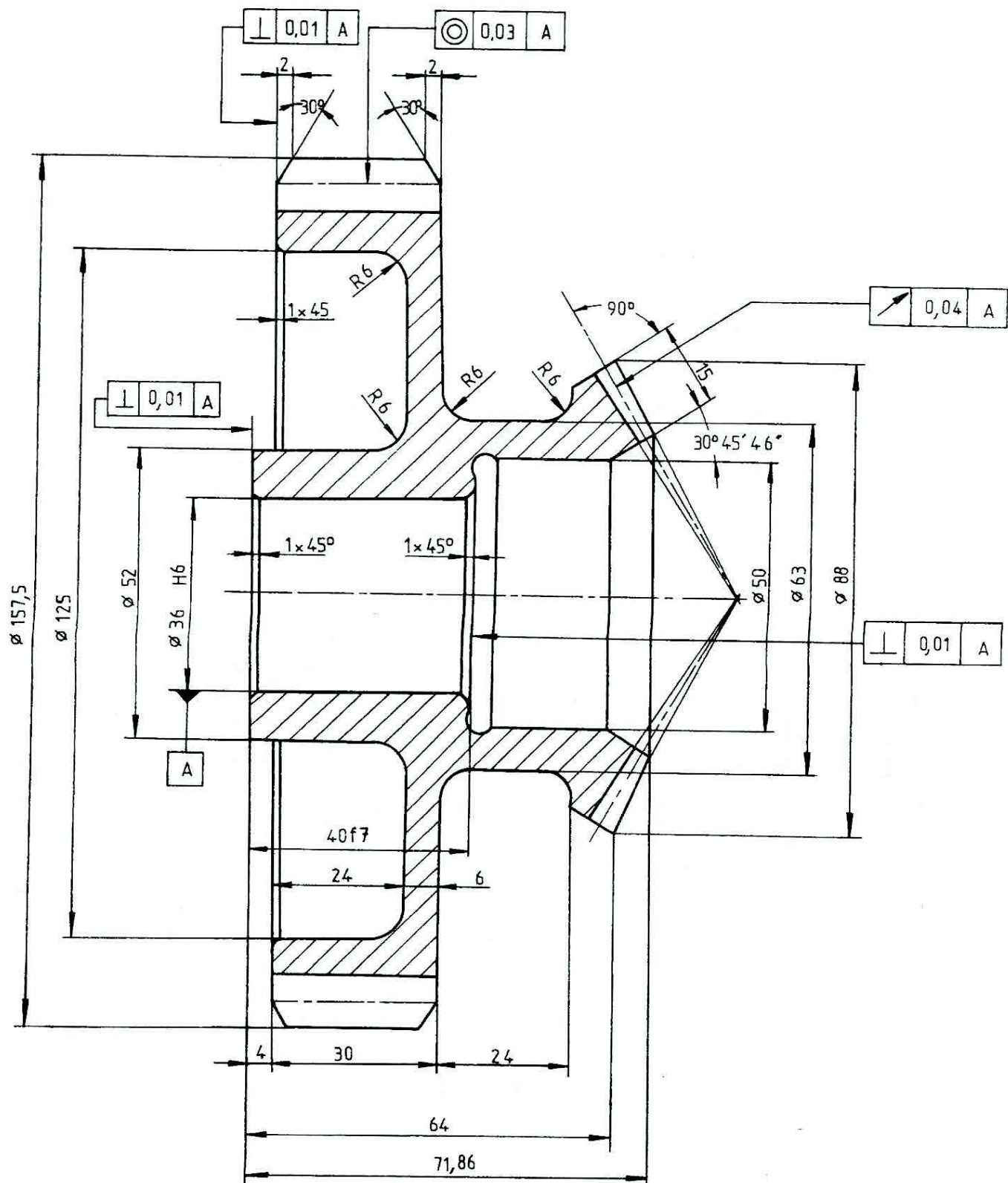
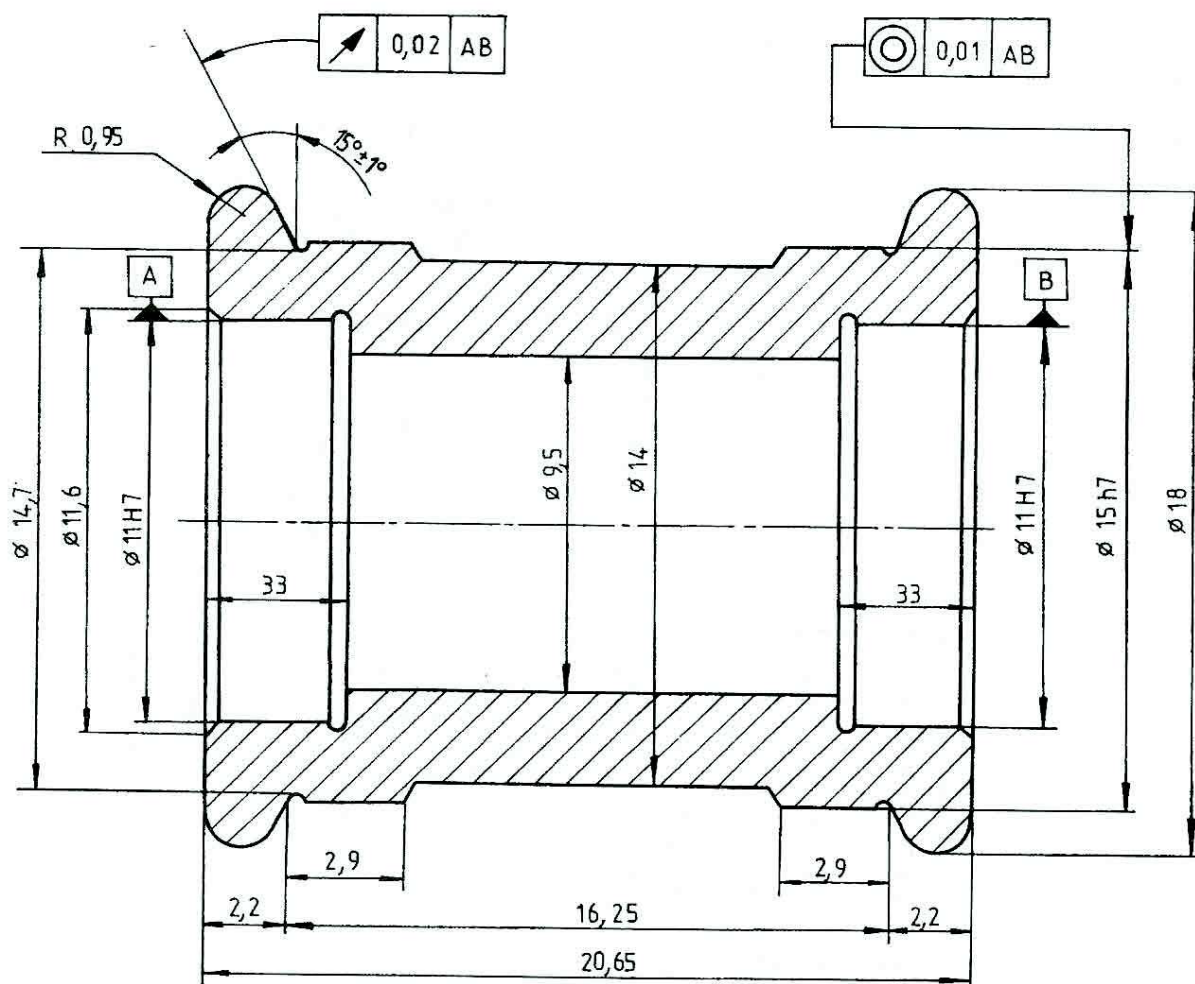




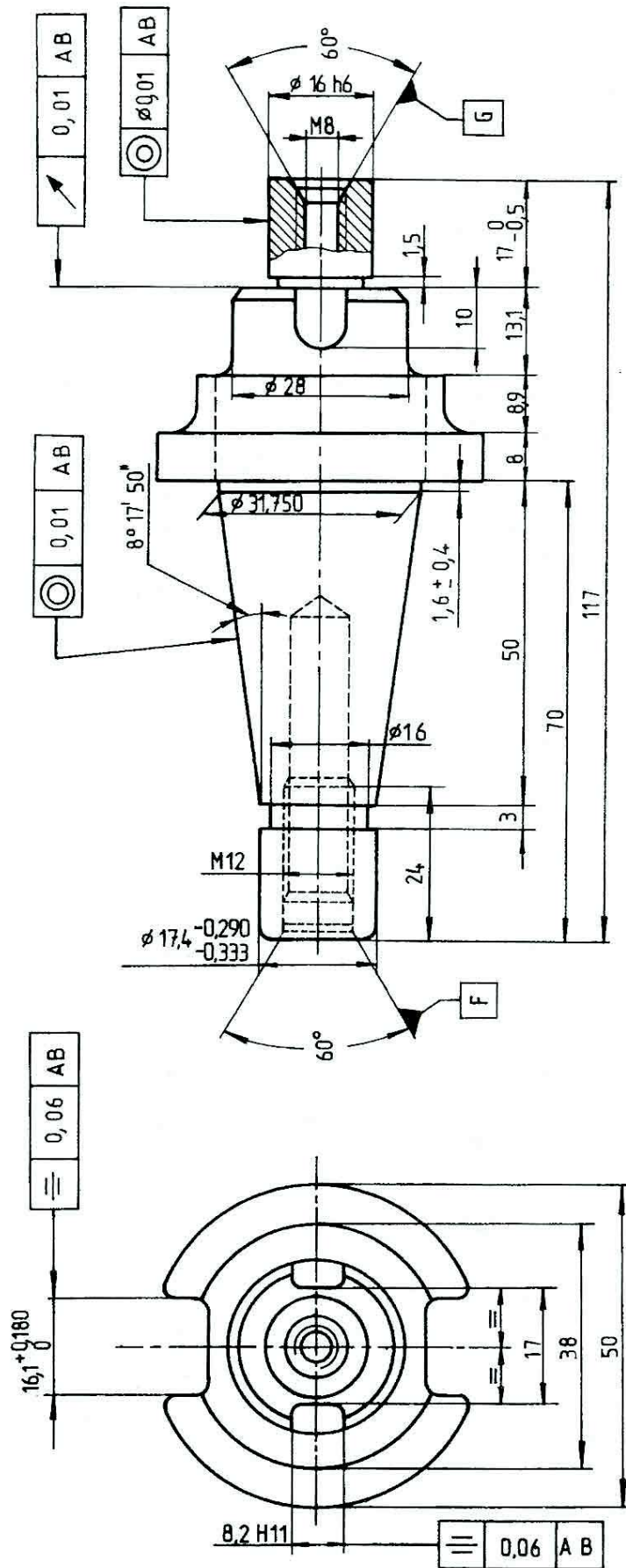
Observaciones: Las medidas indicadas en el ejemplo, son de orientación
Rueda dentada

