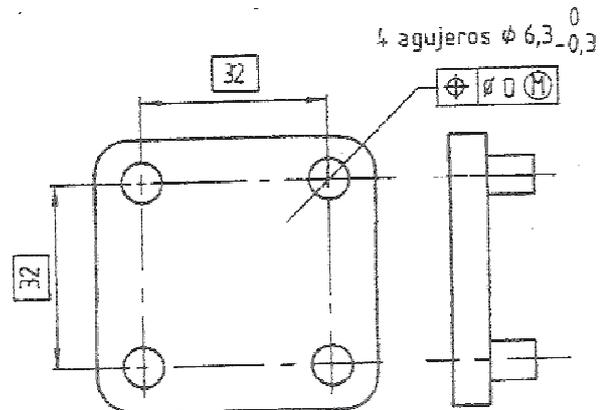


Figura 24

b) Interpretación

De acuerdo a la indicación de la figura 24, la medida teórica es el máximo de materia (diámetro máximo de la espiga) más la tolerancia de posición o sea  $\phi 6,3 + 0 = \phi 6,3$ .

El diagrama de tolerancia dinámico (fig. 25) ilustra la reciprocidad entre la medida del elemento y la desviación admisible de la posición teórica según la tabla III.

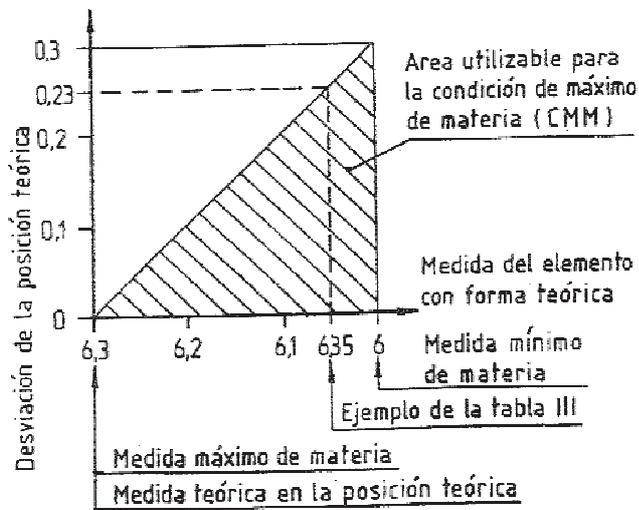


Figura 25

TABLA III

Díámetro del agujero en forma teórica	Tolerancia de posición
6,3	0
6,35	0,05
6,4	0,1
6,45	0,15
6,5	0,2
6,55	0,25
6,6	0,3

El calibrador funcional (fig. 26) representa la condición teórica.

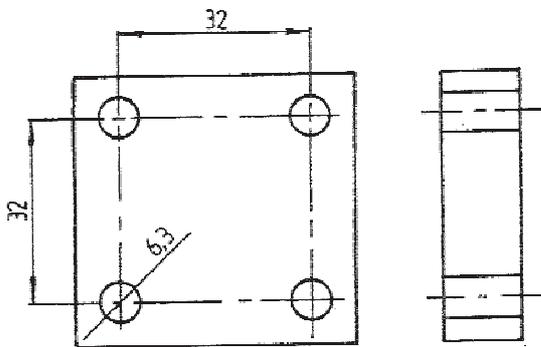


Figura 26

6.8 Ejemplos de aplicación donde  $\textcircled{M}$  se aplica a elementos tolerados en la referencia

6.8.1 Tolerancia de posición para cuatro agujeros con relación al agujero de referencia

a) Indicación en el dibujo

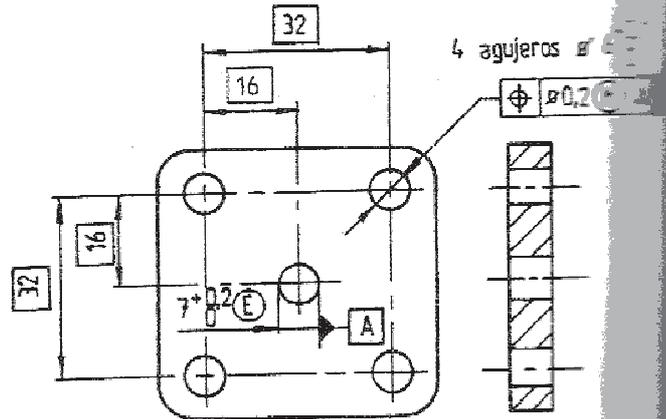


Figura 27a

b) Interpretación

Los agujeros reales deberán cumplir los requisitos siguientes:

