

Tolerancias Geométricas

INTRODUCCIÓN.

En la exposición de este tema se va a seguir básicamente la norma ISO 1101:2012 “Geometrical product specifications (GPS) - Geometrical tolerancing - Tolerances of form, orientation, location and run-out”.

Dada la importancia y amplitud del tema hay toda una familia de normas denominada “Especificación Geométrica de producto” GPS que tiene por objeto estructurar y ordenar las normas que diversos comités técnicos de ISO preparaban y publicaban a medida que surgían necesidades específicas. De esta forma se evitan enfoques diferentes y contradicciones entre ellas y se detectan algunas lagunas que pudieran quedar sin analizar.

La norma UNE-CR-ISO 14638:2005 en su introducción expone que “las especificaciones geométricas de productos, GPS, se ocupan de definir, por ejemplo, sobre un plano de fabricación, la forma (geometría), dimensiones y características superficiales de una pieza, con objeto de garantizar un funcionamiento óptimo de ésta, junto con la variación permitida en torno a la definición óptima, de forma que se siga garantizando el cumplimiento de la funcionalidad requerida.

En los procesos de fabricación nunca se obtienen piezas perfectas, apareciendo siempre desviaciones respecto a los valores óptimos, y entre las propias piezas.

Las piezas se miden con objeto de comprobar el cumplimiento o no de las especificaciones.

Es necesario establecer la relación existente entre:

- la pieza creada por el diseñador;
- la pieza fabricada;
- y la pieza efectivamente medida.

Para poder establecer esta relación y lograr una interpretación común, se han desarrollado normas en el campo GPS que definen conceptos básicos, representaciones simbólicas, principios de medida, etc.

Consciente de este hecho, el grupo de armonización conjunto ISO/TC 3 “Límites y ajustes”, ISO/TC 10/SC 5 “Cotas y tolerancias” e ISO/TC 57 “Metrología y propiedades de las superficies” (identificado como ISO/TC 3-10-57/JHG), se encargó de armonizar las normas de estos tres comités técnicos, y decidió estructurar las normas GPS siguiendo un esquema general válido para cualquier trabajo futuro.”

La norma UNE-CR-ISO 14638:2005 tiene por objeto presentar una visión de conjunto de la normalización internacional en el campo de la especificación geométrica de productos (GPS) y proporciona un esquema general en el que se engloban tanto las normas existentes como las futuras, indicándose en cada norma GPS su ubicación en dicho esquema. Se presenta la matriz GPS en la fig.1.

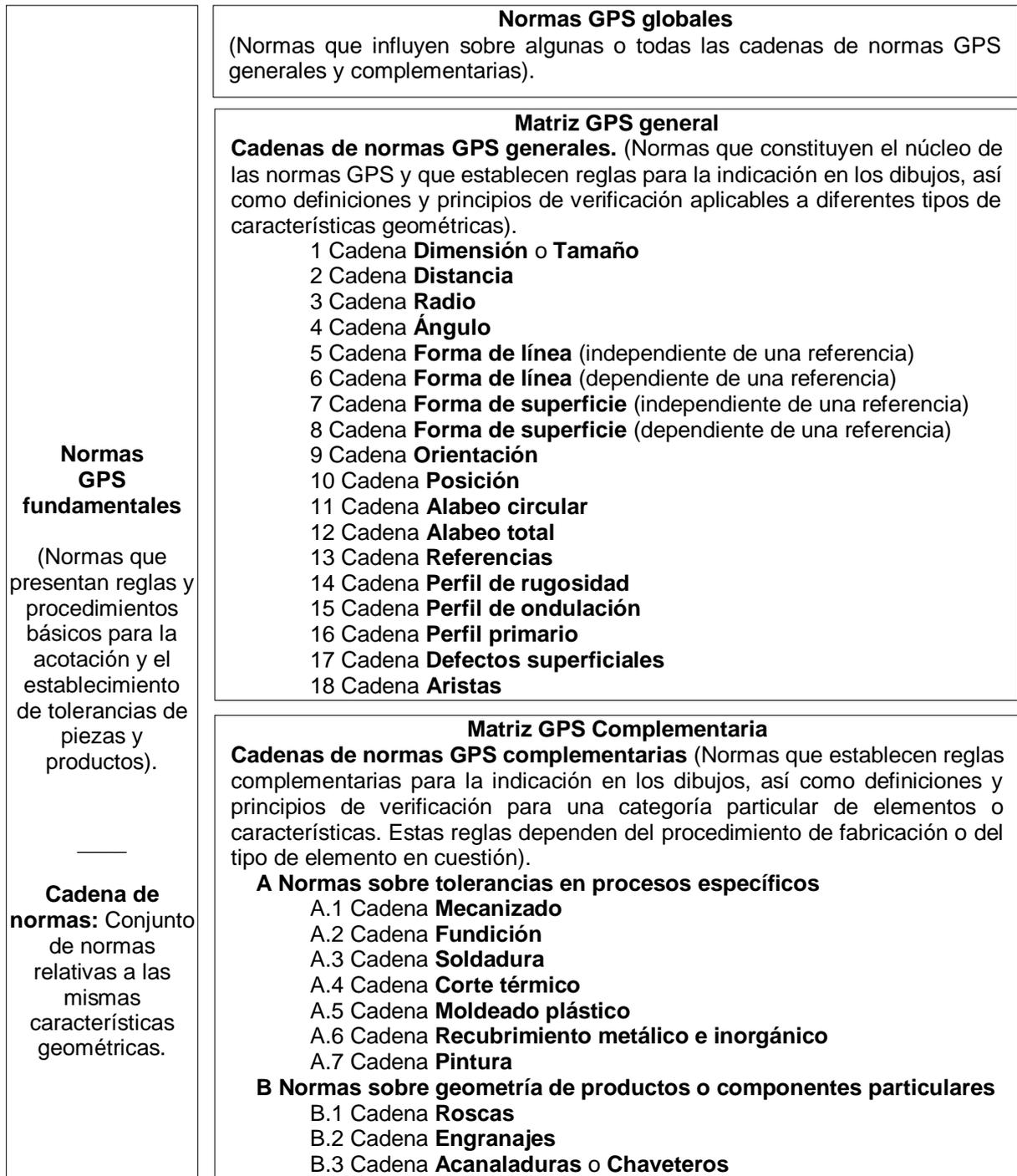


Fig. 1 – Matriz GPS. Vista de conjunto del esquema general GPS.

Las **tolerancias geométricas** complementan las especificaciones que se dan con las tolerancias dimensionales o con el acabado superficial y tienen que ver con los aspectos funcionales del producto. Cuando se trata de definir dicho producto, en muchos casos no es suficiente con asignar dichas tolerancias y es preciso delimitar las desviaciones de ciertas características geométricas que influyen en su funcionamiento, como son la perpendicularidad, la posición, la planitud, etc.

En la tabla I se indican los **tipos de tolerancias** geométricas que se definen, clasificándose en tolerancias de: forma, orientación, localización y alabeo. Las tolerancias de forma, no llevan referencia asociada. Las demás deben estar asociadas a una referencia (excepto la de posición). Una **referencia** es una línea o plano con respecto al cual se define la tolerancia.

Tabla 1. Tipos de tolerancias geométricas:

Referencia	Tipo de tolerancia	Características	Símbolo
Elementos simples Sin referencia	- Forma	Rectitud	—
		Planitud	
		Redondez	
		Cilindricidad	
Elementos simples (de forma) o asociados, (Orientación, Situación) Sin / con referencia	- Forma	Forma de una línea	
	- Orientación - Situación	Forma de una superficie	
Elementos asociados. Con referencia	- Orientación	Paralelismo	//
		Perpendicularidad	
		Inclinación, angularidad	
	- Situación	Posición (con o sin referencia)	
		Concentricidad / Coaxialidad	
		Simetría (Plano)	
	- Alabeo, Oscilación	Alabeo Radial.	
		Alabeo Axial.	

Las tolerancias referentes a la forma de una línea \frown o a la forma de una superficie \cap , pueden ser de forma, en cuyo caso no llevan referencia asociada, o de orientación o localización, en cuyo caso lleva referencia.

En la tabla II, los dos primeros símbolos son los que se utilizan para designar la tolerancia geométrica. Los demás símbolos se consignan en casos en los que las especificaciones sean más estrictas o concretas.

Tabla II. Símbolos adicionales:

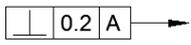
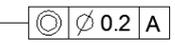
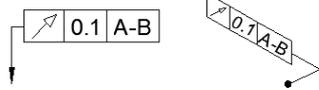
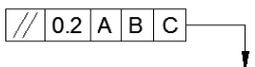
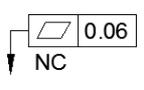
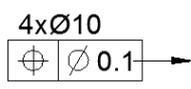
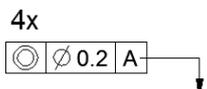
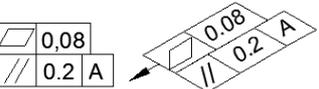
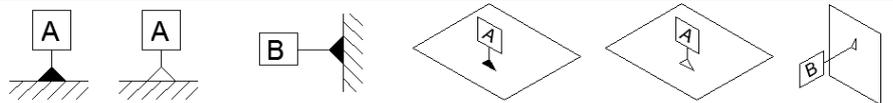
Descripción	Símbolo	Referencia
Indicación del elemento de tolerancia		ISO1101
Indicación del elemento de referencia		ISO 1101
Indicación de referencia parcial		ISO 1101
Dimensión teóricamente exacta		ISO 1101
Característica media del elemento (centro, eje, plano medio)		ISO 1101
Zona de tolerancia desigualmente dispuesta	UZ	ISO 1101
Entre		ISO 1101
De ... hasta		ISO 1101
Zona de tolerancia proyectada		ISO 1101 UNE 1157
Requisito de máximo material		ISO 1101 UNE 1121-2
Requisito de mínimo material		ISO 1101 UNE-EN-ISO 2692
Condición de estado libre (piezas no rígidas)		ISO 1101 ISO 10579
Aplicación a todo el perfil		ISO 1101
Condición de envolvente		ISO 1101 UNE 1149
Zona común	CZ	ISO 1101
No convexo	NC	ISO 1101
Cualquier sección transversal	ACS	ISO 1101
Dirección de la tolerancia		ISO 1101
Todo el perímetro		ISO 1101
Plano intersección sobre el que se sitúa la tolerancia		ISO 1101
Plano de referencia		ISO 1101

CONSIGNACIÓN DE LA TOLERANCIA Y REFERENCIA.

Para consignar la tolerancia se utiliza el símbolo para la “indicación del elemento de la tolerancia”, que es un rectángulo con al menos dos casillas:

- La primera para el símbolo de la tolerancia y
- La segunda para el valor de la tolerancia, en las mismas unidades que las de acotación. Puede ir precedido de “ \emptyset ”, ó “**S** \emptyset ” si es circular, cilíndrica o esférica.
- Las restantes casillas, que pueden ser 1, 2 ó 3, son para indicar las referencias primaria, secundaria y terciaria.

Tabla III. Aplicación del símbolo para indicar la tolerancia geométrica y la referencia.

 <p>1. Tolerancia de forma</p>	 <p>2. Tolerancia de orientación con una referencia</p>	 <p>3. Tolerancia de situación con una referencia y símbolo de \emptyset</p>
 <p>4. Tolerancia de alabeo con dos referencias simultáneas</p>	 <p>5. Tolerancia de orientación con tres referencias</p>	 <p>6. Tolerancia de forma con indicación adicional (no convexa)</p>
 <p>7. Tolerancia de situación referida a más de un elemento geométrico</p>	 <p>8. Tolerancia de situación referida a más de un elemento geométrico</p>	 <p>9. Especificación de más de una característica por elemento geométrico</p>
		

La “indicación del elemento de referencia” (tabla III) se indica mediante un recuadro y la denominación de la referencia. Se muestra la forma de indicarlo en 2D y en 3D.