Figura 145



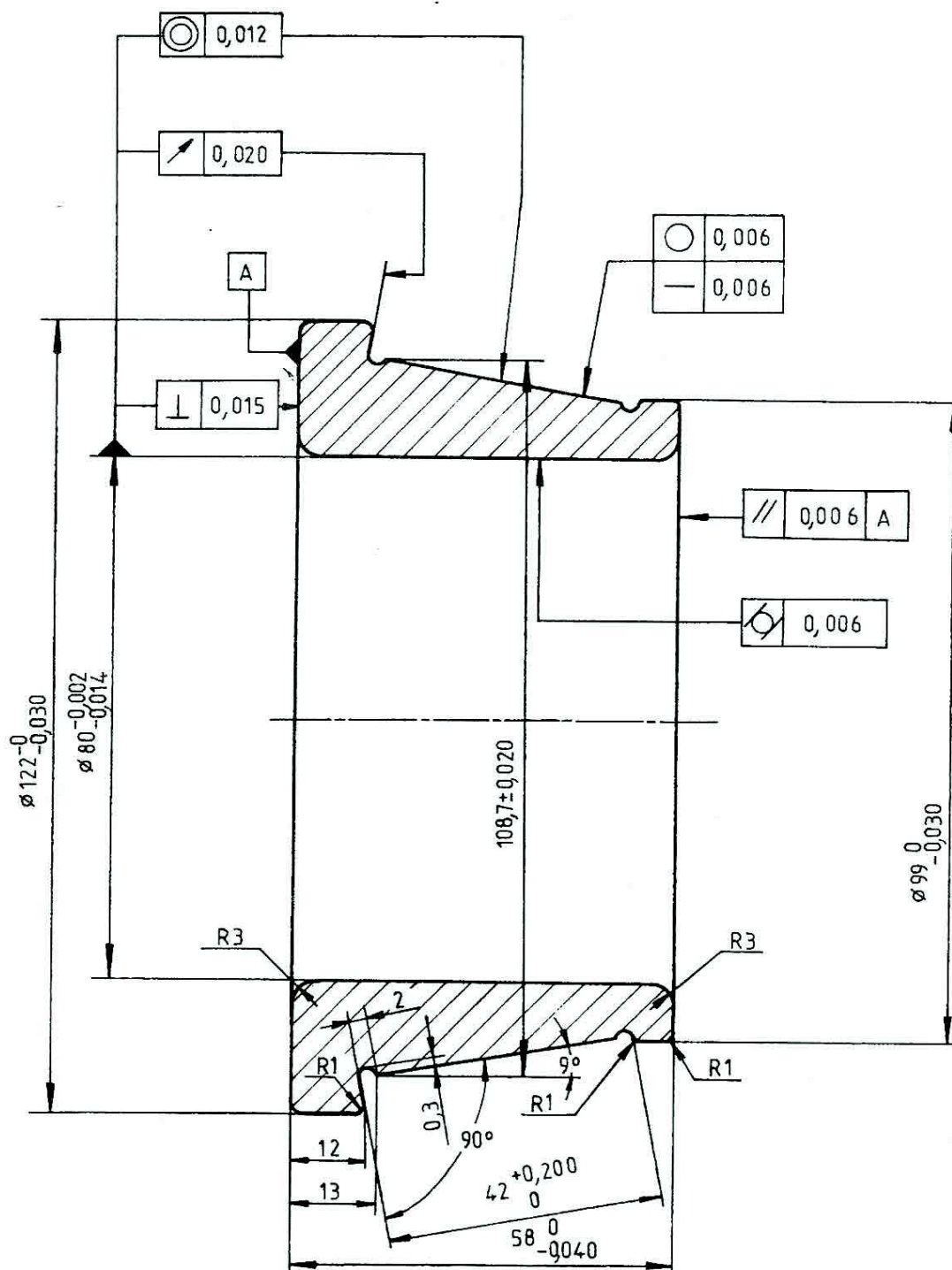
Observaciones: Las medidas en el ejemplo, son de orientación Rodillo

Figura 146



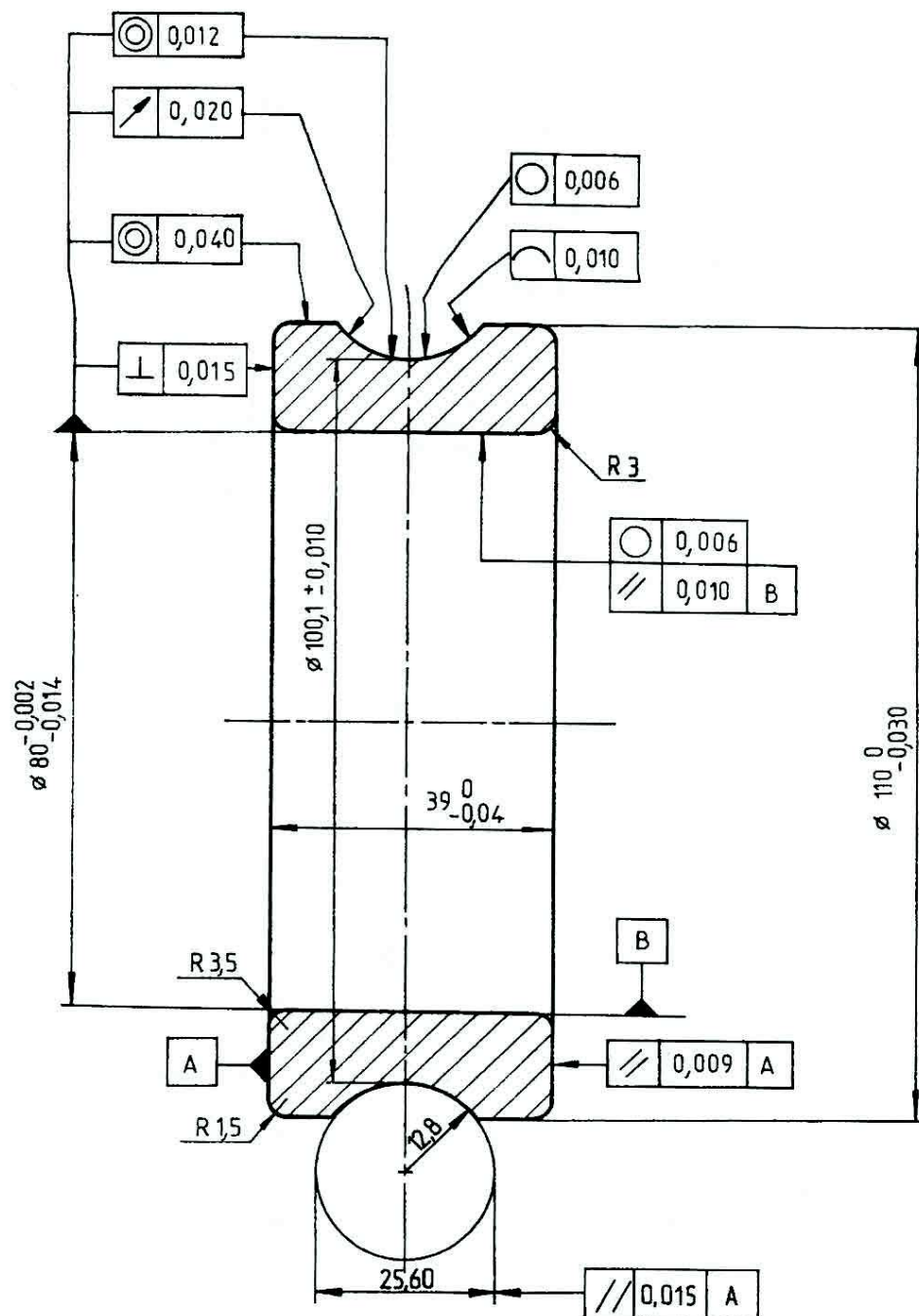
Observación: Las medidas en el ejemplo, son de orientación
Eje portafresa

Figura 147



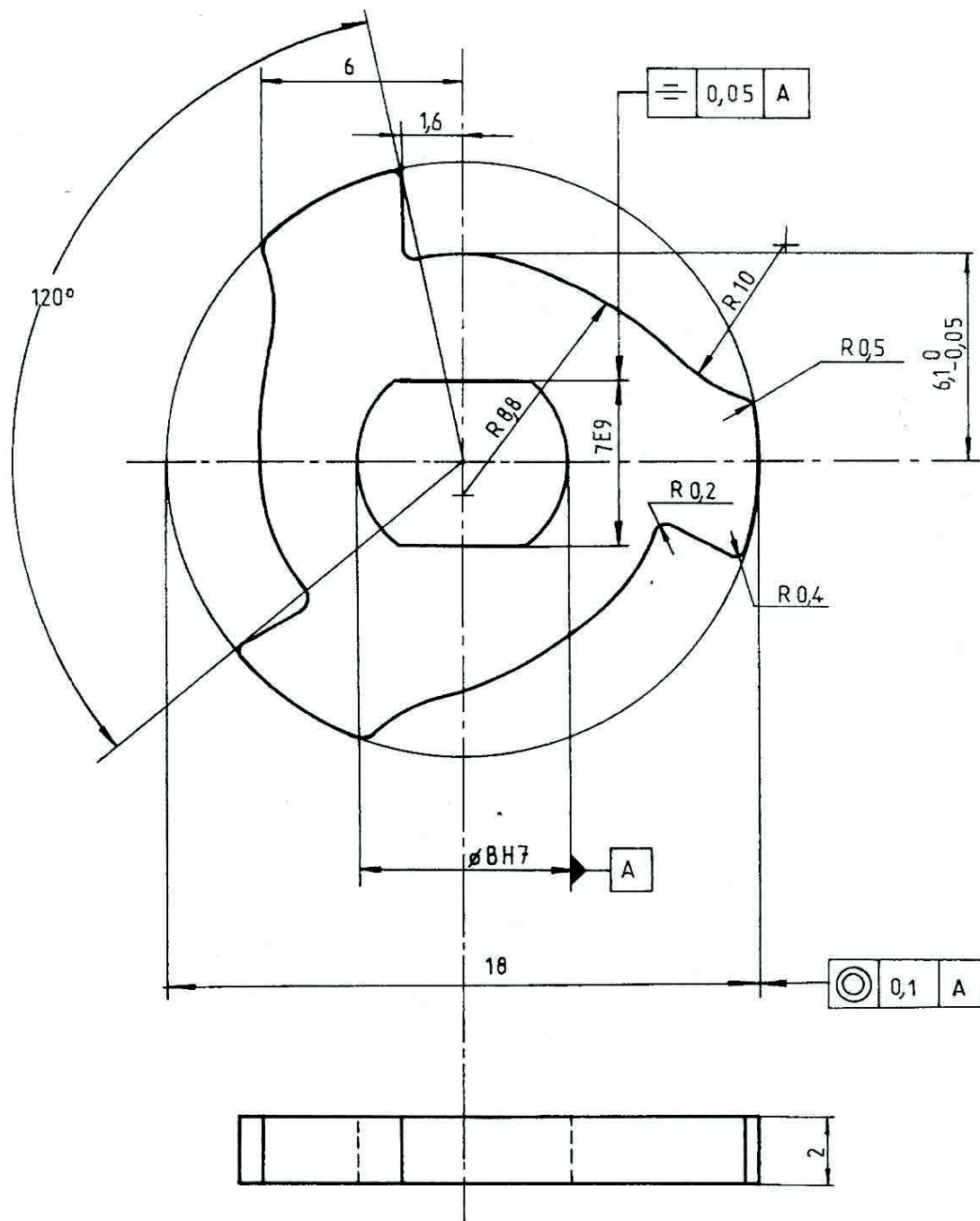
Observación: Las medidas indicadas en el ejemplo, son de orientación
Pista para rodillos cónicos

Figura 148



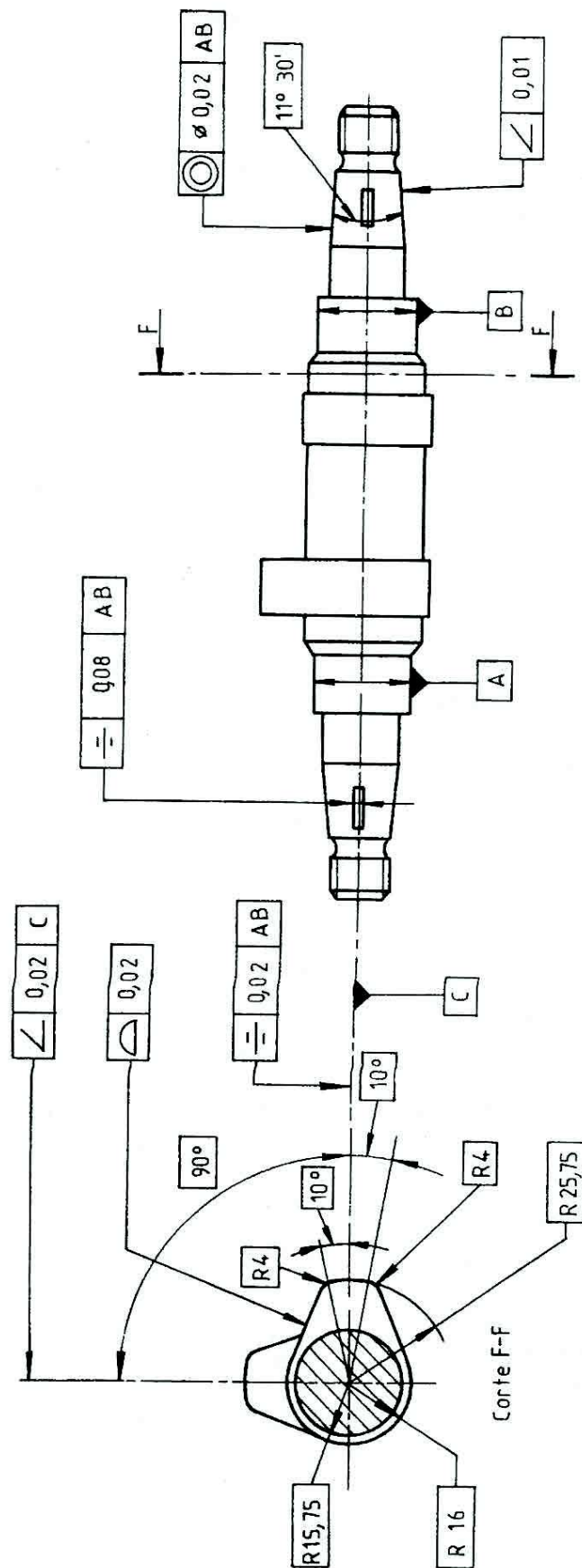
Observación: Las medidas indicadas en el ejemplo, son de orientación
Pista para rodamiento a bolilla

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).