- el diámetro real local de cada agujero deberá quedar dentro de la tolerancia de  $7+0,2 E$  por lo tanto puede variar entre  $\phi 6,0$  y  $\phi 7,2$  (figs. 27b y 27c).
- todos los agujeros reales deberán satisfacer el límite de condición teórica o sea, inscribirse en el cilindro de forma teórica de  $\phi 6,3$  ( $\phi 6,0 - 0,2$ ) donde cada uno de estos cilindros están ubicados en su posición teórica en relación uno con el otro (valor 32 en un patrón ortogonal teórico, figuras 27b y 27c) también en sus posiciones teóricas en relación al eje de referencia cuando la medida de ajuste del agujero A de referencia, está en su medida máximo de materia (fig. 27b).

- en caso límite el eje de cada agujero deberá permanecer dentro de la zona de tolerancia de posición  $\phi 0,2$  cuando cada diámetro de agujero se halla en una medida máximo de materia  $\phi 6,0$  (fig. 27b) y puede variar dentro de la zona de tolerancia  $\phi 0,3$  hasta su límite mínimo de materia  $\phi 6,1$  (fig. 27c);
- el eje de referencia A puede fluctuar con relación a las condiciones teóricas de la posición de los cuatro agujeros, si existe un apartamiento de la medida máximo de materia del elemento de referencia. El valor de la fluctuación es igual al apartamiento de la medida de ajuste del elemento de referencia, de su medida máximo de materia (fig. 27b y 27c).

En caso límite el eje de referencia A puede, por lo tanto, fluctuar dentro de la zona de  $\phi 0,2$  cuando el agujero de referencia A, de forma teórica se halla en la medida mínimo de materia  $\phi 7,2$  (fig. 27c).

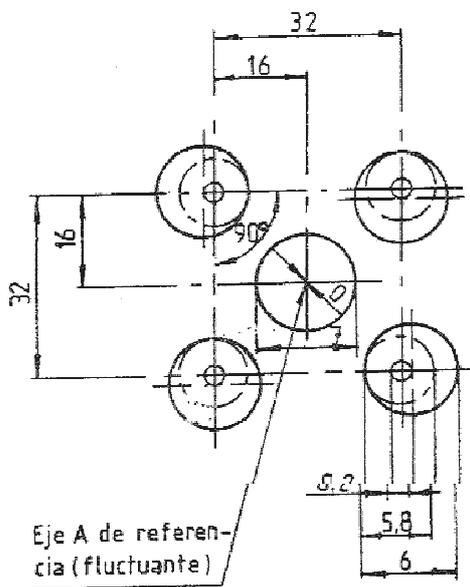


Figura 27b

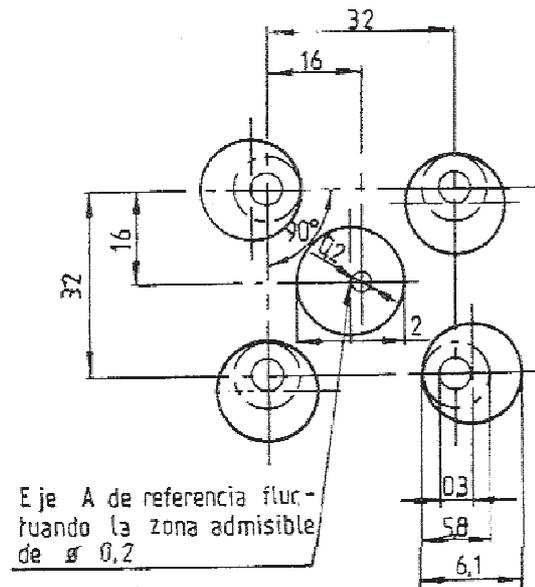


Figura 27c

La tolerancia de posición de los cuatro agujeros tolerados se aplica en relación a cada uno de ellos, como también en relación a los elementos tolerados del elemento de referencia. El valor indicado, se incrementa de una cantidad igual a la diferencia indicada en la tabla IV (columna 2).