ACOTACIÓN E INDICACIÓN DE LA TOLERANCIA Y LA REFERENCIA EN EL DIBUJO.

En la figura 1, se muestra la forma de acotar la tolerancia geométrica en la representación bidimensional en 2D y tridimensional en 3D. Las tolerancias geométricas que se representan en la figura 1 afectan a la superficie que señala, para ello, la flecha de la cota ha de estar sobre dicha superficie o sobre la línea de cota, pero **sin coincidir** con la cota dimensional. Se incluye la representación en 3D, que se detalla posteriormente.

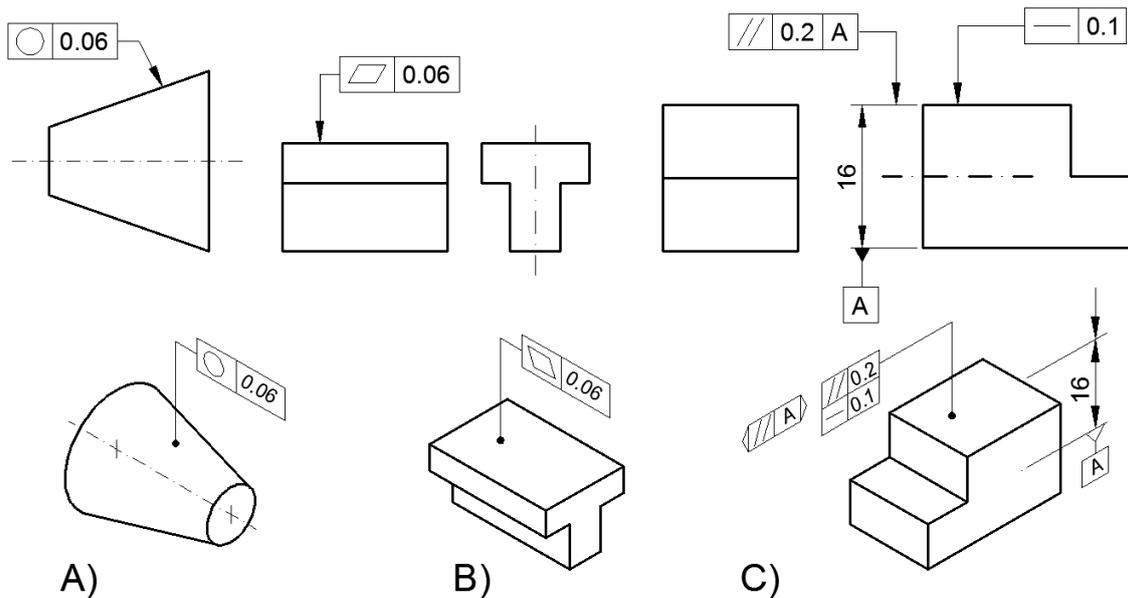


Figura 1. Acotación de tolerancias geométricas. Superficies.

Otra forma de señalar la zona de tolerancia afectada (figura 2 A) es indicando determinadas superficies de la pieza, pero es importante que estén bien delimitadas. Si sólo afecta a una zona de una superficie y no está delimitada por aristas, se puede señalar el límite con una línea de eje con trazo grueso, rayando y acotando la zona afectada, para que quede bien definida.

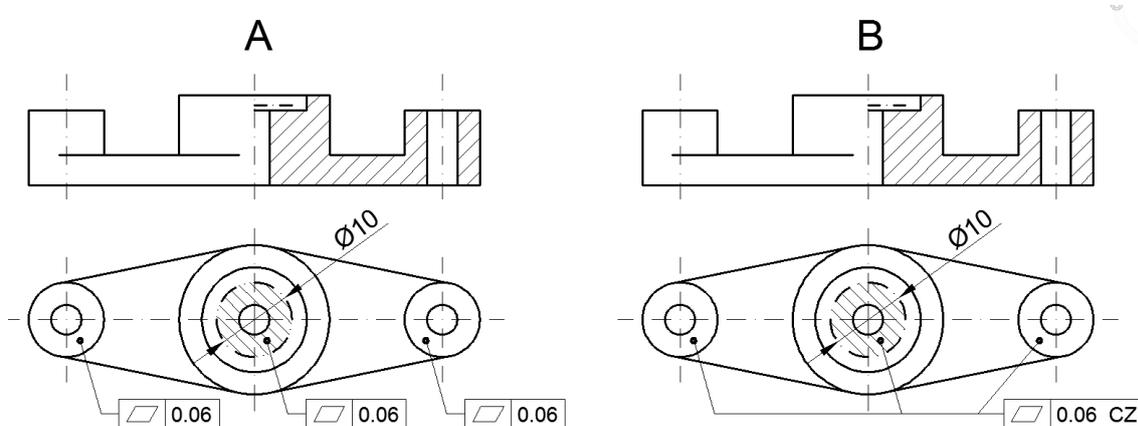


Figura 2. Acotación de tolerancias geométricas. Superficie.

Cuando una tolerancia se aplica a varios elementos o características que están separadas pero se consideran como una sola, se denomina **tolerancia común**, la cual se indica mediante el símbolo **CZ** tras la tolerancia (figura 2 B).

En el caso de las piezas de la figura 3, se designa la tolerancia **coincidiendo** con la cota simétrica dimensional, lo que implica que la tolerancia geométrica afecta al eje (figuras A) y B) o al plano de simetría (figura C). Se puede emplear la misma flecha de cota para ambas tolerancias (B,C).

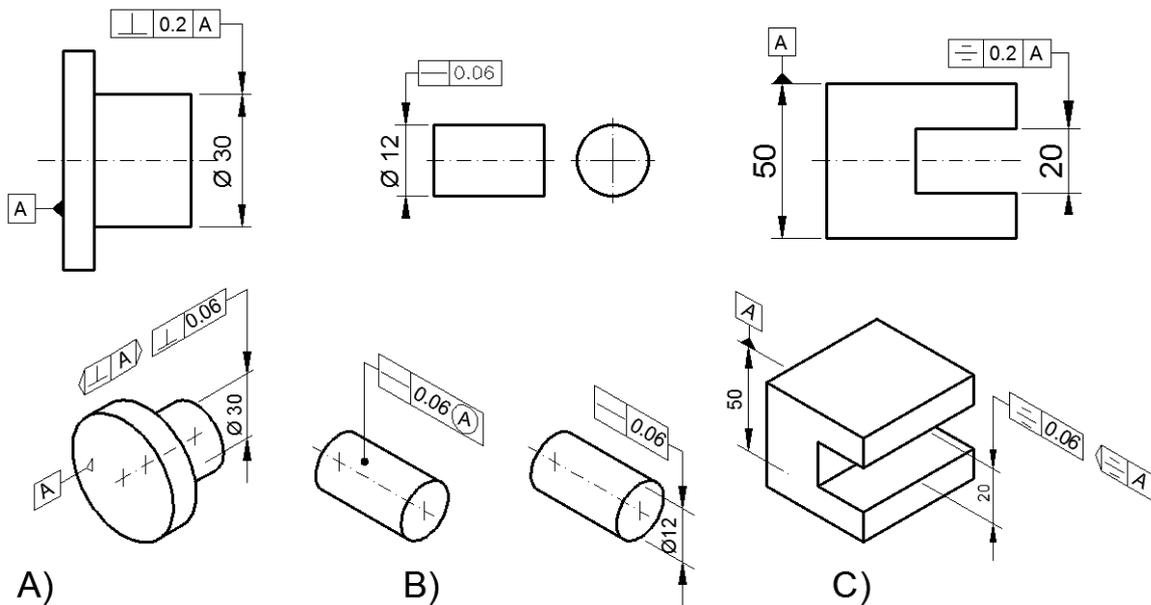


Figura 3. Acotación de tolerancias geométricas. Eje o plano de simetría.

Las referencias de las tolerancias geométricas (figura 4) se indican siguiendo el mismo criterio que para las tolerancias geométricas, diferenciándose de éstas en que el extremo es un **triángulo** con base en la línea de referencia o elemento de la figura (tabla III).

Las referencias de la figura 4.1 y 4.2 se refieren a planos, en el primero es el plano de la base y en el segundo, es el plano de simetría o el plano superior, según esté situada la referencia, alineada con la cota o no. La 4.3 y 4.4 se refieren al eje de un cilindro macizo o hueco. Las tres últimas se refieren a puntos, que son centros de círculos o esfera. La 4.5 y 4.6 la referencia es el centro del círculo correspondiente a la sección indicada, y la 4.7 es el centro de la esfera.

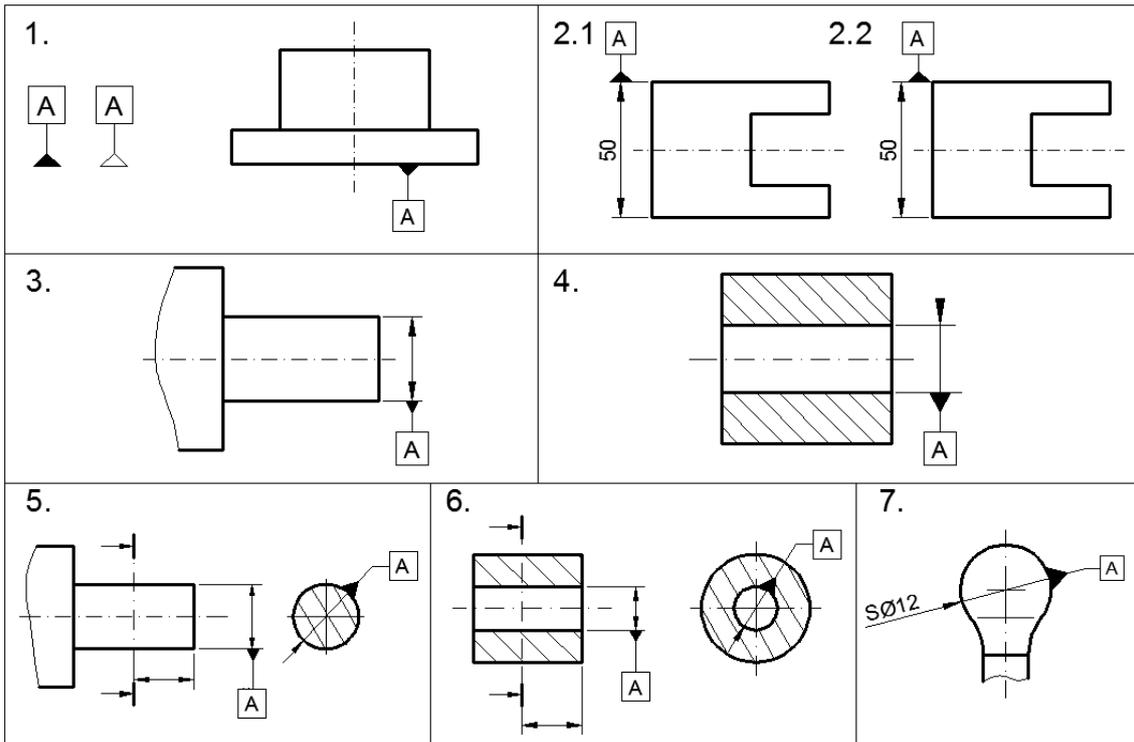


Figura 4. Acotación de la referencia de tolerancias geométricas.

Los símbolos adicionales de la tabla IV surgen para su aplicación en dibujos en 3D. Se muestran las tolerancias geométricas en las que se aplican.