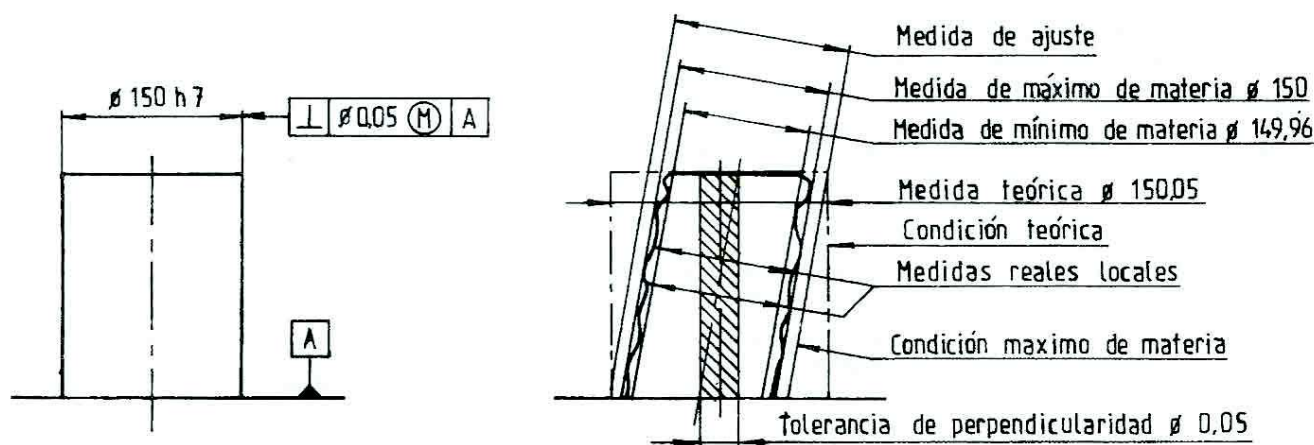


Figura 1

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 $\textcircled{M}$, 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 $\textcircled{M}$.

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 diseño 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.

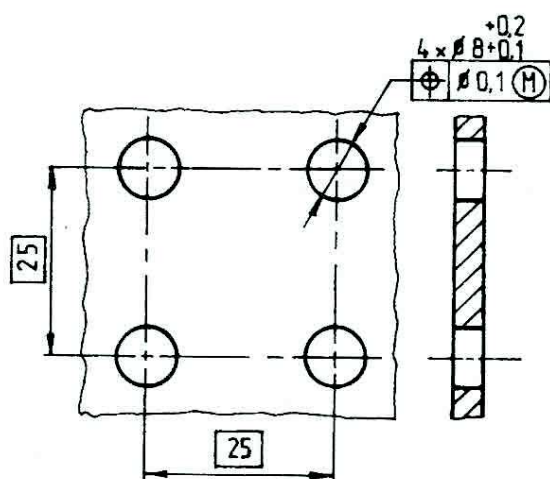


Figura 2

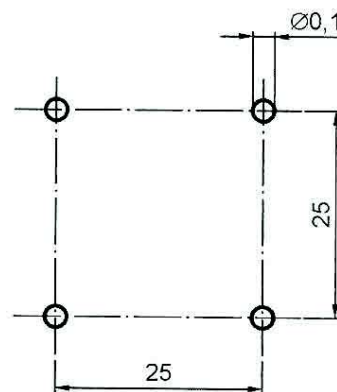


Figura 3

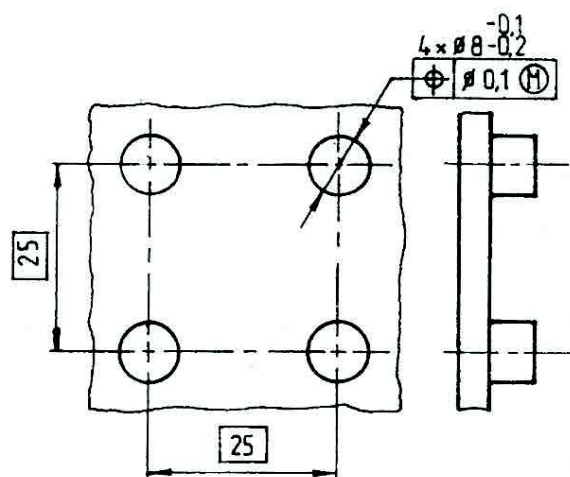


Figura 4

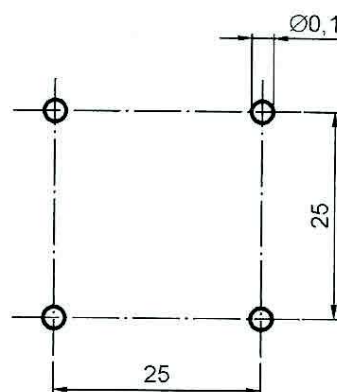


Figura 5

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.

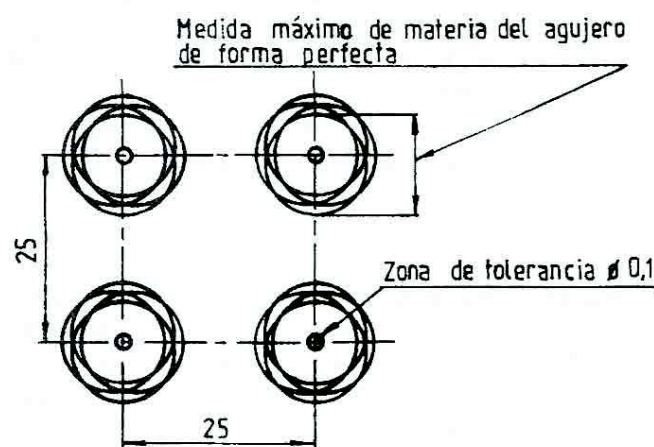


Figura 6

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

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

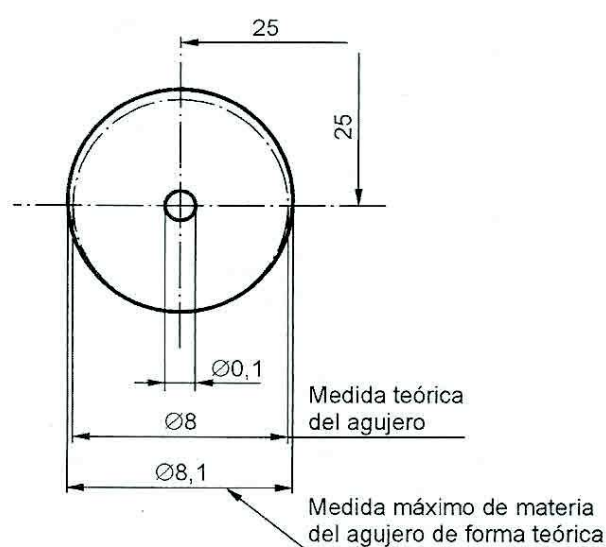


Figura 7

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 $\varnothing 0,1$ la medida máxima de materia para todas las espigas es $\varnothing 7,9$; o sea que todos los círculos de $\varnothing 7,9$ con centros ubicados en el límite de la zona de $\varnothing 0,1$ originan un cilindro envolvente circunscrito de $\varnothing 8$, que es la condición virtual de la espiga.

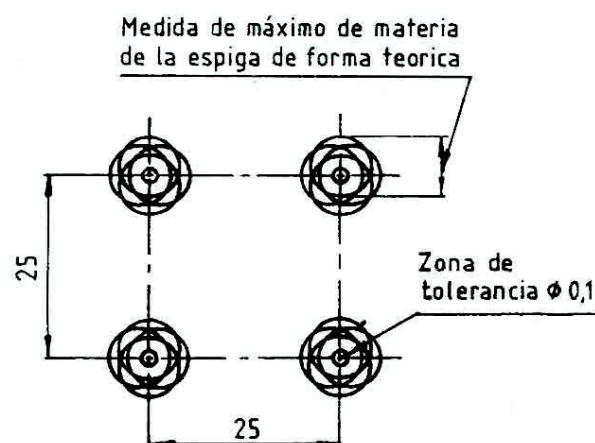


Figura 8

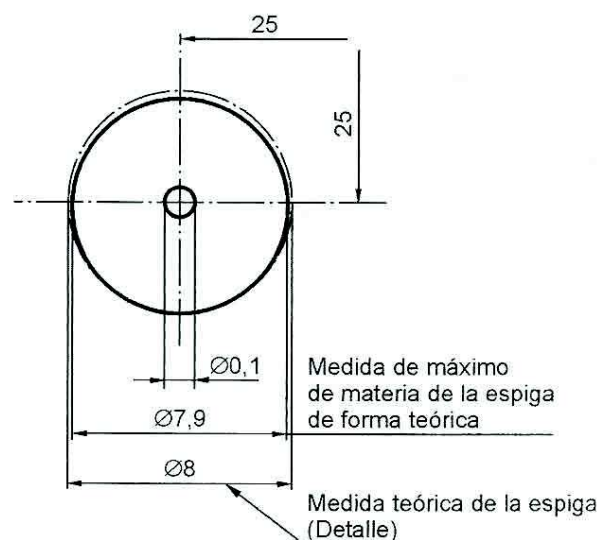


Figura 9

6.5.1.4 Cuando la medida del agujero es mayor que su medida máxima de materia o cuando la medida de la espiga es inferior a su medida máxima 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 $\varnothing 0,2$.

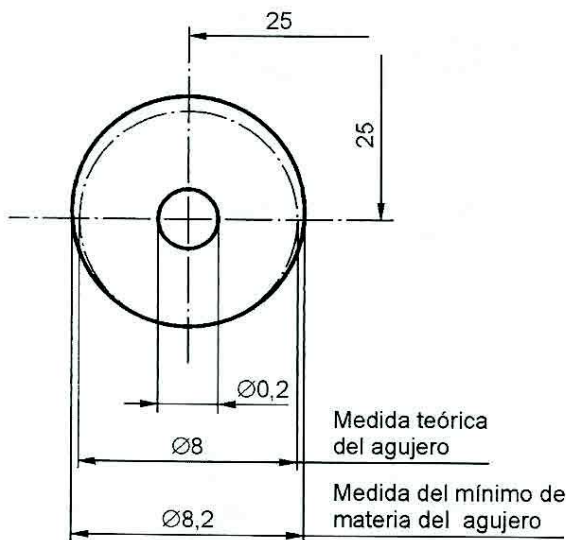


Figura 10

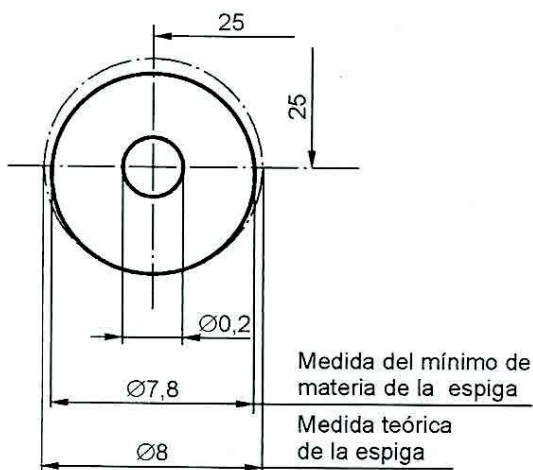


Figura 11

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).