La tolerancia de posición adicional que depende de la medida del agujero de referencia (debido a la condición de máximo de materia en la referencia) se aplica únicamente a los elementos tolerados como es un grupo de tolerancia en relación a los elementos tolerados como es un grupo de tolerancias en relación a un elemento de referencia, pero no es aplicable a elementos con tolerancias relacionadas entre sí, o sea, la referencia puede fluctuar en relación al elemento con tolerancia (para valores ver tabla IV).

Figura 28

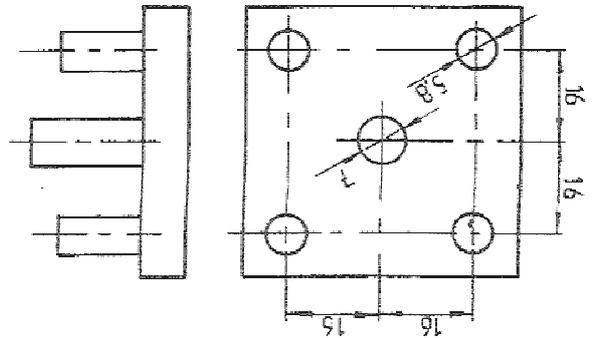
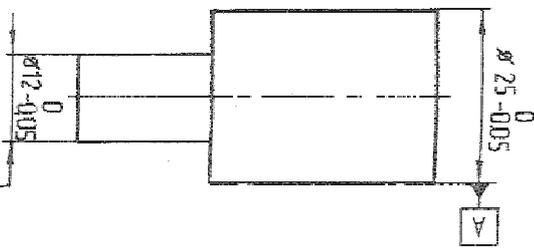


Figura 29a



a) Indicación en el dibujo

6.8.2 Tolerancia de coaxialidad

El calibrador funcional (fig. 28) representa la condición teórica.

Diagrama de tolerancia		0	0
Zona de tolerancia para el agujero de referencia		0	0,2
Zona de tolerancia para el agujero con tolerancias		0,3	0,2
Zona de tolerancia para el agujero de referencia		0	0,3

TABLA V

Cualquier combinación de los valores en las columnas 2 y 4 de la tabla IV puede ocurrir. Los valores en las columnas 2 y 4 no pueden ser simplemente agregados porque ellos tienen interpretaciones diferentes. Algunos ejemplos extremos de combinaciones están indicados en la tabla V.

Díametro de agujero con tolerancia	6	6,02	6,4	6,06	6,08	6,1
Tolerancia de posición de cada agujero	0,2	0,22	0,24	0,26	0,28	0,3
Díametro del agujero de referencia	7	7,05	7,1	7,15	7,2	
Zona de variación del agujero de referencia	0	0,05	0,1	0,15	0,2	

TABLA IV

b) Interpretación

El cilindro con tolerancia real deberá cumplir los requisitos siguientes:

- cada diámetro real local del cilindro deberá quedar dentro de la tolerancia de 0,05 y por lo tanto puede variar entre  $\phi 12,0$  y  $\phi 11,95$  (figs. 29b y 29c);
- todo cilindro deberá hallarse dentro del límite de condición teórica o sea, adentro del cilindro envolvente de forma teórica de  $\phi 12,04$  ( $12 + 0,04$ ) y coaxial al eje de referencia A cuando la medida de ajuste del cilindro A de referencia está en su medida máximo de materia (fig. 29b y 29c).
- el eje A de referencia puede fluctuar en relación a la condición teórica, si este es un apartamiento de la medida máximo de materia del elemento de referencia. El valor de la variación, es igual al apartamiento de la medida de ajuste del cilindro de referencia, con respecto a su medida máximo de materia (fig. 29d).