El símbolo sobre la “dirección de la tolerancia” (figura 5 B) se utiliza para un fin muy específico, en el que se trata de especificar que la tolerancia geométrica de la forma alabeada se refiere a una dirección determinada (50°) y no a la envolvente de esferas (normal a la superficie) como en la figura 5 A.

Tabla IV. Símbolos adicionales para consignar la referencia geométrica en 3D.

Dirección de la tolerancia	← \parallel B ← \perp B ...	ISO 1101
Todo el perímetro	○ \parallel A ○ \perp B ...	ISO 1101
Plano intersección sobre el que se sitúa la tolerancia	◁ \parallel A ▷ \perp B ▷ \equiv B	ISO 1101
Plano de referencia	◁ \parallel B ▷ ▷ \angle A ▷ ▷ \perp C ▷	ISO 1101

El símbolo sobre “todo el perímetro” (figura 8 B, C) se aplica para indicar que la tolerancia geométrica de forma afecta a todo el perímetro.

El símbolo “plano intersección sobre el que se sitúa la tolerancia” (figura 8 A, B), da la orientación del plano en el que se manifiesta la tolerancia.

El símbolo “plano de referencia”, es de uso más generalizado, ya que en 3D no quedan definidas las orientaciones con tanta claridad como en 2D. Cuando sea conveniente se pueden utilizar en 2D. Deben utilizarse cuando la característica de la tolerancia es un centro, eje o plano de simetría, cuando la zona de tolerancia está delimitada por planos paralelos y cuando su orientación se refiere a otro plano de la pieza. Se aplica con las tolerancias que se indican en la tabla IV (figuras 1C, 3 A, C y 7).

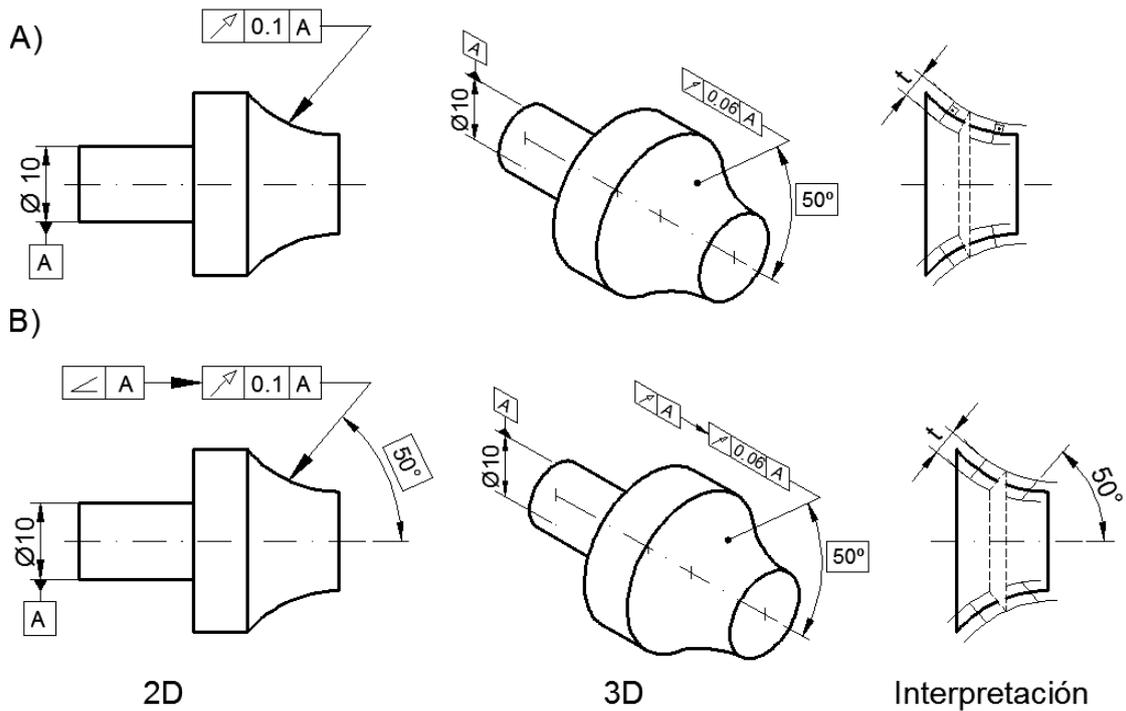


Figura 5. A) Alabeo radial en dirección perpendicular a la superficie. B) Con determinado ángulo.

ZONA DE TOLERANCIA.

Según sea la tolerancia geométrica indicada y la referencia, se determina la zona de tolerancia que le corresponde. En las figuras 6, 7 y 8, se ilustran algunos ejemplos que muestran como son dichas zonas y la interpretación de los diversos símbolos empleados.

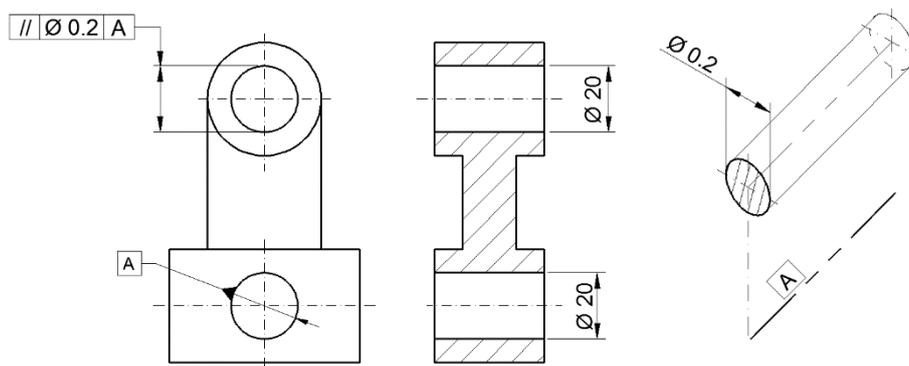


Figura 6. Zona de tolerancia e interpretación de la acotación aplicada.

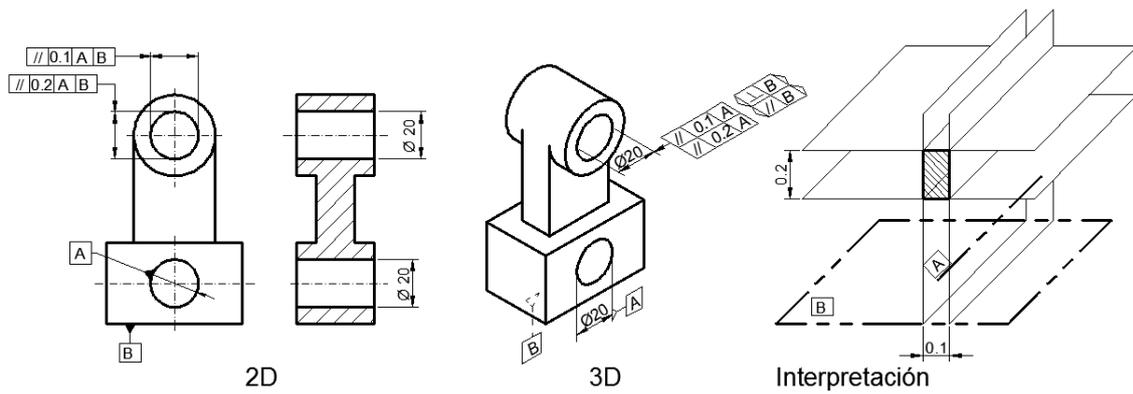


Figura 7. Zona de tolerancia e interpretación de la acotación aplicada.

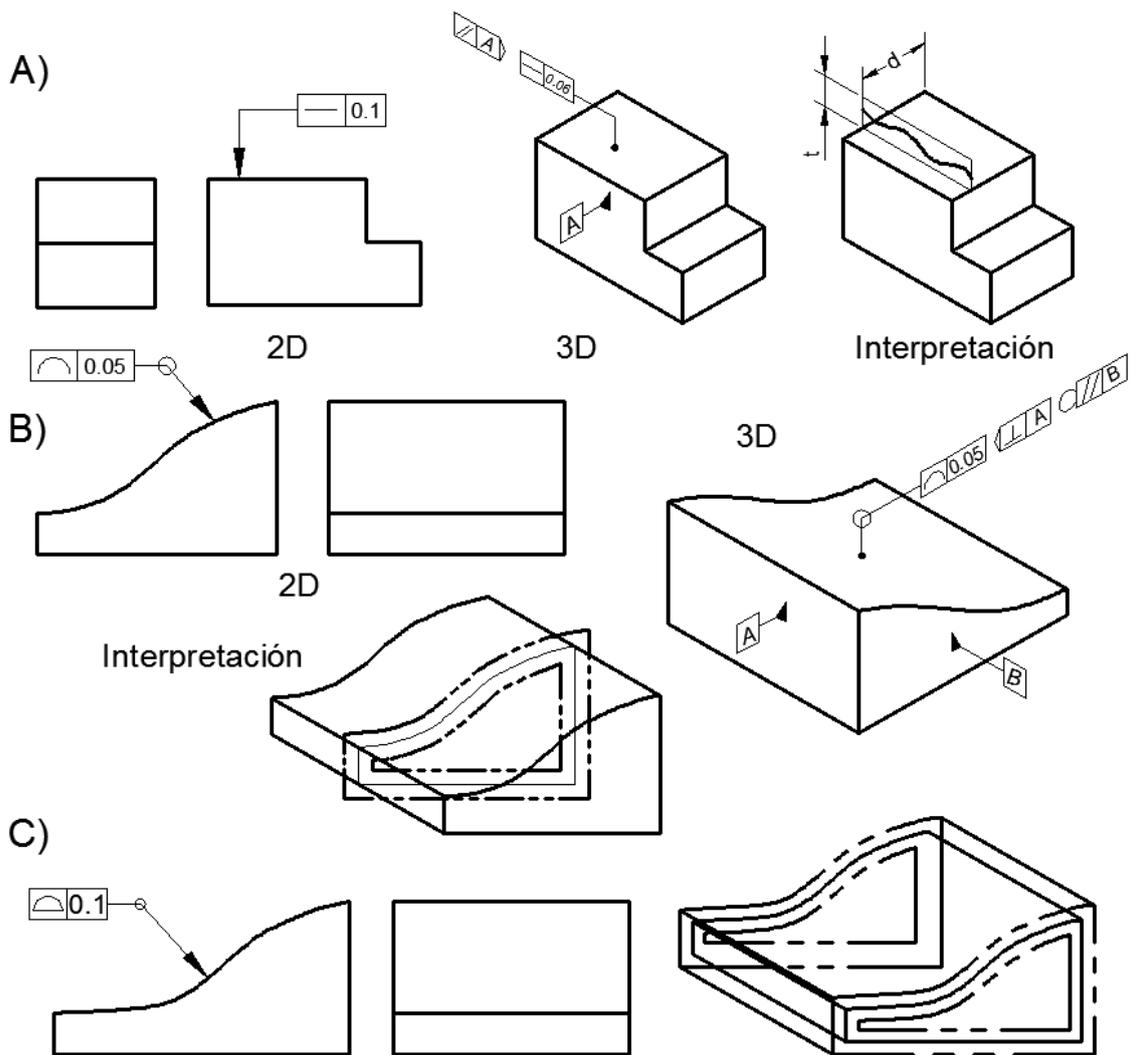


Figura 8. Zona de tolerancia referida a arista o al contorno de la vista (las caras laterales no se incluyen). A) Rectitud, B) forma de línea, C) forma de superficie.

FORMA DE INDICAR LAS TOLERANCIAS GEOMETRICAS.