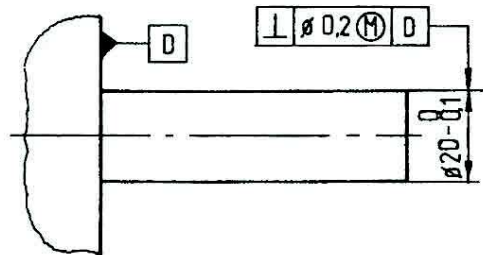
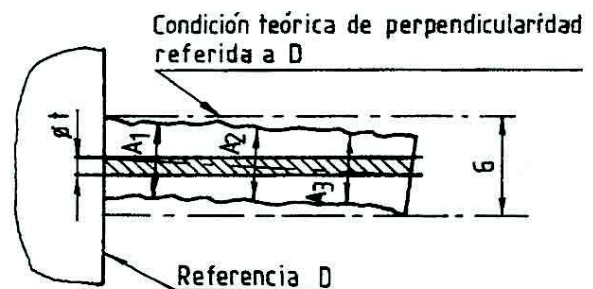


Figura 12a

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

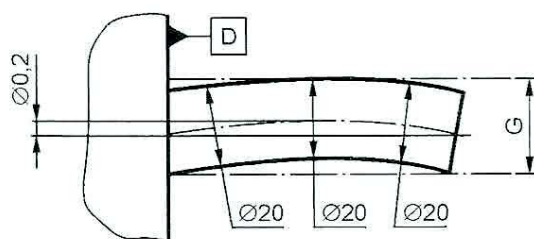


Figura 12c

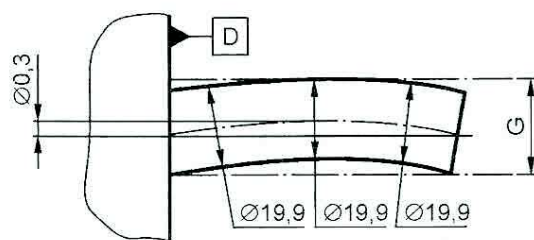


Figura 12d

6.5.2.1 El requisito adicional $\textcircled{E}$ acompañando a $\textcircled{M}$ 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 $\textcircled{M}$, 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)

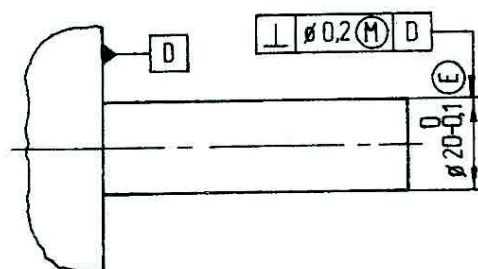
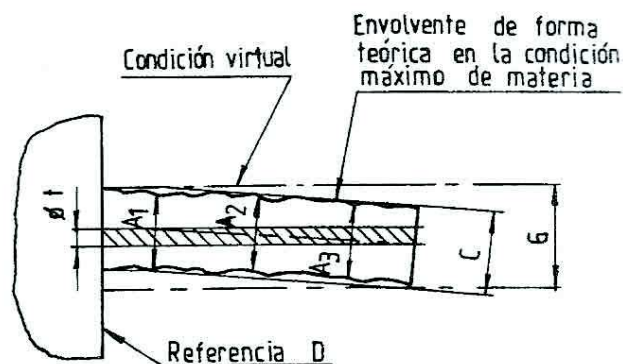


Figura 13a



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 $\textcircled{M}$ se aplica a elementos con tolerancias

6.6.1 Tolerancias de rectitud de un eje

a) Indicación en el dibujo

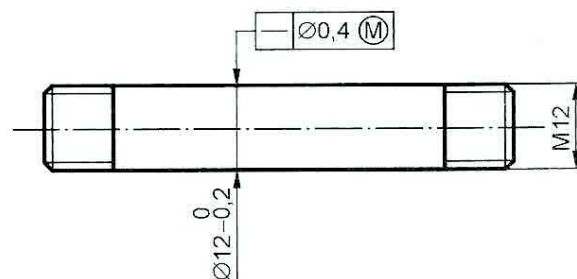


Figura 14a

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

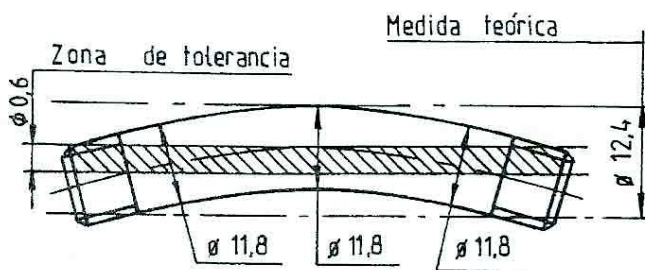


Figura 14b

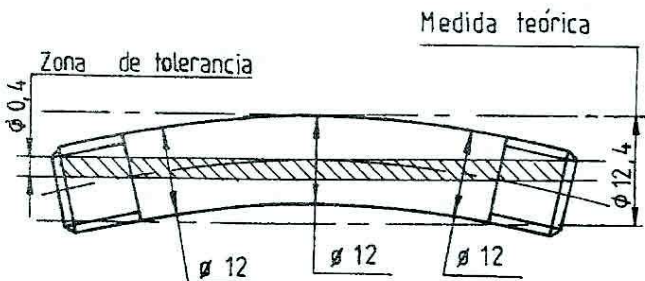


Figura 14c

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

a) Indicación en el dibujo

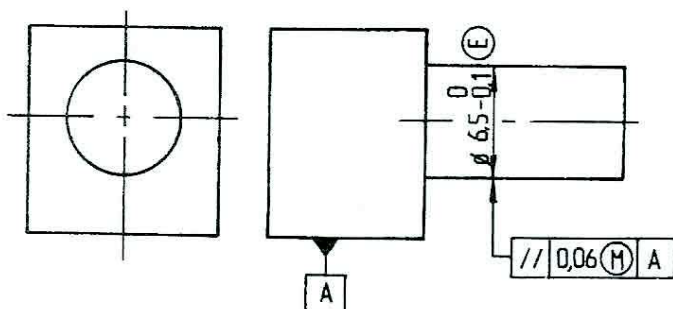


Figura 15a

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.

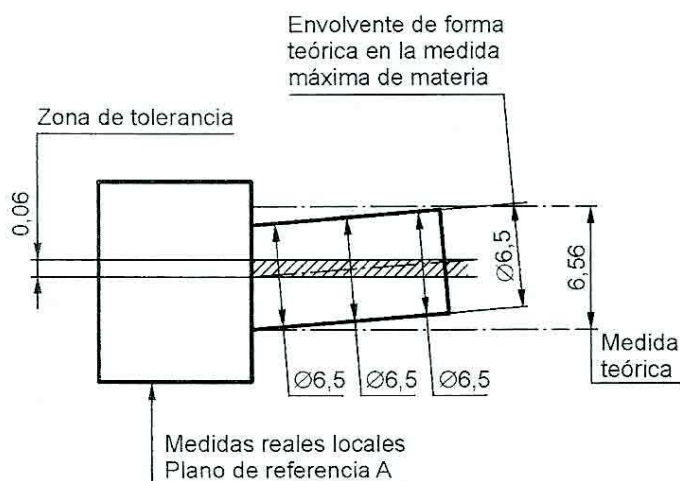


Figura 15b

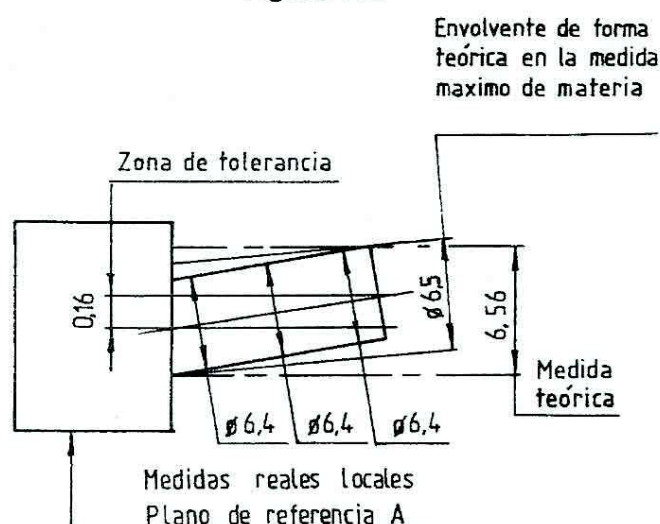


Figura 15c

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

a) Indicación en el dibujo

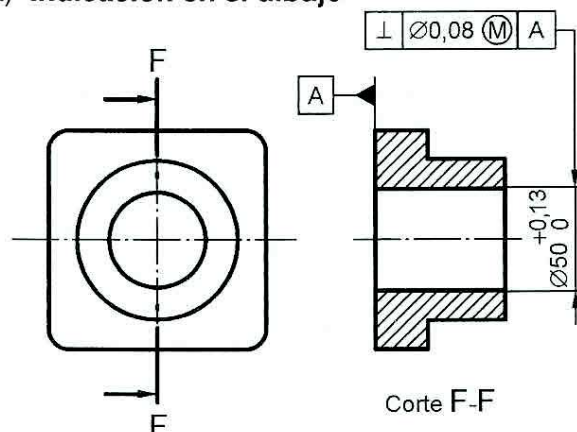


Figura 16a

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 máximo 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.

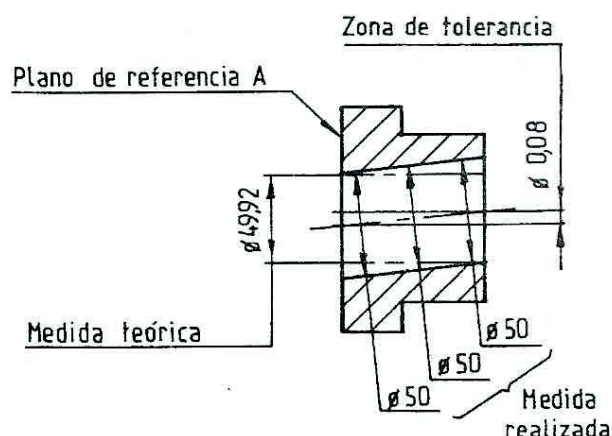


Figura 16b

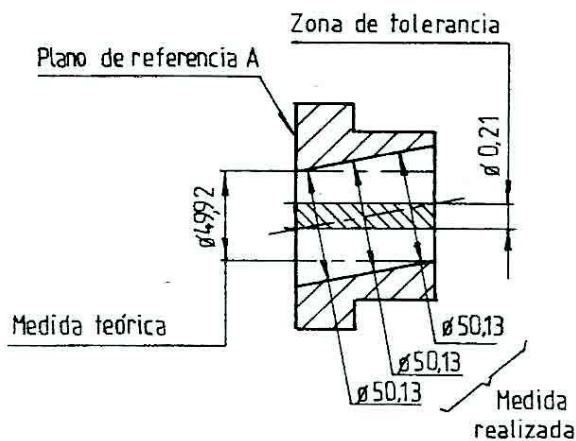


Figura 16c

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

a) Indicación en el dibujo

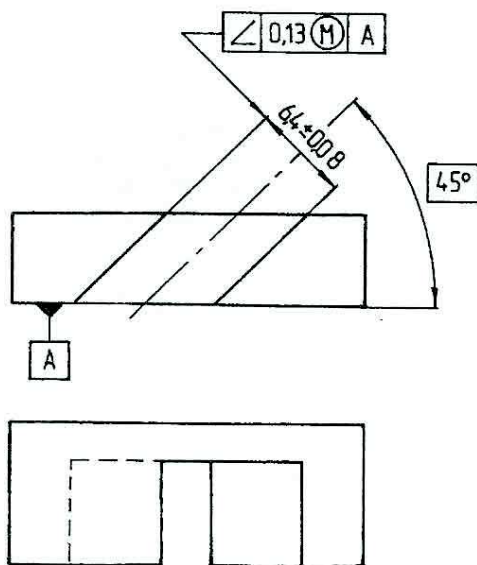


Figura 17a

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.

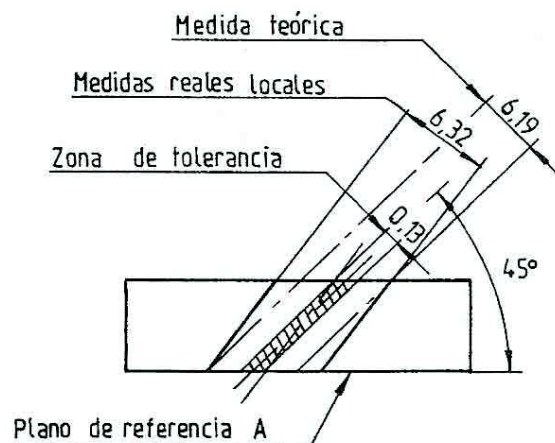


Figura 17b

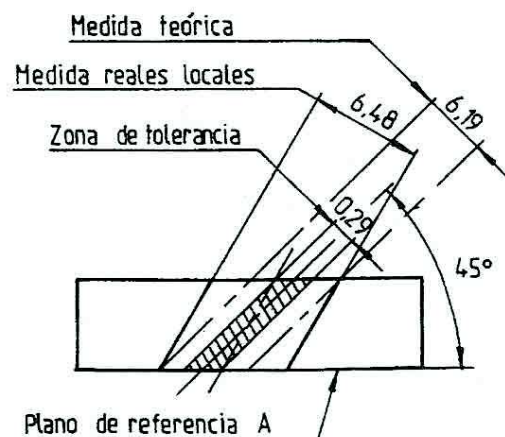


Figura 17c

6.6.5 Tolerancia de posición de cuatro agujeros relacionados entre sí

a) Indicación en el dibujo

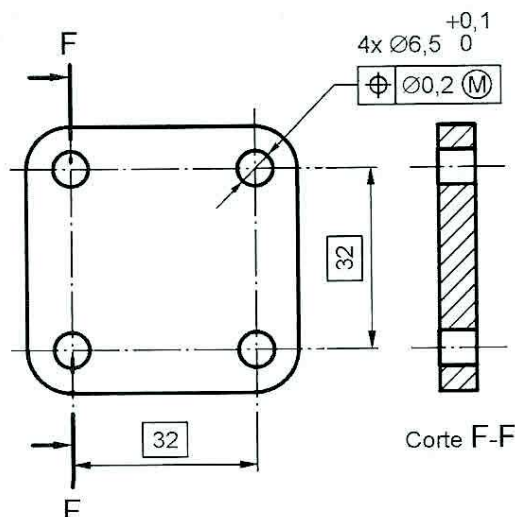


Figura 18a

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 teóricas 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.