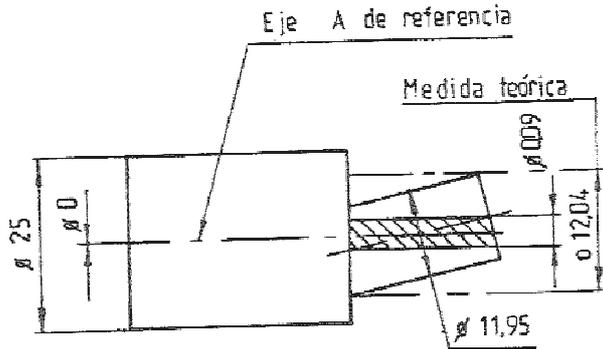


Figura 29c

El eje de referencia A puede fluctuar dentro de una zona de 0,05 cuando la medida de ajuste del cilindro de referencia A está en su medida mínimo de materia de  $\phi 24,95$  (fig. 29d).

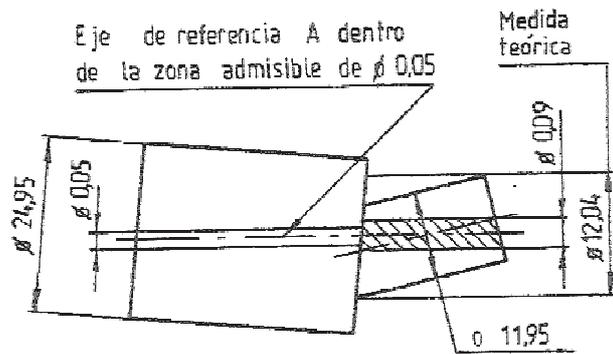


Figura 29d

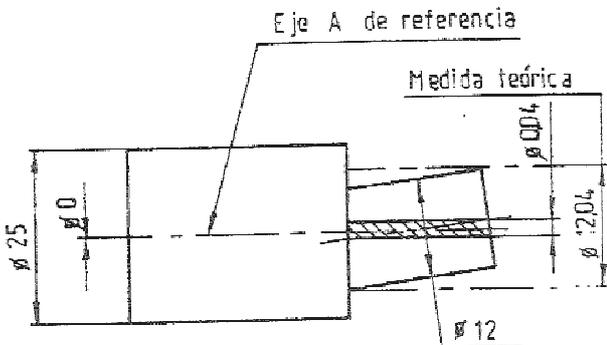


Figura 29b

El eje de la espiga deberá, por lo tanto, quedar dentro de la zona de tolerancia de coaxibilidad de  $\phi 0,04$  cuando todos los diámetros de la espiga están en su medida máximo de materia de  $\phi 12,0$  (fig. 29b) y puede variar dentro de una zona de tolerancia de  $\phi 0,09$  cuando todos los diámetros de la espiga están en su medida mínimo de materia  $\phi 11,95$ , y la medida de ajuste del cilindro de referencia está en la medida de máximo de materia de  $\phi 25$  (fig. 29c).

Como en este caso solamente un elemento se relaciona con la referencia, la variación de la referencia tiene el efecto de un incremento de la tolerancia de coaxibilidad según se ilustra en la figura 29e.

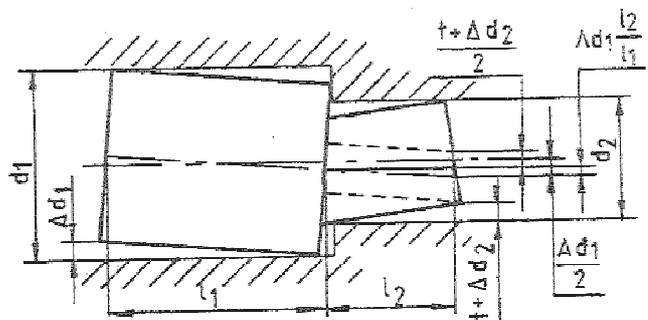


Figura 29e

El calibrador funcional (fig. 30) representa la condición teórica.

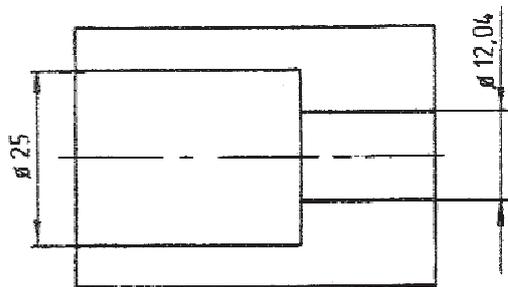


Figura 30