Tolerancias de Forma		
Rectitud		Una línea contenida en la superficie superior paralela al plano de proyección sobre el que se da la inclinación, debe estar contenida entre dos líneas paralelas distantes en $t=0.1$ (d es cualquier distancia).
		Cualquier generatriz del cilindro ha de estar comprendida entre dos rectas // separadas entre sí 0.06 mm
		El eje del cilindro ha de estar comprendido en una zona cilíndrica de diámetro 0.06 mm
Planicidad		La superficie debe estar comprendida entre dos planos // separados entre sí, 0.06 mm
Redondez		El contorno del cono debe estar comprendido entre dos circunferencias separadas entre sí 0.06 mm
Cilindricidad		La superficie considerada debe estar comprendida entre dos cilindros coaxiales separados entre sí 0.07 mm.
Forma de una línea cualquiera		La línea debe estar comprendida entre dos líneas envolventes de círculos de diámetro $t=0.05$ cuyos centros están situados sobre una línea con la forma geométrica teórica.
Forma de una superficie cualquiera		La superficie debe estar comprendida entre dos superficies envolventes de esferas de diámetro $t=0.2$ cuyos centros están situados sobre una superficie con la forma geométrica correcta.

Tolerancias de Posición

Paralelismo		<p>El eje superior debe estar comprendido entre dos rectas separadas entre sí 0.2 mm. //al eje inferior A.</p>
Perpendicularidad		<p>El eje del cilindro debe estar comprendido en una zona cilíndrica de 0.2 mm. de diámetro perpendicular a la superficie A.</p>
Inclinación		<p>La superficie inclinada debe estar comprendida entre dos planos // entre sí, separados 0.1 mm, e inclinados 30° respecto al plano A.</p>
Posición		<p>El eje de cada taladro debe estar situado dentro de un cilindro de diámetro igual a la tolerancia (0.1) estando el eje de dicho cilindro en las posiciones teóricamente exactas.</p>
Concentricidad Coaxialidad		<p>El eje del cilindro menor es coaxial respecto al eje de referencia (del cilindro mayor) y debe estar dentro de un cilindro de diámetro $t=0.2$ cuyo eje coincide con la referencia.</p>

Tolerancias de Posición

Simetría		<p>El plano de simetría de la ranura debe estar contenido entre dos planos paralelos separados 0.2 mm y colocados simétricamente respecto al plano de simetría indicado por la referencia A</p>
Alabeo Oscilación circular (radial)		<p>La tolerancia de oscilación radial no debe sobrepasar más de 0,1 mm en cualquier plano de medición, durante una vuelta completa, alrededor del eje de referencia A o A-B.</p>
Alabeo Oscilación Total (radial)		<p>La tolerancia de oscilación total radial no debe sobrepasar más de 0,1 mm, en cualquier punto de la superficie especificada, durante varias revoluciones alrededor del eje de referencia A-B, y con movimiento axial relativo entre la pieza y el instrumento de medida.</p>
Alabeo Oscilación Total (axial)		<p>La superficie extraída (real) debe estar contenida entre dos planos paralelos distantes en $t=0,1$ que son perpendiculares al eje de referencia A</p>

REFERENCIA COMÚN Y DEFINIDAS POR MÁS DE UN ELEMENTO.

Una referencia común es cuando se obtiene la referencia a partir de dos elementos simultáneamente. Así en la figura 9, para determinar el alabeo del cilindro principal, la referencia es el eje común a los cilindros que envuelven a las referencias A y B.

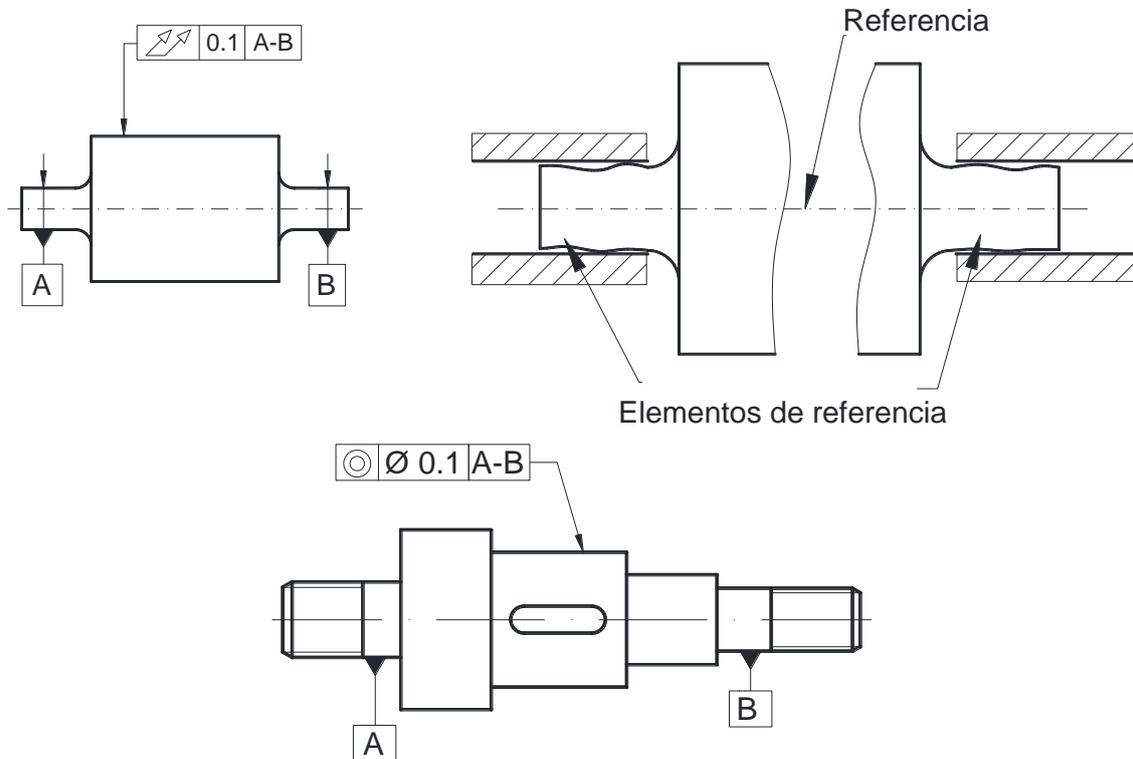


Figura 9. Referencia común.

En el caso de que se den más referencias, se indican en su casilla correspondiente, según se muestra en la figura 9, (o también en las figuras 3, 5, 6 y 7). Se ha de tener en cuenta que el orden de las referencias es importante, como se ve en los casos que se presentan en la figura 10. En la figura 11 A y C, el orden de las referencias es A, B y en la 11 B y D, el orden es B, A, siendo las zonas de tolerancia diferentes en cada caso. En la figura 11 C y D, la referencia A es el plano horizontal, y la referencia B es el eje del mayor cilindro inscrito, perpendicular a A.

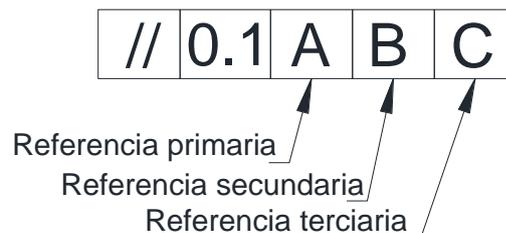


Figura 10. Referencias definidas por más de un elemento.

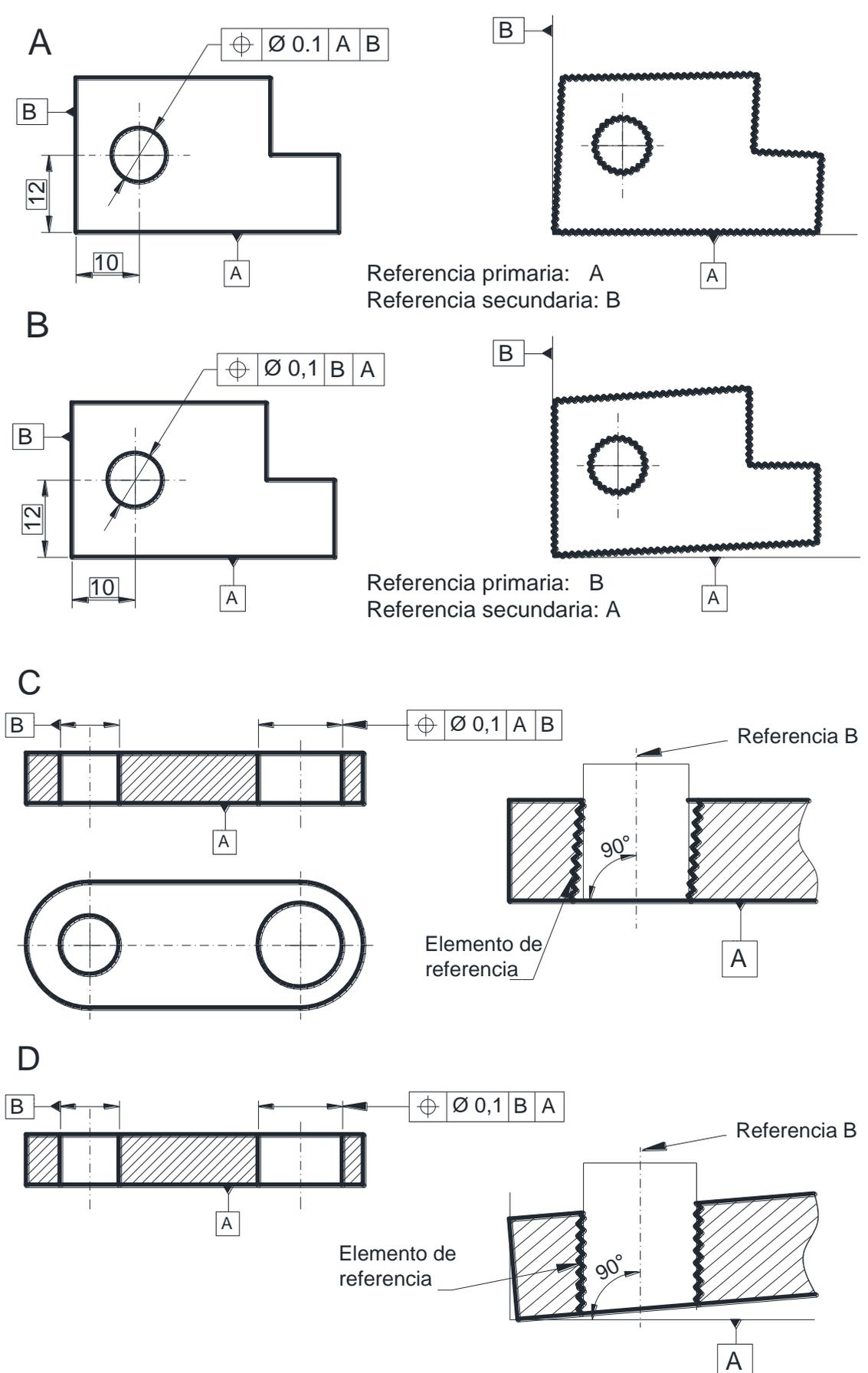


Figura 11. Orden de las referencias definidas por más de un elemento

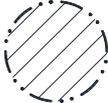
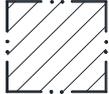
REFERENCIAS PARCIALES.

Cuando el elemento de referencia, que generalmente es un plano o una línea, puede desviarse de forma significativa de su forma ideal, puede suceder que al realizar la verificación geométrica, los resultados obtenidos varíen de forma importante en diferentes mediciones y no sea posible repetir la medida con unos resultados coherentes.

Para solventar este problema, se definen las **referencias parciales**, (UNE 1128-95), de modo que se establecen:

- 3 para la referencia primaria
- 2 para la referencia secundaria y
- 1 para la referencia terciaria.