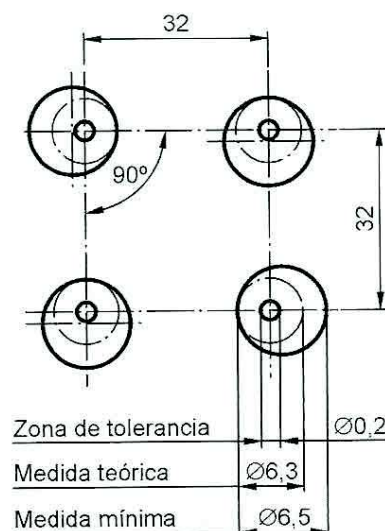


Figura 18b

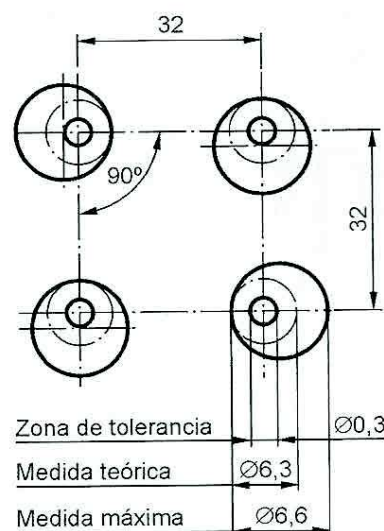


Figura 18c

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.

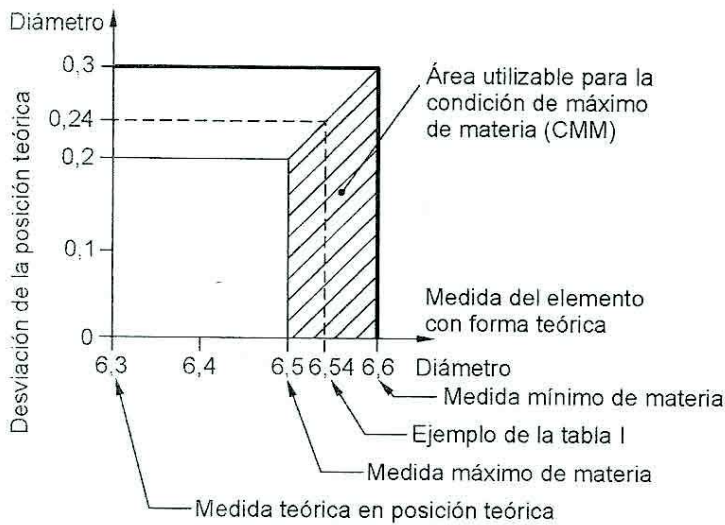


Figura 19

TABLA I

Diámetro del agujero de forma teórica	Diámetro de 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

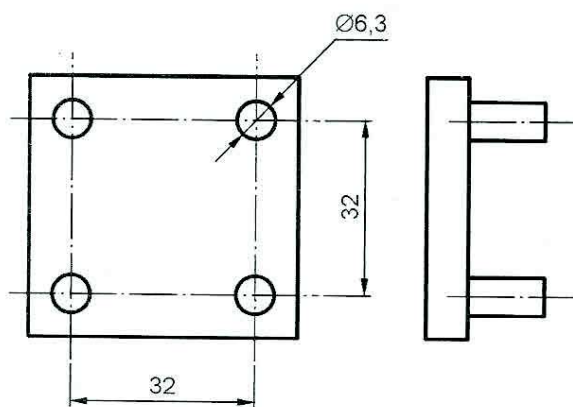


Figura 20

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.

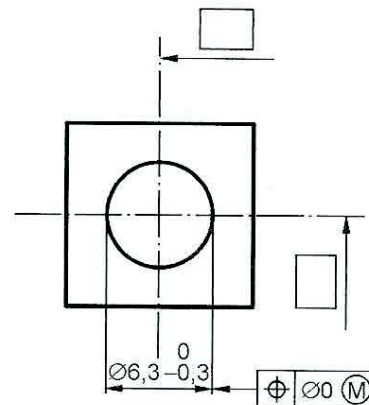


Figura 21a

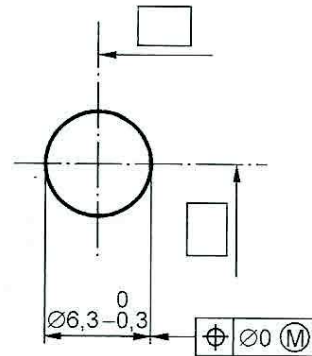


Figura 21b

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 varíen entre el máximo y mínimo.

La indicación "Ø 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

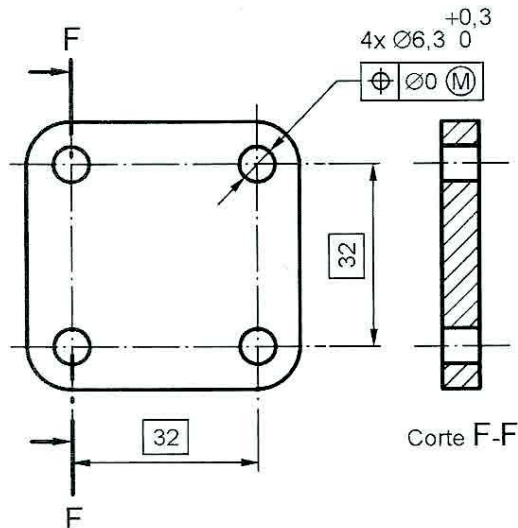


Figura 22

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 $\phi 6,3 - 0 = \phi 6,3$. El diagrama de tolerancia dinámica (fig. 23) ilustra la interrelación entre la medida A del elemento y la desviación admisible de la posición teórica según tabla II.

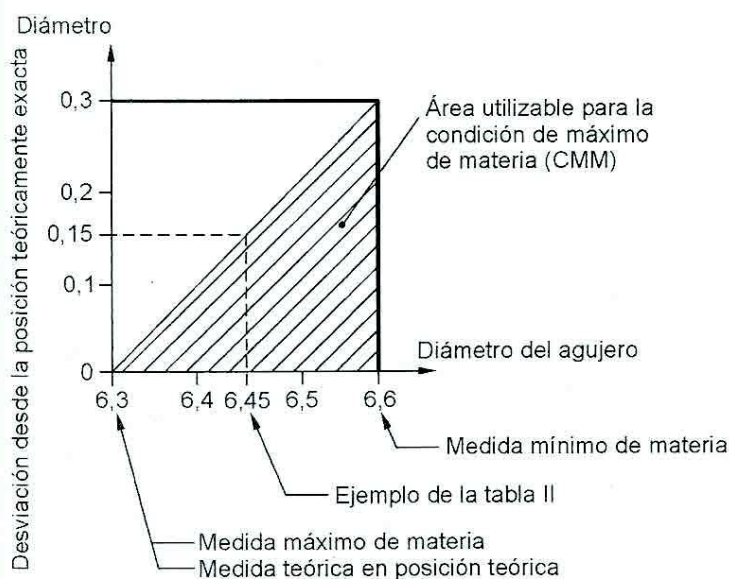


Figura 23

TABLA II

Diámetro del agujero en forma teórica	Diámetro de 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

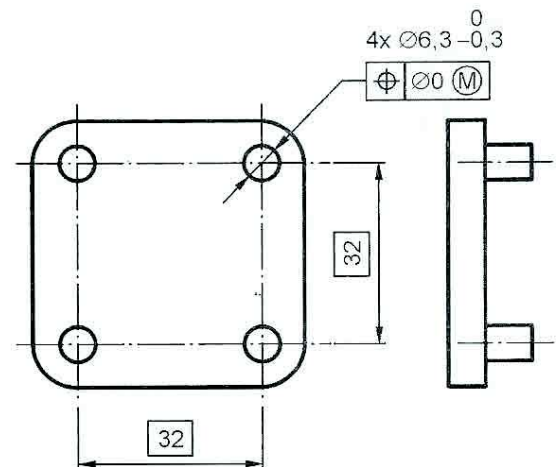


Figura 24

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

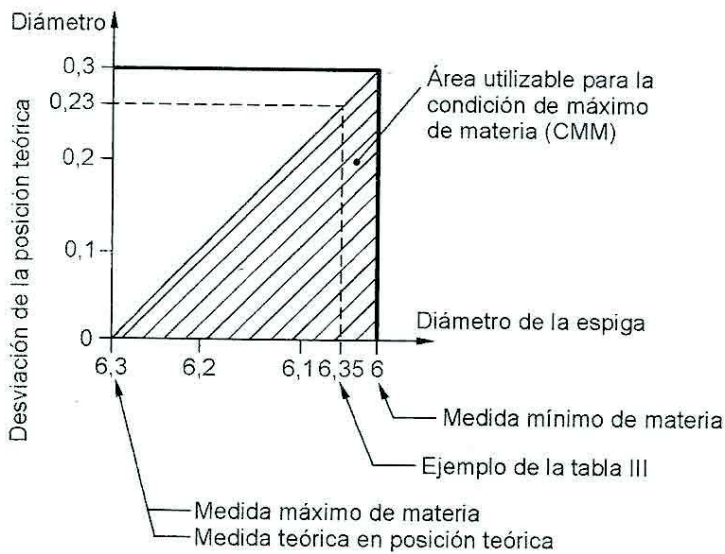


Figura 25

TABLA III

Diámetro del agujero en forma teórica	Diámetro de 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.

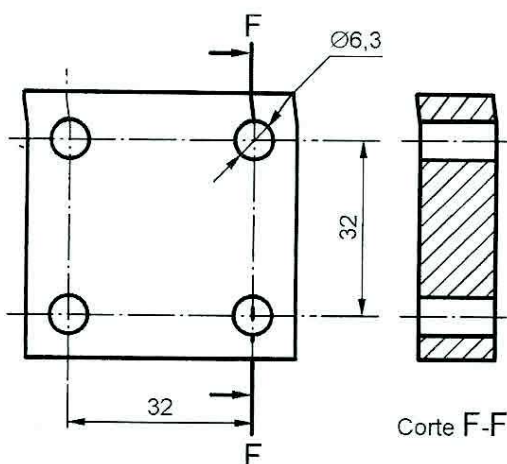


Figura 26

6.8 Ejemplos de aplicación donde (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

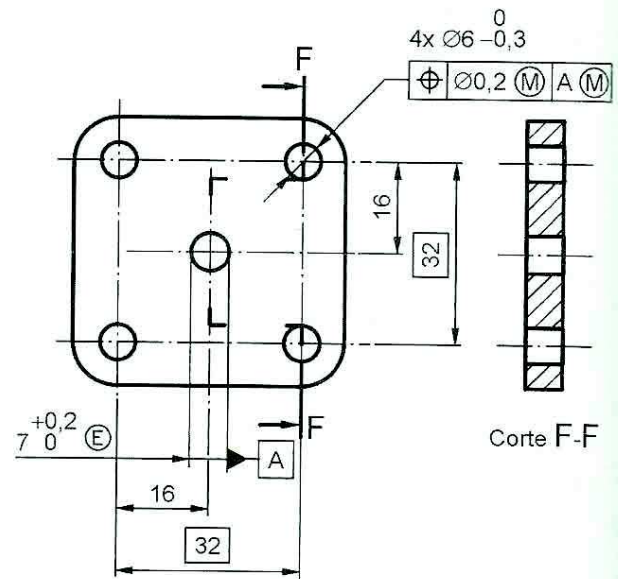


Figura 27a

b) Interpretación

Los agujeros reales deberán cumplir los requisitos siguientes:

- el diámetro real local de cada agujero deberá quedar dentro de la tolerancia de 0,1 y por lo tanto puede variar entre $\phi 6,0$ y $\phi 6,1$ (figs. 27b y 27c).
- todos los agujeros reales deberán satisfacer el límite de condición teórica o sea, inscriptos en el cilindro de forma teórica de $\phi 5,8$ ($\phi 6,0 - 0,2$) 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 y 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 $\phi 7$ (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).

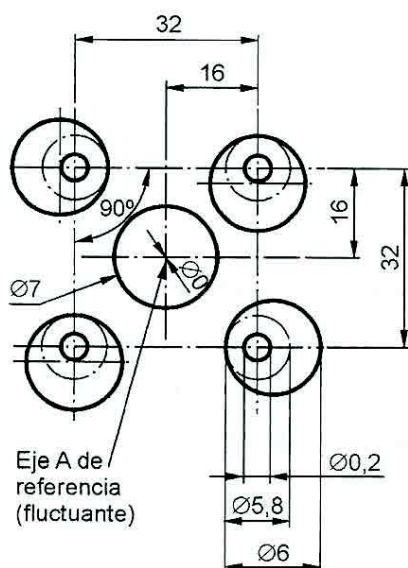


Figura 27b

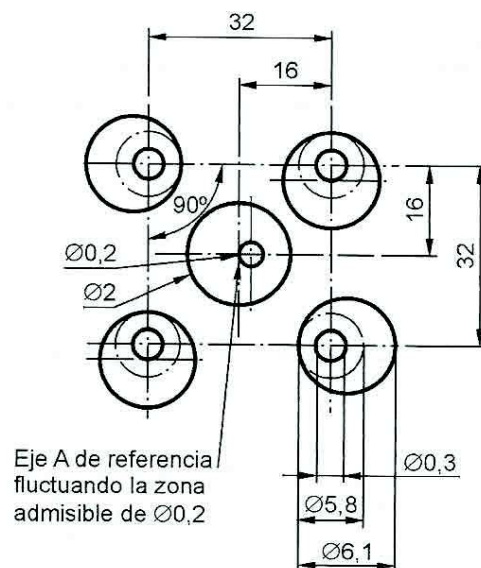


Figura 27c

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).

TABLA IV

Diámetro de agujero con tolerancia	Tolerancia de posición de cada agujero	Diámetro del agujero de referencia	Zona de variación del agujero de referencia
6	0,2	7	0
6,02	0,22	7,05	0,05
6,04	0,24	7,1	0,1
6,06	0,26	7,15	0,15
6,08	0,28	7,2	0,2
6,1	0,3		

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 in-

terpretaciones diferentes. Algunos ejemplos extremos de combinaciones están indicados en la tabla V.

TABLA V

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

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

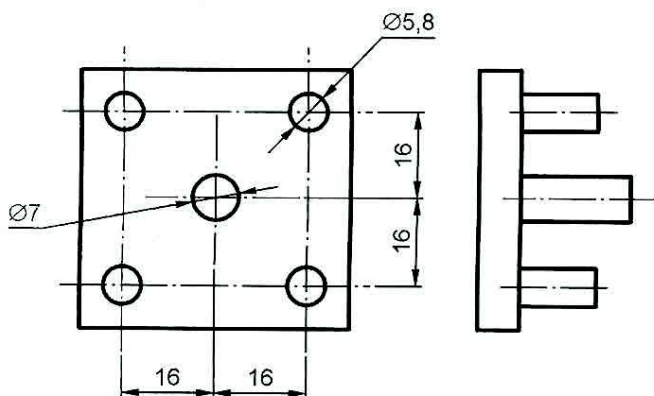


Figura 28

6.8.2 Tolerancia de coaxialidad

a) Indicación en el dibujo

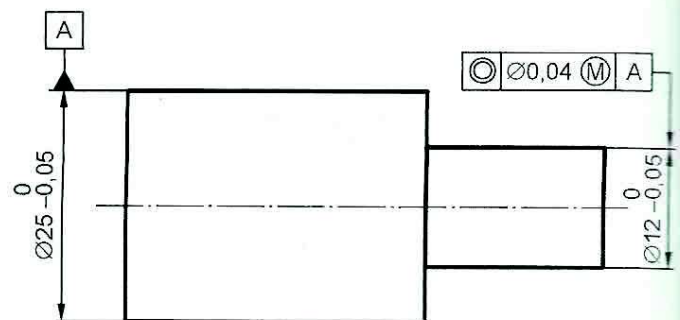


Figura 29a

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).

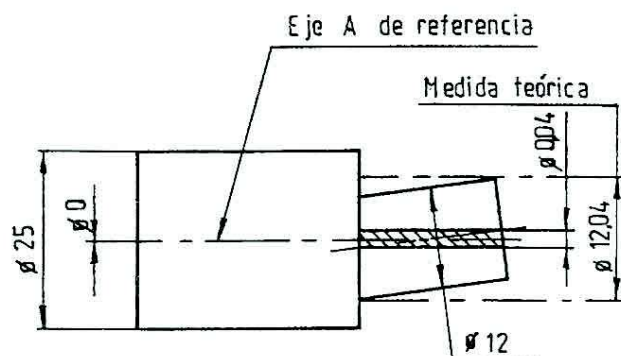


Figura 29b

El eje de la espiga deberá, por lo tanto, quedar dentro de la zona de tolerancia de coaxialidad 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).

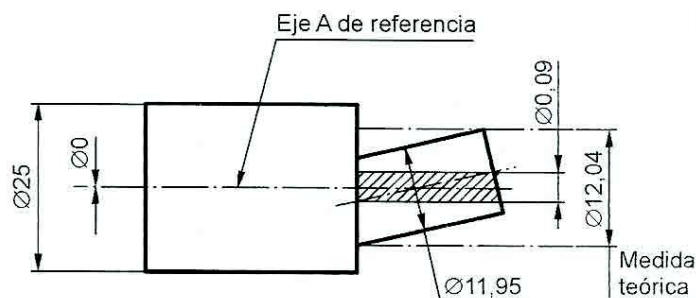


Figura 29c

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).

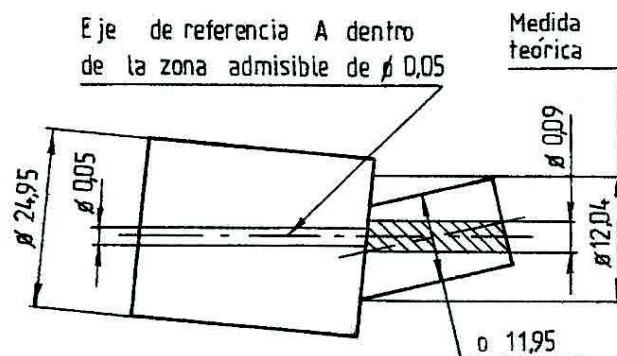


Figura 29d

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 coaxialidad según se ilustra en la figura 29e.

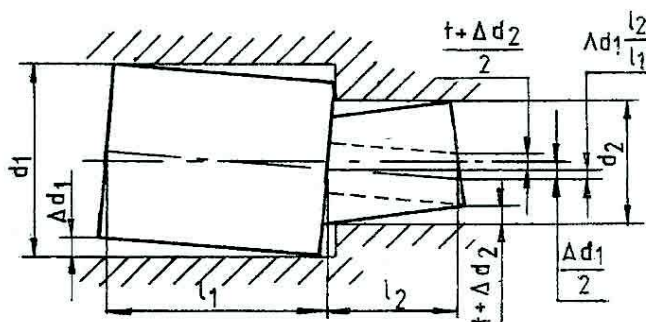


Figura 29e

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

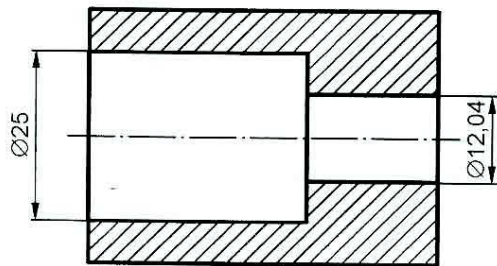


Figura 30

Anexo A (Informativo)

ANTECEDENTES

En el estudio de esta norma se han tenido en cuenta los antecedentes siguientes:

- ISO - INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION**
 ISO R/1 101 – Tolerances of form and of position – (1969) “Generalities, symbols, indications on drawings”.
 ISO R/1 660 – Tolerances of form and of position – (1971) “Practicalning and tolerancing of profiles”.
 ISO R/1 661 – Tolerances of form of position – (1971) “Practical examples of indications on drawings”.
 ISO 1 101/11 – Tolerances of form and of position (1974) “Maximun material principle”.
- AFNOR - ASSOCIATTION FRANÇAISE DE NORMALISATION**
 N F E 04-121 “Inscription des tolerances de forme et de position” (1970).
- BSI - BRITISH STANDARS INSTITUTION**
 BS 308: Part 3:1972 “Geometrical tolerancing”.
- COPANT - COMISIÓN PANAMERICANA DE NORMAS TÉCNICAS**
 COPANT 20: 11-006 (Esquema) “tolerancias de forma y tolerancias de posición” (1973).
- CETA - CENTRO DE ESTUDIOS TÉCNICOS DE AUTOMACIÓN**
 CETA 00421 “Tolerancias geométricas – Valores de las tolerancias” (1969).
 CETA 00422 “Tolerancias de posición” (1963).
 CETA 00225 “Tolerancias geométricas – Generalidades, conceptos, indicaciones de los dibujos” (1963).
 CETA 00226 “Tolerancias geométricas – Definiciones” (1963).
 CETA 00227 “Tolerancias geométricas – Tolerancias de posición circular – Definiciones” (1963).
 CETA 00228 “Tolerancias geométricas – Condición de máximo de materia en las piezas constituyentes de un ajuste” (1963).
 CETA 00229 “Tolerancias geométricas – Tolerancias de posición de concentricidad y de simetría – Cálculo de las medidas límites” (1968).
- DIN - DEUTCHER NORMENAUSSCHUSS**
 DIN 7182 “Tolerancias y ajustes – Conceptos para diferencias de forma y de posición” (1969).

INFORME TÉCNICO

De acuerdo con el plan de actualización e incorporación de normas sobre dibujos técnicos, se consideró abocarse al estudio de una que contemplara las tolerancias geométricas (tolerancias de forma y de posición). Se ha tenido en cuenta que en el medio oficial y privado, no existía una norma que respondiera a las exigencias técnicas actuales, que trata sobre la intercambiabilidad de piezas, aplicadas por la industria mecánica, especialmente las dedicadas a la fabricación de elementos mecánicos. La misma ha sido estructurada de manera tal, que permite el conocimiento previo de las diferentes definiciones sobre tolerancias geométricas, el tipo de tolerancias y las características particulares de cada una de ellas, con ejemplos para su utilización en los planos de fabricación, determinando por medio de indicadores, los símbolos para cada una de las distintas tolerancias de una manera precisa, eliminando las indicaciones escritas. Se siguió el criterio de adoptar un sentido de normalización que responda a las necesidades locales y que, a su vez, sea compatible con la normalización internacional, por lo cual esta norma responde ampliamente a lo que establecen los documentos ISO.

La experiencia adquirida en su aplicación mostró la conveniencia de hacer más explícito el apéndice por lo cual esta edición conserva los cinco capítulos de la norma original de 1978 e incluye un capítulo 6 de apéndice considerablemente aumentado con respecto al anterior, que fue aprobado en octubre de 1988 y que se considera facilitará la correcta aplicación de este documento.

Actualizada su diagramación en 2001.

Dibujo técnico

Símbolos indicadores del terminado de superficies en dibujo mecánico

Method of indicating surface texture on mechanical drawings symbols

* Corresponde a la revisión de la edición de junio de 1974.



Referencia Numérica:
IRAM 4517:1987

ICS 01.100.20
* CNA 00.00

* Corresponde a la Clasificación Nacional de Abastecimiento asignada por el Servicio Nacional de Catalogación del Ministerio de Defensa.

INTRODUCCIÓN

Los progresos experimentados en la tecnología han hecho que en especial la gran industria, sobre toda aquella que tiene desarrollada su fabricación en serie, exprese el terminado de las superficies aplicando la norma IRAM 4537, relativa a símbolos de rugosidad de superficies.

Sin embargo, todavía en nuestro país hay muchas pequeñas y medianas industrias que no tienen los medios adecuados para aplicar dicha norma y expresan el terminado de superficies en términos menos precisos.

Frente a esta situación, y luego de un cuidadoso análisis, se decidió mantener todavía esta norma, adecuadamente revisada, por un cierto lapso, hasta que la evolución de dichas empresas demuestre que ha dejado de tener actualidad, en cuyo caso se anulará.