Una referencia parcial es:

- Un punto. 
- Una recta, que se indica por dos puntos unidos por línea continua fina. 
- un área que se indica por una superficie rayada limitada por una línea fina de trazo y dos puntos.  

Las referencias parciales se anotan según se indica en la tabla II:  en las cuales, el semicírculo superior está vacío cuando señala un punto o recta y si es un área se indica el diámetro o el producto de sus lados. En el caso que no cupiese, se puede indicar en el exterior, de acuerdo con lo indicado en la figura 12. El semicírculo inferior se reserva para una letra que representa el elemento de referencia y una cifra que es el número de referencia parcial.

En la figura 13 se presenta un ejemplo de aplicación con diferentes tipos de referencias parciales aplicadas a las respectivas referencias.

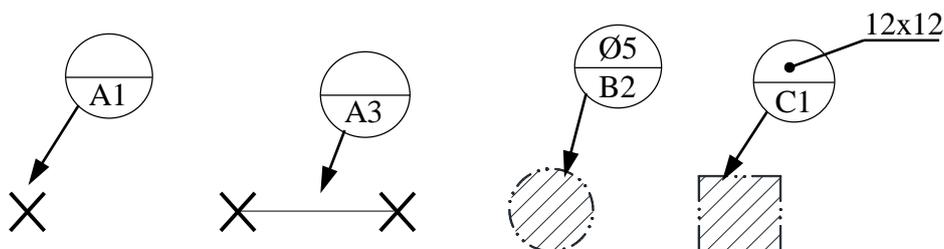


Figura 12. Referencias parciales.

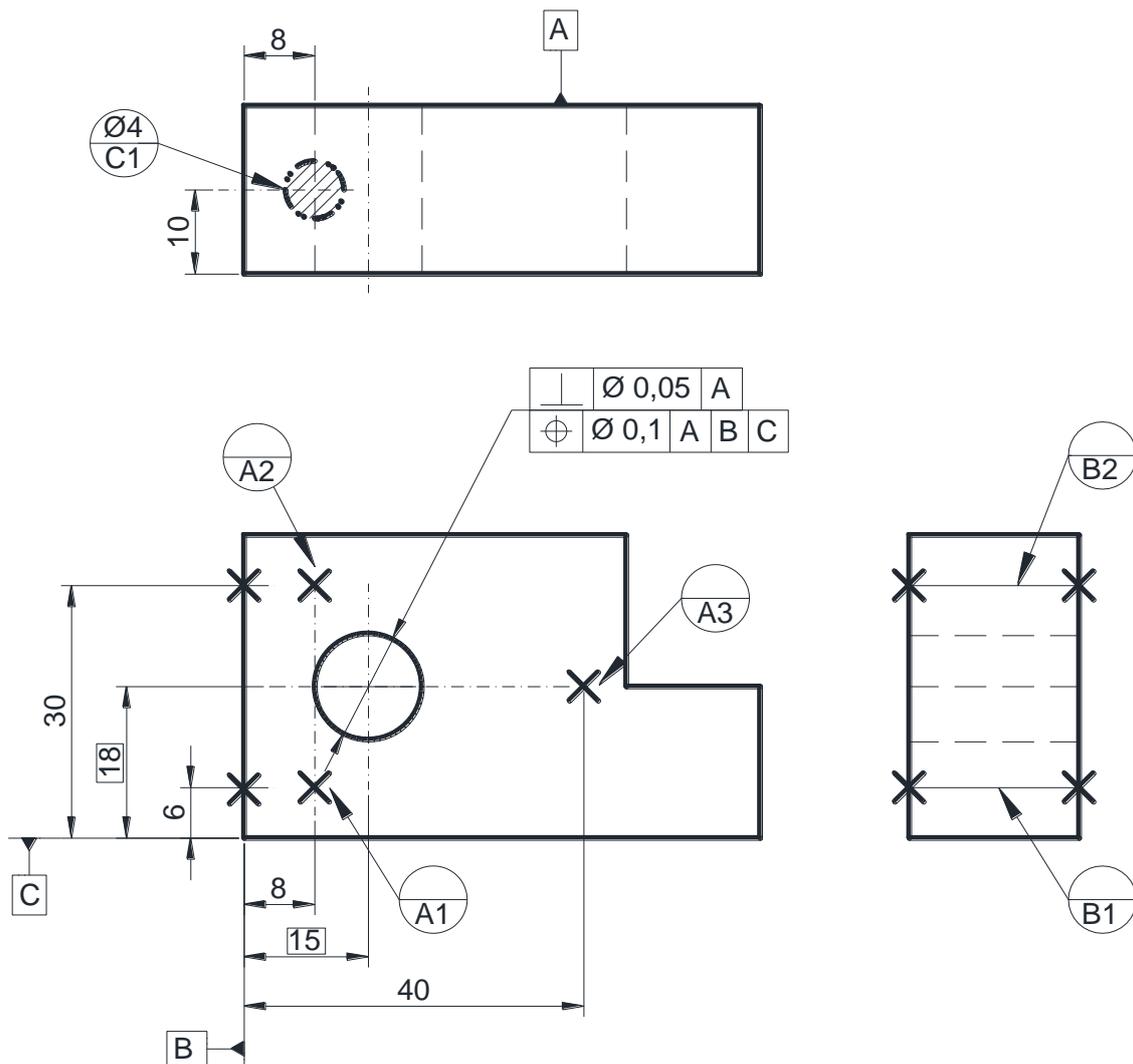


Figura 13. Referencias parciales. Ejemplo de aplicación.

Se observan algunas cotas en la figura 13 y en otras, que están dentro de un recuadro, son **medidas teóricamente exactas** y no llevan tolerancia asociada.

Se denominan **dimensiones teóricamente exactas (TED)**, las dimensiones que definen la situación, orientación o perfil de un elemento o grupo de elementos geométricos a los que se aplican tolerancias de situación, de orientación o de perfil, respectivamente. (Ya que no tiene sentido asignar una tolerancia dimensional en el "interior" de una tolerancia geométrica).

Las dimensiones teóricamente exactas, TED, también se aplican a las dimensiones que definen la orientación relativa de las referencias de un sistema.

RELACIÓN ENTRE LAS TOLERANCIAS DIMENSIONALES Y LAS GEOMÉTRICAS.

PRINCIPIO DE INDEPENDENCIA.

Este principio fundamental, tiene en cuenta que las cotas y tolerancias dimensionales y geométricas que se indican en un dibujo, afectan sólo a lo que éstas señalen, al margen de las demás, es decir, no se deben considerar relacionadas con otras. (UNE 1149:90)

Pero en la realidad la tolerancia dimensional está relacionada con las de forma, orientación o posición, por lo que ha de tenerse en cuenta la dependencia entre ciertas magnitudes acotadas. En este caso se ha de especificar esta relación particular con determinados símbolos.

Las relaciones que se van a analizar son las de máximo material \textcircled{M} , mínimo material \textcircled{L} , envolvente \textcircled{E} , reciprocidad \textcircled{R} , tolerancia proyectada \textcircled{P} y libre \textcircled{F} .

La dependencia mutua entre medida y geometría se establece por:

- el requisito¹ de máximo material \textcircled{M} MMR.
- el requisito de mínimo material \textcircled{L} LMR.

REQUISITO DE MÁXIMO Y MÍNIMO MATERIAL.

Estos requisitos se usan principalmente para controlar condiciones de funcionamiento de piezas o conjuntos, donde la dimensión y la geometría son interdependientes, esto es, para el “ensamblaje de piezas” (requisito de máximo material, MMR) y el “grosor mínimo de pared” (requisito de mínimo material, LMR).

Cada requisito MMR y LMR, combina dos requisitos de tolerancia independientes en un requisito conjunto único, que representa de forma más precisa la función que se pretende de la pieza.

El requisito de \textcircled{M} , \textcircled{L} puede indicarse en el elemento geométrico con tolerancia $\boxed{\text{—}} \boxed{\text{Ø0.1}} \boxed{\textcircled{M}}$, en el elemento geométrico relacionado con la referencia $\boxed{\text{//}} \boxed{0.2} \boxed{\text{A}} \boxed{\textcircled{M}}$ o en ambos $\boxed{\text{⊥}} \boxed{\text{Ø0.2}} \boxed{\text{A}} \boxed{\textcircled{M}}$. En algunos casos, se puede incluir el requisito de reciprocidad, RPR, \textcircled{R} , detrás del MMR o del LMR.

¹ En la norma UNE 1149:90 se define el Principio de máximo y de mínimo material, en la UNE-EN-ISO 2692:2006 se pasa a denominar Requisito de máximo y de mínimo material.

Este requisito es aplicable a las tolerancias geométricas que se indican en la tabla V.

Tabla V. Características geométricas en las que se aplica \textcircled{M} y \textcircled{L} .

Referencia	Tipo de tolerancia	Características	Símbolo	Se aplica
Elementos simples Sin referencia	- Forma	Rectitud	—	\textcircled{M} \textcircled{L}
		Planitud	\square	
		Redondez	\bigcirc	
		Cilindricidad	\textcircled{d}	
Elementos simples (de forma) o asociados, (Orientación, Situación) Sin / con referencia	- Forma	Forma de una línea	\frown	
	- Orientación - Situación	Forma de una superficie	\smile	
Elementos asociados.	- Orientación	Paralelismo	//	\textcircled{M} \textcircled{L}
		Perpendicularidad	\perp	\textcircled{M} \textcircled{L}
		Inclinación, angularidad	\sphericalangle	\textcircled{M} \textcircled{L}
Con referencia	- Situación	Posición (con/sin referencia)	\oplus	\textcircled{M} \textcircled{L}
		Concentricidad/Coaxialidad	\odot	\textcircled{M} \textcircled{L}
		Simetría (Plano)	\equiv	\textcircled{M} \textcircled{L}
	- Alabeo, Oscilación	Alabeo Radial.	\uparrow	
		Alabeo Axial.	\nearrow	

Sobre el requisito de máximo material (MMR) (Figura 14): El montaje de piezas depende del efecto combinado de la dimensión y su respectiva tolerancia dimensional, y de la desviación geométrica de los elementos geométricos y de los elementos geométricos derivados. (Se refiere por elemento geométrico a la figura o forma de la pieza, un cilindro, un poliedro, etc. y los elementos geométricos derivados, son el eje de simetría, el plano medio, el centro de un taladro,...).

El juego mínimo en el montaje sucede cuando las tolerancias dimensionales externas y las desviaciones geométricas (forma, orientación y localización) de un elemento geométrico y de sus elementos geométricos derivados (línea media o superficie media) están en su dimensión de máximo material (esto es, la dimensión mayor del anclaje y la menor del agujero).

El juego máximo en el montaje se da cuando las dimensiones de los elementos geométricos ensamblados están en su condición de mínimo material (por ejemplo la dimensión más pequeña del eje y la más grande del agujero) y cuando las desviaciones geométricas (de forma, orientación y localización) de los elementos geométricos y de sus elementos derivados son cero.