0 NORMAS POR CONSULTAR

IRAM	TEMA
4502	Líneas
4503	Letras
4508	Rótulos
4537	Símbolos de rugosidad de superficies

1 OBJETO

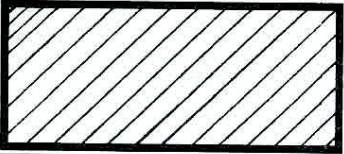
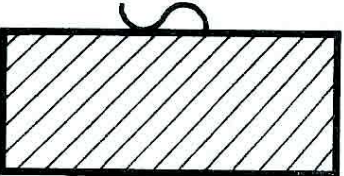
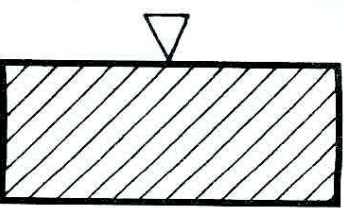
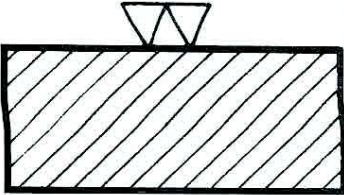
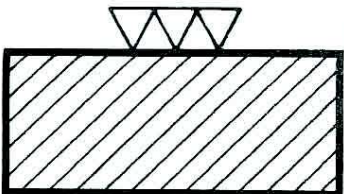
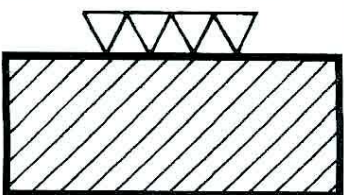
1.1 Establecer los símbolos e indicaciones escritas que deben utilizarse en dibujo mecánico para indicar el terminado de superficies.

2 CONDICIONES GENERALES

2.1 Las indicaciones de terminado de superficies se representan con los símbolos

establecidos en la tabla I. Si se considera necesario, se agregará la característica que determine el grado de terminado. La relación entre el terminado de la superficie y su rugosidad se indica en Anexos.

TABLA I

TERMINADO DE LAS SUPERFICIES	SÍMBOLO
	Sin símbolo
Superficie en bruto, como resultado del tratamiento primario: colado, forjado, etc.	
Superficie que ha de quedar en bruto, pero que debe ser cuidadosamente fabricada (forjado, fundido), o cuando ha de eliminarse por un repasado con lima o muela defectos inevitables, sin desbastar.	
Superficies desbastadas: las marcas o estrías producidas por la herramienta se aprecian claramente al tacto o a simple vista.	
Superficies alisadas: las marcas o estrías aún son visibles a simple vista.	
Superficies alisadas finamente: las marcas o estrías no son visibles a simple vista.	
Superficies superacabado: las marcas no deben ser en absoluto visibles con lupa de 10 centímetros.	

2.2 Los símbolos se colocarán en las líneas que representan la superficie correspondiente y, si ello no fuese posible, en líneas de referencia que son prolongaciones de aquellas (fig. 1).

2.3 Si el cuerpo o pieza está representado en vista o corte, los símbolos se colocarán en la vista o corte acotado (fig. 1/3).

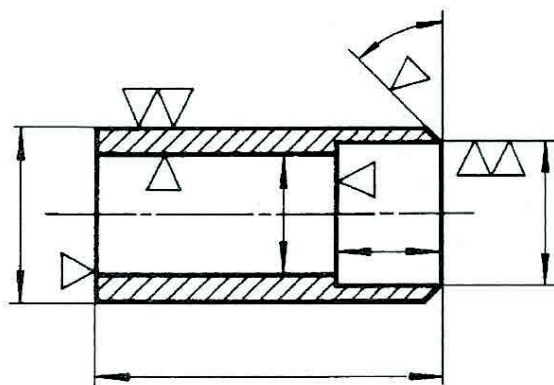


Figura 1

2.4 Si un cuerpo o pieza tiene todas sus superficies igualmente trabajadas, se colocará el símbolo común a todas en un sitio visible, preferentemente arriba y a la derecha (fig. 2).

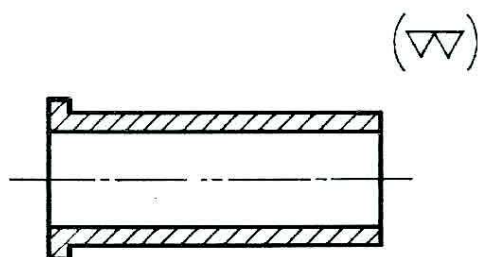


Figura 2

2.5 La indicación se refiere generalmente a toda la superficie representada por la línea sobre la que se coloca el símbolo (fig. 1), pero si la superficie trabajada tuviese terminados distintos, éstos se indicarán acotándose convenientemente (fig. 3).

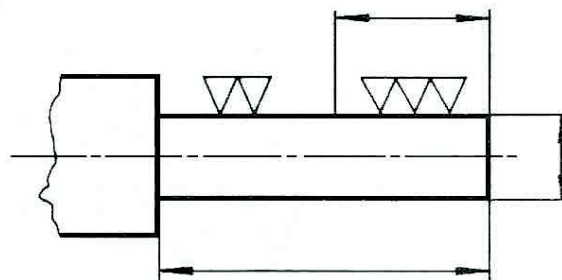


Figura 3

2.6 En caso de ser necesario agregar algunas aclaraciones escritas, se colocan sobre el símbolo, tales como rectificado, esmerilado, pulido, rasqueteado, etc. (fig. 4).

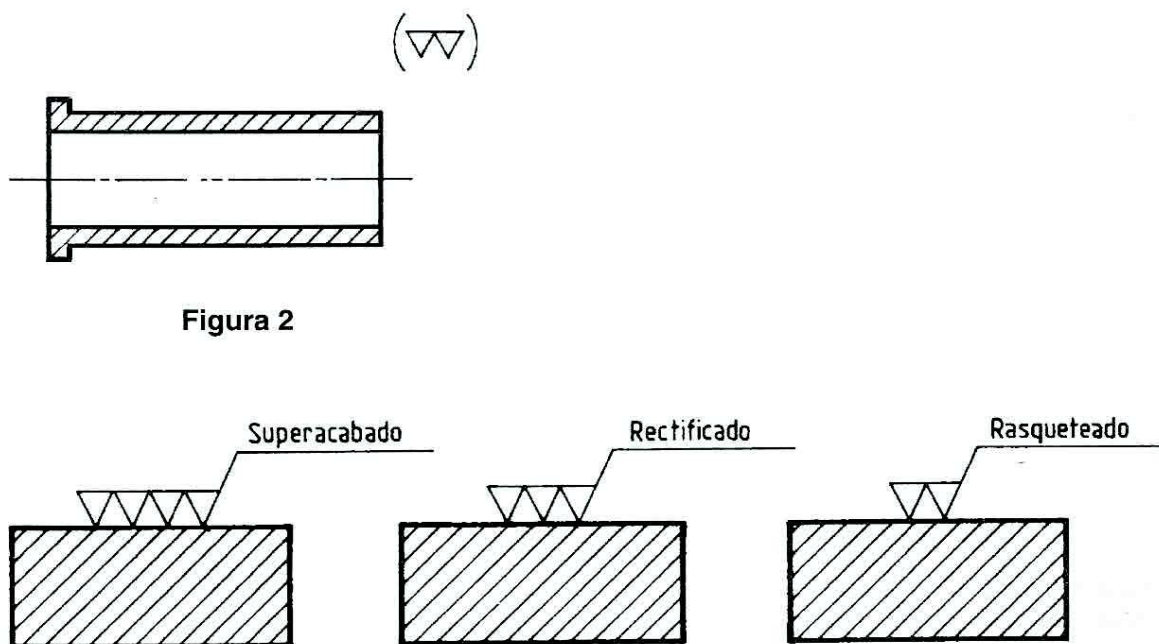


Figura 4

3 PROPORCIONES

3.1 El símbolo debe dibujarse conforme con lo indicado en la figura 5.

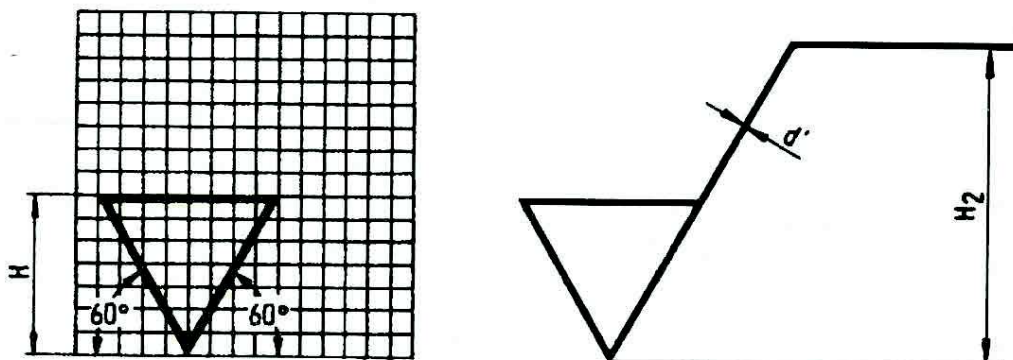


Figura 5

3.2 MEDIDAS. Los distintos tamaños por utilizar se establecen en la tabla II

TABLA II

Medidas
(mm)

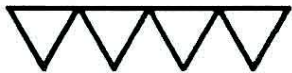
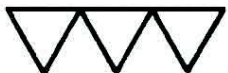
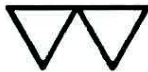
Altura de los números y de la letra mayúscula	(h)	3,5	5	7	10	14	20
Grosor del trazo de los símbolos	(d)	0,35	0,5	0,7	1	1,4	2
Altura	(H)	5	7	10	14	20	28
Altura	(H ₂)	10	14	20	28	40	56
Grosor del trazo de la escritura según norma IRAM 4503/73		Debe ser igual al de la escritura utilizada para la acotación del dibujo $d = (1/14) h$, para escritura A $d = (1/10) h$, para escritura B					

4 ANEXOS

4.1 Los grupos de valores de rugosidad, altura media aritmética h_m y su relación con los símbolos indicadores del terminado de superficies, son los indicados en la tabla III.

TABLA III

Rugosidad, Altura Media y símbolos

IRAM 4537			IRAM 4517
Grupo de valores h_m (U m)			Símbolos indicadores
0	–	0,016	
0,016	–	0,025	
0,025	–	0,040	
0,040	–	0,063	
0,063	–	0,100	
0,100	–	0,16	
0,16	–	0,25	
0,25	–	0,40	
0,40	–	0,63	
0,63	–	1,00	
1,00	–	1,6	
1,6	–	2,5	
2,5	–	4,0	
4,0	–	6,3	
6,0	–	10,0	
10,0	–	25	
25	–	63	

Anexo A (Informativo)

ANTECEDENTES

En la revisión de esta norma se han tenido en cuenta los antecedentes siguientes:

IRAM - INSTITUTO ARGENTINO DE NORMALIZACIÓN

IRAM 4517:1974 – Representación de elementos para transmisiones mecánicas.

ISO - INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION

ISO 1302 (1978) (E) – Technical drawings. Method of indicating surface texture on drawings (B.2 Proportions – B.3 Dimensions).

IRANOR - INSTITUTO NACIONAL DE RACIONALIZACIÓN Y NORMALIZACIÓN

UNE 1-037-83 – Indicación de los estados superficiales en los dibujos (B.2 Proporciones – B.3 Dimensiones).

INFORME TÉCNICO

La revisión de esta norma obedece a la necesidad de establecer grados de rugosidad, en relación con los símbolos indicadores del terminado superficial y a la determinación de la proporción de los triángulos indicadores.

Los símbolos muestran al constructor el aspecto, en el caso más desfavorable, de la superficie que ha sido señalada por triángulos. Indica al mecánico en el taller el límite de rugosidad que no debe excederse en la obtención de la superficie delimitada. Como en general es suficiente la prueba comparativa, facilita la comprobación de la calidad de superficie de fabricación y la comprensión mutua entre contratante y contratista. No obstante para una mayor exigencia y calidad del mecanizado se debe aplicar la norma IRAM 4537/74.

Actualizada su diagramación en 2001.

**NORMA
ARGENTINA**

**IRAM
4518**

Primera edición
1980-08

Dibujo técnico

Representación para construcciones de estructuras metálicas

Principles of presentation for buildings of methalical structures



Referencia Numérica:
IRAM 4518:1980

ICS 01.100.30
* CNA 00.00

* Corresponde a la Clasificación Nacional de Abastecimiento asignada por el Servicio Nacional de Catalogación del Ministerio de Defensa.

1 NORMAS POR CONSULTAR

IRAM	TEMA
4501	Definición de vistas – Método ISO (E)
4502	Líneas
4503	Letras y números
4523	Símbolos para roblones y bulones
4534	Símbolos para perfiles laminados, barras y chapas
4536	Acotaciones y símbolos para soldaduras

2 OBJETO

2.1 Establecer la representación y la forma de acotar en los planos de construcciones de estructuras metálicas donde se emplean perfiles, barras y chapas, vinculadas con roblones, bulones y soldaduras.

2.2 Se consideran, entre otros, los casos en que la construcción de estructuras metálicas se representa con los distintos elementos, armados o en conjunto, que las componen.

3 CONDICIONES GENERALES

3.1 Vistas o cortes

3.1.1 Si es necesario variar vistas o cortes para la representación y su acotación, de una parte de la construcción, por ejemplo: una viga (fig. 1), se dispondrá de la forma siguiente:

- a) la vista "C", arriba;
- b) la vista anterior, su posición normal;
- c) el corte B-B, su posición normal;
- d) la vista lateral derecha "D", a la derecha;
- e) el corte A-A, a la izquierda.

3.1.2 Las ubicaciones se refieren a la vista anterior o longitudinal de la viga. Esta disposición de vistas y cortes facilitará el aspecto general y la comprobación de la acotación en cadena, tanto en el taller como en la obra. La vista "C" de la figura 1, responde a la norma IRAM 4501.

3.1.3 La superficie del corte de los perfiles y las chapas se ennegrecerán, pero se dejarán franjas en blanco, para limitar claramente las superficies contiguas (fig. 2/3).

3.1.4 Los perfiles no ajustados a la estructura metálica se representarán dejando una pequeña separación con la parte de la construcción contigua (fig. 2).

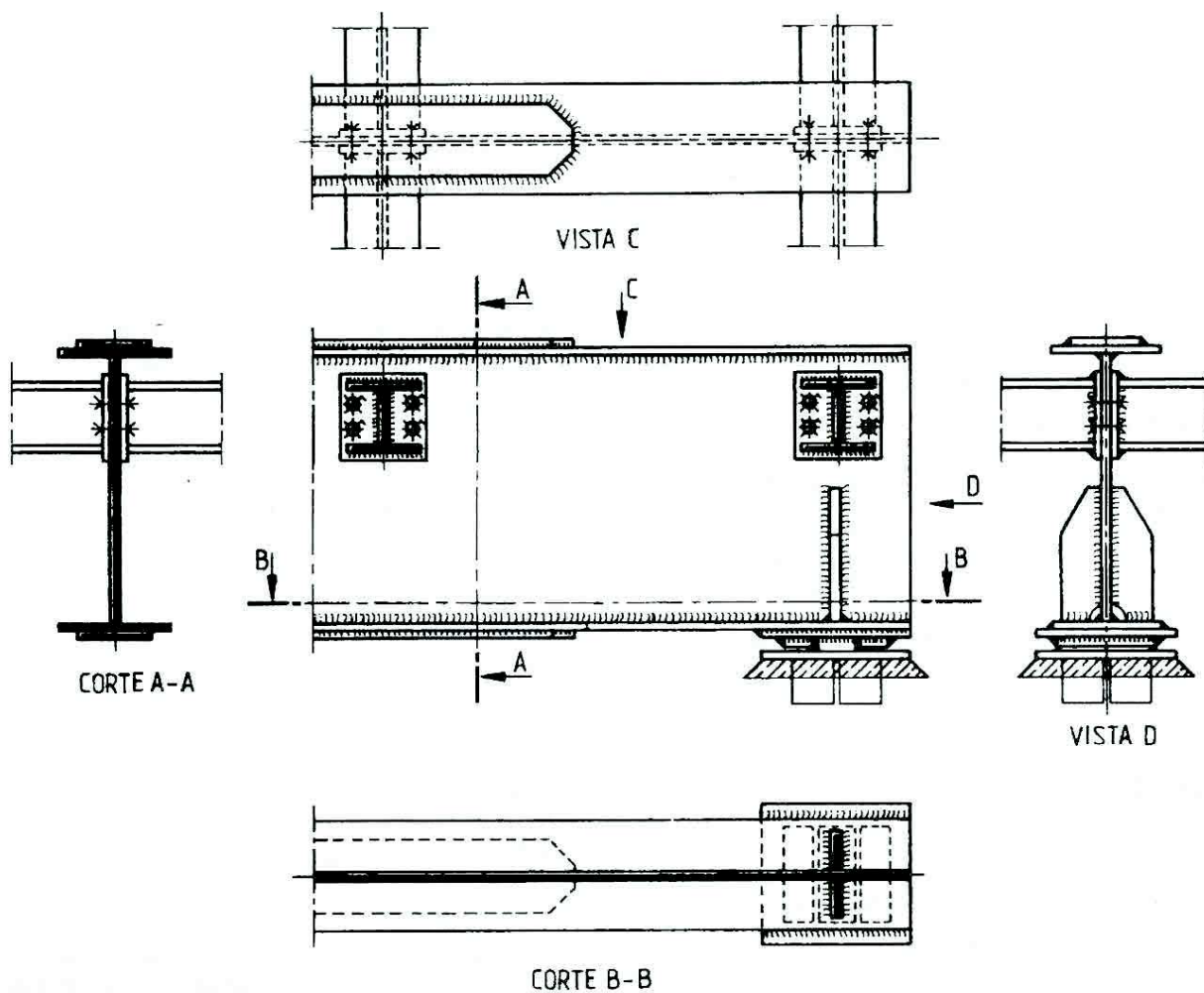


Figura 1



Figura 2



Figura 3

3.1.5 Los perfiles ajustados a la estructura metálica se prepresentarán sin separación por medio de un señalador indicando "ajustado".

3.1.6 Los perfiles según la escala de la representación podrán dibujarse con bordes o sin ellos.

3.1.7 La denominación de "suplemento" se antepondrá a las medidas de las chapas. En corte, los "suplementos" se representarán rayados o grisados (fig. 4/5).

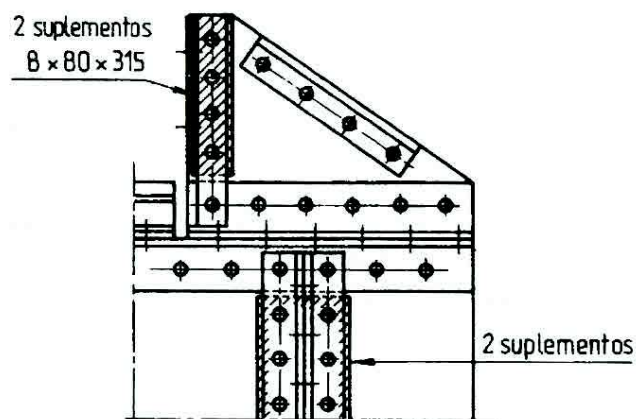


Figura 4

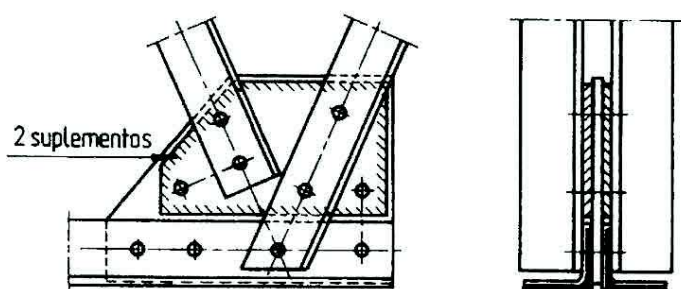


Figura 5

3.1.8 En vista se rayarán los "suplementos", cuando ello aporte mayor claridad (fig. 4). Para "suplementos" grandes, es suficiente rayar sus contornos.

3.1.9 En representaciones parciales, las líneas de interrupción serán de trazo largo y trazo corto, según la línea tipo "F" de la norma IRAM 4502 (fig. 6).

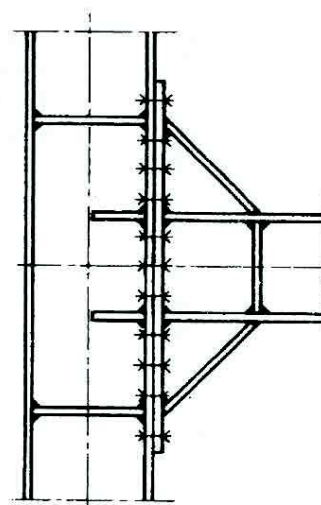


Figura 6

3.1.10 Los cortes o vistas laterales, en los que participan roblones, se representarán con línea continua, según la línea tipo "F" de la norma IRAM 4502 (fig. 7).

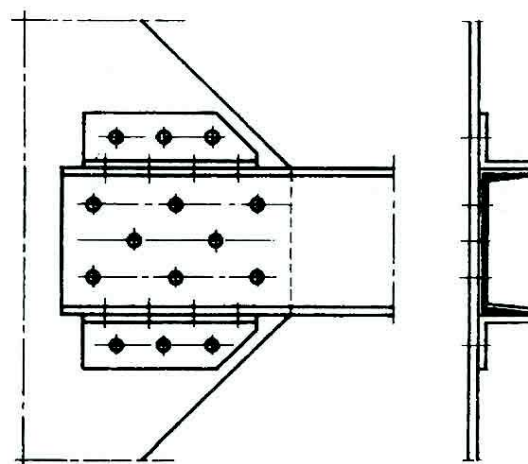


Figura 7

3.1.11 Los bulones se representarán esquemáticamente en vista lateral, con línea continua gruesa, según la línea tipo "A" de la norma IRAM 4502 (fig. 8).

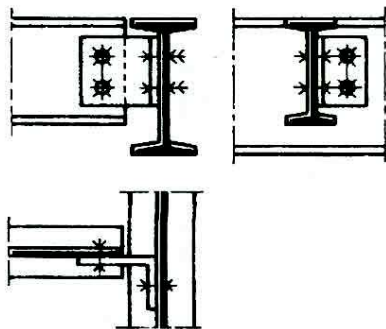


Figura 8

3.1.12 Los números correspondientes al despiece se dispondrán en lo posible, en el sentido de las agujas del reloj, a continuación de las dimensiones (fig. 9).

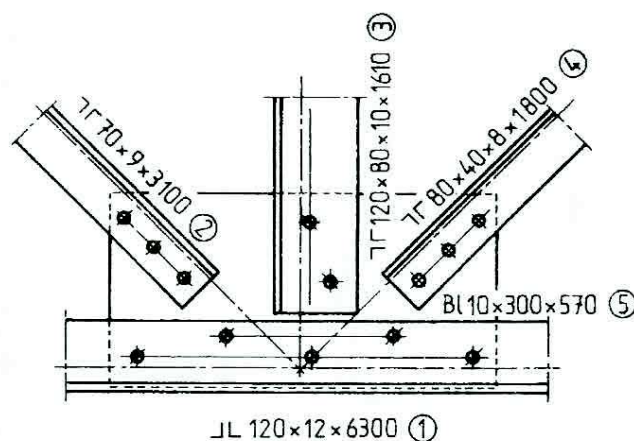


Figura 9

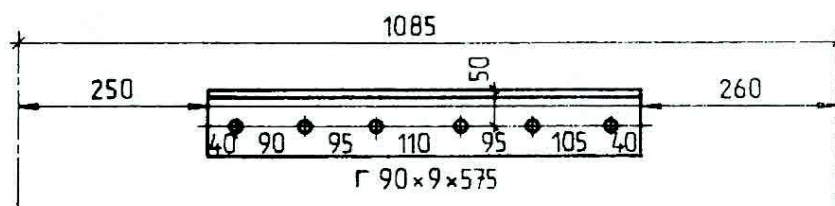


Figura 10

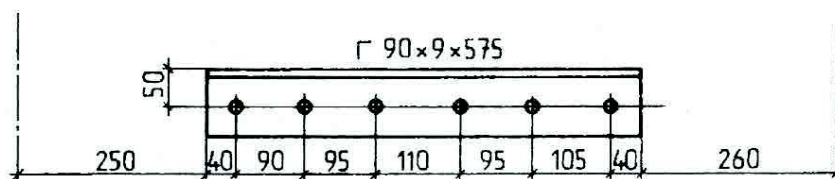


Figura 11

3.2 Acotación

3.2.1 Los símbolos de los perfiles, barras y chapas se indicarán según la norma IRAM 4534, en coincidencia con la representación de los mismos (fig. 10).

3.2.2 No es necesario trazar líneas auxiliares de cota, cuando las medidas pueden ser indicadas entre los símbolos o los extremos de perfiles o los puntos del sistema (fig. 10).

3.2.3 En los extremos de las líneas de cota pueden utilizarse rayas oblicuas, puntos o flechas, según sea necesario (fig. 10/12).