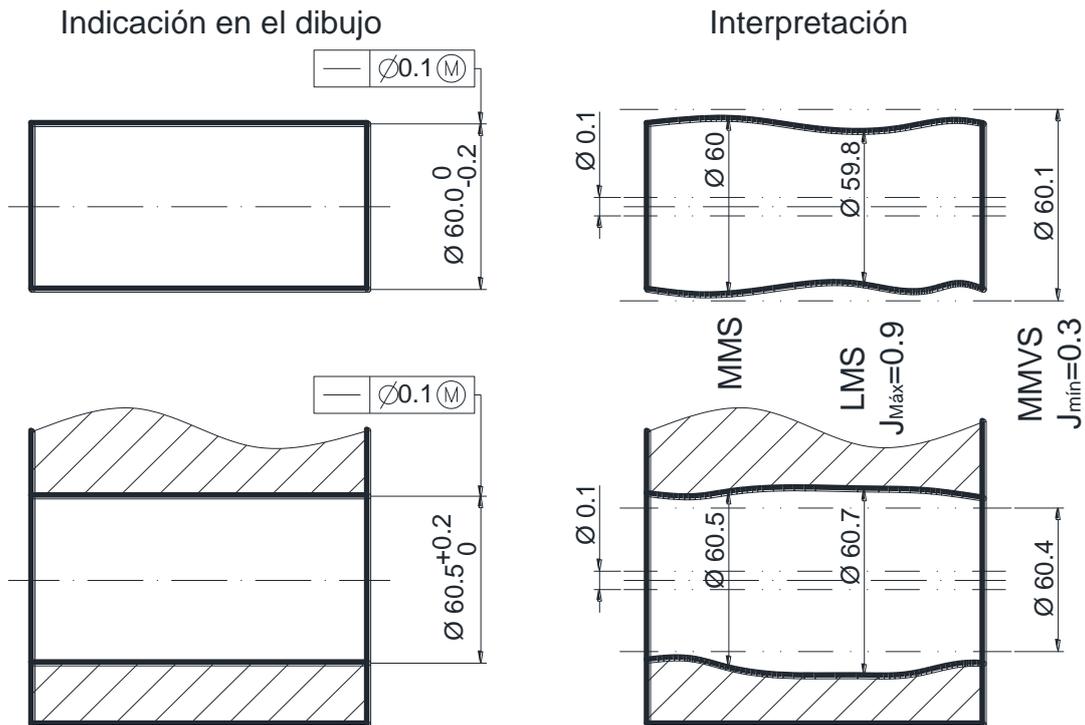
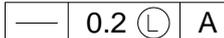
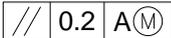
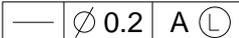


Figura 14. Sobre el requisito de máximo material (MMR). Juego de montaje máximo y mínimo.

Sobre el requisito de mínimo material (LMR): El requisito de mínimo material se designa para controlar, por ejemplo, el ancho de pared mínimo para evitar posibles rupturas (debida a presión en el tubo), o el ancho máximo de una serie de ranuras, etc.

Definiciones: Para ver como se aplican tales requisitos es preciso entender los siguientes términos que define la norma: “condición”, “máxima o mínima dimensión”, “condición virtual”, “dimensión virtual”, “requisito”. Para visualizar dichos conceptos se muestra un ejemplo de su significado.

MÁXIMO MATERIAL	MÍNIMO MATERIAL
<p>Condición de máximo material (MMC): Estado de un elemento geométrico en el que la dimensión es máxima, es decir, en el que la cantidad de material sería máxima, por ejemplo, máximo diámetro en un eje o mínimo diámetro en un agujero.</p>	<p>Condición de mínimo material (LMC): Estado de un elemento geométrico en el que la dimensión es mínima, es decir, en el que la cantidad de material sería mínima, por ejemplo, mínimo diámetro en un eje o máximo diámetro en un agujero.</p>

<p>Máxima dimensión material (MMS): Dimensión de un elemento geométrico en la condición de máximo material. En la figura 14 corresponde en el eje a Ø60 y en el agujero a Ø60.5.</p>	<p>Mínima dimensión material (LMS): Dimensión de un elemento geométrico en la condición de mínimo material. En la figura 14 corresponde en el eje a Ø59.8 y en el agujero a Ø60.7.</p>
<p>Condición máximo material virtual (MMVC): Estado de un elemento geométrico por el efecto conjunto de la condición de máximo material MMS y de la tolerancia geométrica (forma, orientación o posición) asignada, que se añade en elementos geométricos externos y se sustrae en los internos.</p>	<p>Condición mínimo material virtual (LMVC): Estado de un elemento geométrico por el efecto conjunto de la condición de mínimo material LMS y de la tolerancia geométrica (forma, orientación o posición) asignada, que se sustrae en elementos geométricos externos y se añade en los internos.</p>
<p>Dimensión de máximo material virtual (MMVS): Dimensión asociada a la condición de máximo material virtual.</p> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin: 10px 0;"> <p>Ejes: MMVS=MMS+TolGeo Agujero: MMVS=MMS-TolGeo</p> </div> <p>En la figura 14 corresponde en el: Eje 60.0+0.1= Ø60.1 Agujero 60.5-0.1= Ø60.4.</p>	<p>Dimensión de mínimo material virtual (LMVS): Dimensión asociada a la condición de mínimo material virtual.</p> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin: 10px 0;"> <p>Ejes: LMVS=LMS-TolGeo Agujero: LMVS=LMS+TolGeo</p> </div> <p>En la figura 14 corresponde en el: Eje: 59.8-0.1= Ø59.7 Agujero: 60.7+0.1= Ø60.8.</p>
<p>Requisito de máximo material; (M) MMR: </p> <p>Implica que el elemento geométrico se encuentre entre los valores de la tolerancia dimensional, y que todo él esté dentro de la dimensión de máximo material virtual. En la figura 14, el eje y el agujero cumplen el requisito MMR (M) (Figura 15)</p> <p>Quando un requisito afecta a más de un elemento, se considera que el requisito es el mismo para ambos.</p>	<p>Requisito de mínimo material; (L) LMR: </p> <p>Implica que el elemento geométrico se encuentre entre los valores de la tolerancia dimensional, y que todo él se encuentre fuera de la dimensión de mínimo material virtual. (Figura 27)</p> <p>Quando un requisito afecta a más de un elemento, se considera que el requisito es el mismo para ambos.</p> <p>Este requisito se aplica con menos frecuencia que el de (M)</p>
<p> Permite intercambiar la tolerancia dimensional con la geométrica en la referencia.</p>	<p> Permite intercambiar la tolerancia dimensional con la geométrica en la referencia.</p>

La interpretación de los requisitos \textcircled{M} \textcircled{R} se muestra en la figura 15, en la figura A) se presenta la interpretación correspondiente al símbolo de tolerancia geométrica, en B) cuando se aplica el requisito de \textcircled{M} y en C) cuando se aplica además el de reciprocidad \textcircled{R} . Con ello se trata de facilitar la aplicación de las restricciones dimensionales y geométricas sin perder las condiciones de ensamblaje o montaje.

En A) la tolerancia dimensional y geométrica se interpreta de modo que el eje de la pieza debe estar en un cilindro de $\varnothing 0.1$ y la tolerancia entre 59.8 y 60.0. En B) con la condición \textcircled{M} combina la tolerancia geométrica con la dimensional, suavizando la restricción sin afectar al ensamblaje, ya que cuando no está en medida de MMS (60.0), permite ampliar la tolerancia geométrica de modo que si la pieza se encuentra en el interior de un cilindro de $\varnothing 60.1$ correspondiente al MMVS es válida, mientras que en el caso anterior sería rechazable. En C) al añadir la condición \textcircled{R} permite además, modificar la tolerancia dimensional cuando combinándola con la tolerancia geométrica se encuentra en el interior del cilindro de \varnothing MMVS ($\varnothing 60.1$) antes definido. Situación rechazable en el caso anterior.

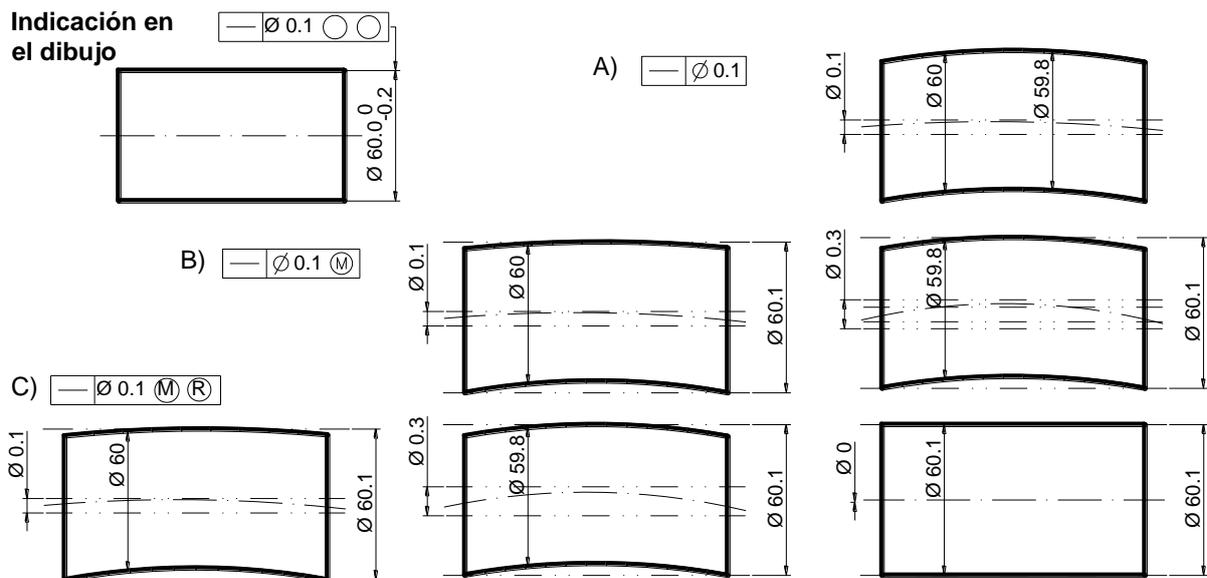


Figura 15. Ejes admisibles según la tolerancia geométrica consignada.

Estos requisitos facilitan la verificación del eje así fabricado (figura 16), ya que en el caso B) se realizaría con un calibre de herradura pasa/no pasa ($\varnothing 60.0 / \varnothing 59.8$) para la tolerancia dimensional y un calibre cilíndrico de $\varnothing 60.1$ y longitud superior a la del eje, para \textcircled{M} . En el caso C) bastaría con el de herradura “no pasa” y el calibre cilíndrico.

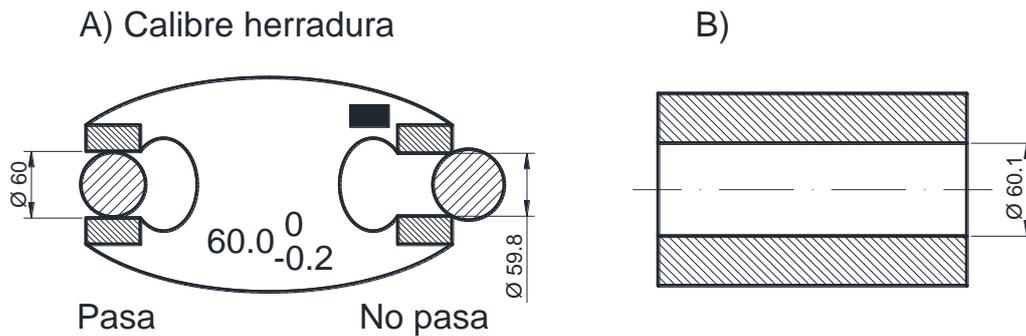


Figura 16. A) Calibre herradura pasa/no pasa. B) Calibre cilíndrico para verificar la tolerancia geométrica.

REQUISITO DE RECIPROCIDAD, RPR

El requisito de reciprocidad, RPR, (figura 15 C) permite aumentar la tolerancia dimensional hasta la condición virtual de máximo material, MMVC, mientras ambas desviaciones, geométrica y dimensional no lleguen a superarla. Se indica en los dibujos mediante un requisito adicional al de máximo material, MMR, o al de mínimo material, LMR, mediante el símbolo \textcircled{R} situado detrás del símbolo \textcircled{M} , o \textcircled{L} . El requisito de reciprocidad sólo es aplicable al elemento geométrico con tolerancia $\boxed{\text{---} \varnothing 0.1 \textcircled{M} \textcircled{R}}$.

“REQUISITO DE MÁXIMO MATERIAL Y FORMA PERFECTA” o ENVOLVENTE

Cuando se requiere que la tolerancia geométrica de forma esté contenida en los límites de la medida de máximo material, se entiende que el elemento cuando tiene la medida máxima tiene la forma perfecta (figura 17). Se indica: $\boxed{\text{---} 0 \textcircled{M}}$, y tiene el mismo significado que el requisito de envolvente \textcircled{E} . Se presentan dos situaciones posibles:

En el primer caso (figura 17.A1 a 17.A3) el valor de la tolerancia geométrica puede incrementarse progresivamente mientras el eje no supere la “forma perfecta” en situación de MMS, (figura 17.A3).

En el segundo caso, se limita además la tolerancia geométrica admisible. Se indica en la parte superior del recuadro que indica la tolerancia geométrica (figura 17.B1). Consecuencia de ello es que aunque el eje esté en condición de LMS ($\varnothing 59.8$), como la tolerancia geométrica está limitada, su diámetro máximo sería el que se indica en la figura 17.B4 ($\varnothing 59.82$).

En la figura 19, en que la tolerancia geométrica es 0, el criterio de aplicación es similar al caso anterior.

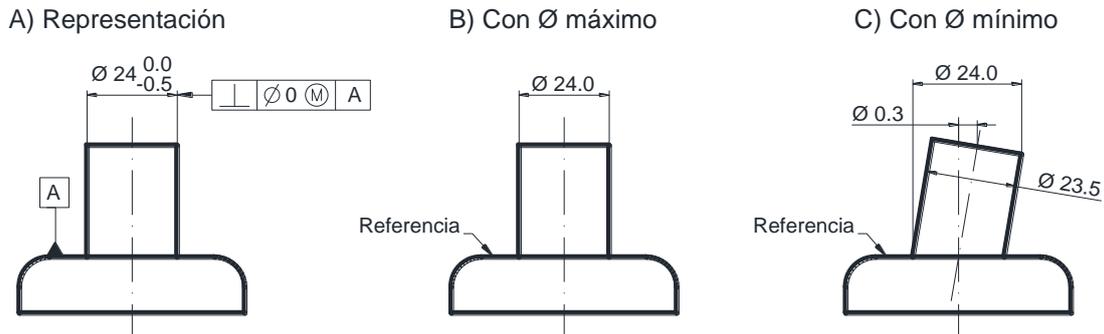


Figura 19. Condición de \textcircled{M} aplicado a la perpendicularidad en “forma perfecta”.

REQUISITO DE MÁXIMO MATERIAL APLICADO A LA TOLERANCIA DE POSICIÓN.

Se presenta la pieza de la figura 20, en la que se trata de analizar la tolerancia asignada a los agujeros. En 1), a la distancia teóricamente perfecta entre los agujeros se sitúan los cilindros de tolerancia de $\varnothing 0.1$ y los correspondientes a la medida de máximo material virtual, en este caso es de $8-0.1=7.9$, que como mínimo dejarían los posibles agujeros realizados con las tolerancias dadas. En la figura 20, 2) se muestran dos agujeros que tendrían la medida de máximo material de forma perfecta (\varnothing menor) con la máxima desviación hacia el interior, admisible por la tolerancia geométrica. Ahora bien, si el agujero es el de mayor diámetro ($\varnothing 8.1$), la condición de \textcircled{M} permite ampliar la tolerancia geométrica a $\varnothing 0.2$, manteniendo la condición de ensamblaje anterior, según se indica en 3). Los dibujos 4) y 5) presentan la situación que se da al desviar los agujeros hacia el exterior de la tolerancia.

En la figura 21 se aborda un planteamiento similar, pero con dos ejes o árboles. En 1) a la distancia teóricamente perfecta se sitúan los cilindros de tolerancia de $\varnothing 0.1$ y los correspondientes a la medida de máximo material virtual, en este caso es de $7.8-0.1=7.7$, en el que se encuentran todos los árboles que cumplen las especificaciones dadas. En la figura 21, 2) se muestran los árboles que teniendo la mayor medida tienen la máxima desviación hacia el interior, admisible por la tolerancia geométrica. En 3), al aplicar la \textcircled{M} siendo el diámetro del árbol el menor de los que la tolerancia dimensional admite (7.7), ésta se puede transferir a la tolerancia geométrica, que pasa a ser de 0.2. Los dibujos 4) y 5) presentan la situación que se da al desviar los árboles hacia el exterior de la tolerancia.

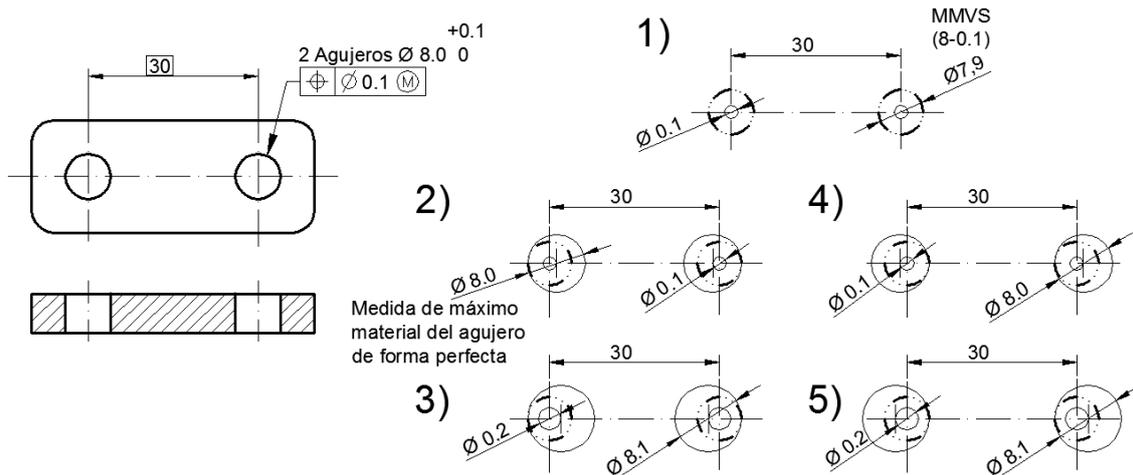


Figura 20. Condición de \textcircled{M} aplicado a la posición de ejes de agujeros.

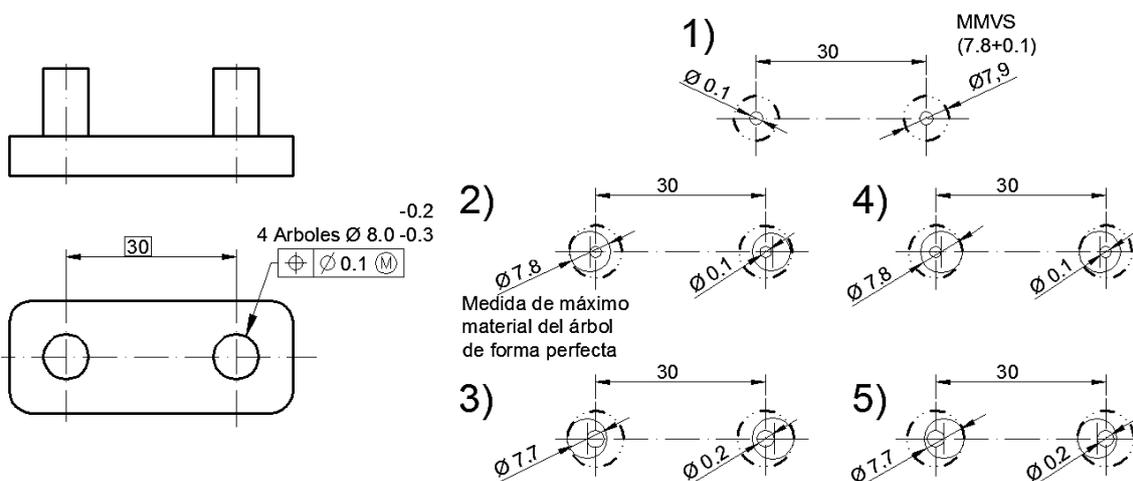


Figura 21. Condición de \textcircled{M} aplicado a la posición de ejes de árboles.

ACOPLAMIENTO DE DOS COMPONENTES.

Las figuras 20 y 21 son dos piezas complementarias y se observa que con las medidas asignadas cumplen el requisito de acoplabilidad en la situación más desfavorable, en la que:

- la separación de los árboles es mayor y su diámetro es máximo (figura 21.2) y la distancia entre ejes de los agujeros es menor y su diámetro es mínimo (figura 20.2).

- la separación de los árboles es menor y su diámetro es máximo (figura 21.4) y la distancia entre ejes de los agujeros es mayor y su diámetro es mínimo (figura 20.4).

El acoplamiento es posible mientras los arboles (ejes) o agujeros se encuentren dentro de su MMVS (medida de máximo material virtual) por lo que en las figuras 20.3 y 5 y 21.3 y 5, se puede ampliar la tolerancia geométrica al modificarse la tolerancia dimensional.

La figura 22 presenta el acoplamiento entre las piezas A y B. Las representaciones de la derecha de la figura muestran posiciones de agujeros o ejes en diferentes posiciones extremas o más desfavorables. Se puede hacer un razonamiento análogo al presentado en las figuras 20 y 21 3) 5). El acoplamiento es posible al no superarse en ningún caso la medida de MMVS, es decir, no se violan las condiciones virtuales.

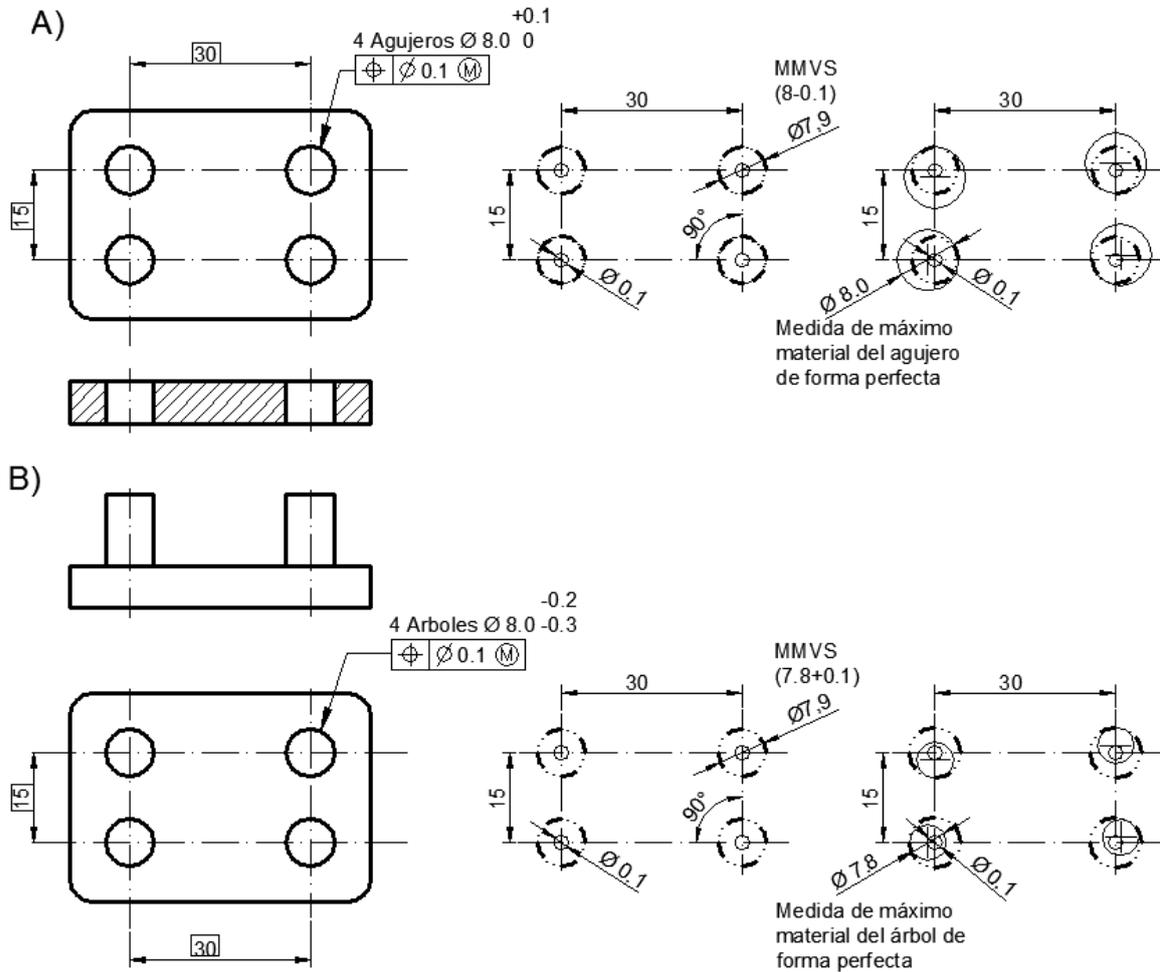


Figura 22. Condición de M aplicado al acoplamiento entre ejes y agujeros.

Los calibres correspondientes a las piezas de la figura 22 se representan en la figura 23 en los que se aplica la condición virtual.

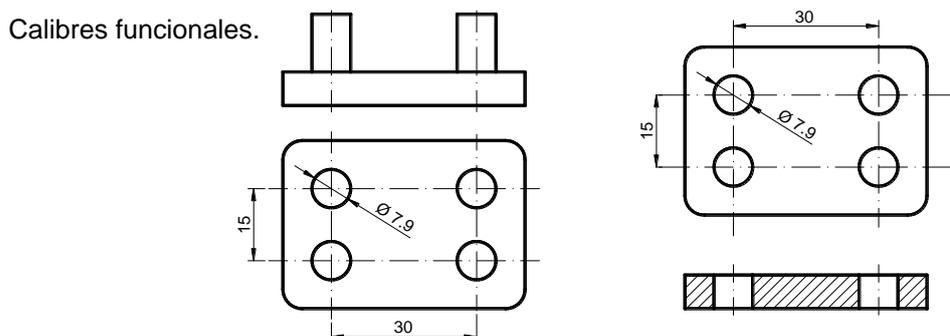


Figura 23. Calibres para la verificación funcional.

REQUISITO DE MÁXIMO MATERIAL APLICADO A LA COAXIALIDAD.

Se analiza el caso de piezas coaxiales, en las que la tolerancia geométrica de coaxialidad, está relacionada con una referencia, ambas con MMR, \textcircled{M} , como la que se muestra en la figura 24.A). En las figuras anteriores se ha aplicado el requisito de máximo material a la tolerancia geométrica, incrementándola con la dimensional de modo que el acoplamiento de la pieza no se perjudicara. En la tolerancia geométrica de coaxialidad y en otras puede ser conveniente aplicar el requisito \textcircled{M} también a la referencia, de este modo se permite facilitar, aún más, la fabricación y control de la pieza.

En la figura 24.B) se muestran las condiciones que debe cumplir de acuerdo con los requisitos dados en A).

Por una parte, las medidas máxima y mínima de los dos cilindros han de estar de acuerdo con la tolerancia dimensional. Por otra, el cilindro afectado por la tolerancia geométrica, de $\text{Ø}20$, debe estar en el interior de un cilindro de $\text{ØMMVS}=20.06$. El otro cilindro, como no tiene tolerancia geométrica, el diámetro máximo admisible es el que su tolerancia admite MMS, por lo que este $\text{ØMMVS}=\text{ØMMS}=\text{Ø}70$.

En la figura 24.C) a F) se presentan casos extremos entre los que se encuentran las piezas admisibles. En C) ambos cilindros tienen el diámetro máximo, por lo que en el de $\text{Ø}20$ la tolerancia geométrica de su eje es un cilindro de $\text{Ø}0.06$ y el del de $\text{Ø}40$ es de forma perfecta. En D) el cilindro de la izquierda tiene el diámetro máximo $\text{Ø}40$ y el otro el mínimo $\text{Ø}19.9$, por lo que la tolerancia geométrica de su eje pasa a ser un cilindro de $\text{Ø}0.16$. En E) el cilindro de la izquierda tiene el diámetro mínimo $\text{Ø}39.8$ y el otro el máximo $\text{Ø}20$, por lo que en virtud del \textcircled{M} , la tolerancia dimensional pasa a incrementar la geométrica a $\text{Ø}0.2$ y la del cilindro de $\text{Ø}20$ es de $\text{Ø}0.06$. Finalmente en el caso F), ambos cilindros tienen el menor diámetro, siendo las respectivas tolerancias geométricas $\text{Ø}0.2$ y $\text{Ø}0.16$.

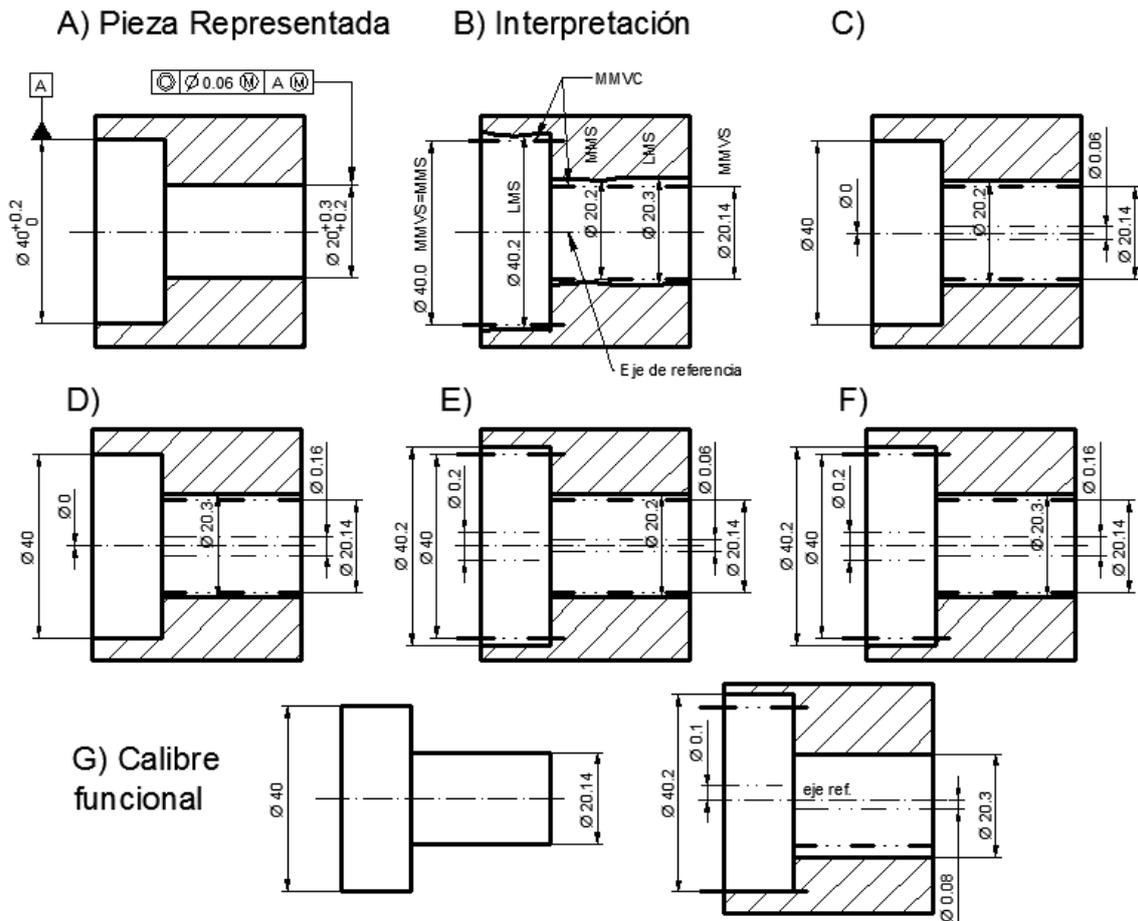


Figura 25. Condición de \textcircled{M} aplicado a pieza coaxial.

REQUISITO DE MÍNIMO MATERIAL (LMR). APLICACIÓN.

Se aplica el requisito de \textcircled{L} cuando se pretende disponer de un espesor mínimo, que resista ciertos esfuerzos, como la fricción o la presión. En la figura 26.A) se aplica a un eje pequeño o bulón en la que se observa el requisito de mínimo material que debe cumplir y los casos extremos en que se encuentre en mínimo material y en máximo material. En B) se aplica el requisito de \textcircled{M} para apreciar sus diferencias.

Se muestran las medidas virtuales de máximo y mínimo material que se aplican:

Ejes: $MMVS = MMS + TolGeo$
 Agujero: $MMVS = MMS - TolGeo$

Ejes: $LMVS = LMS - TolGeo$
 Agujero: $LMVS = LMS + TolGeo$

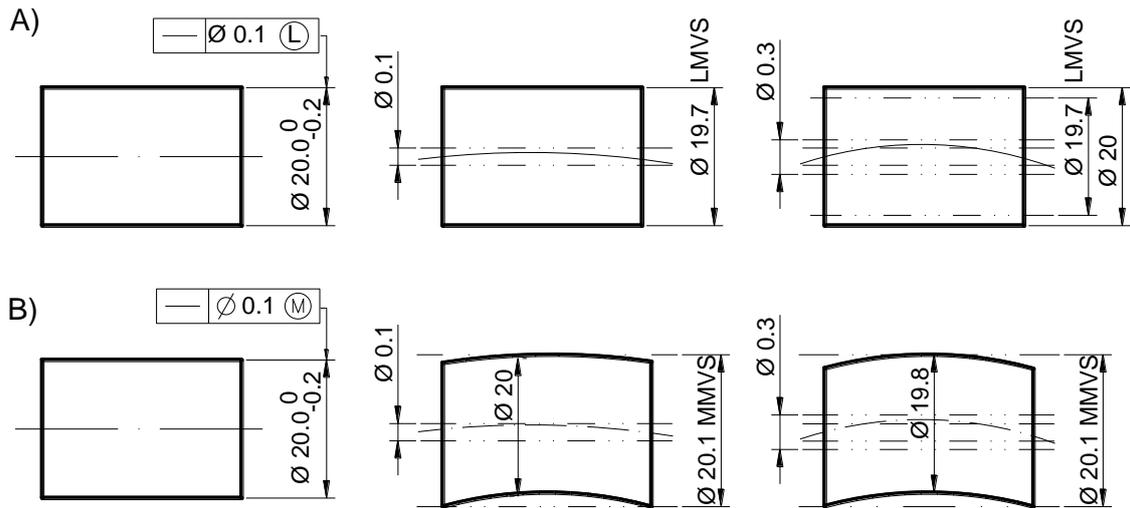


Figura 26. A) Requisito de mínimo material, LMS, \textcircled{L} . B) Requisito de máximo material \textcircled{M} . Comparación entre ambas.

Otro ejemplo que se presenta, es el caso de un cojinete de fricción empleado para facilitar el giro de un eje sobre su soporte, suavizando el rozamiento. Son elementos cuyo objetivo es soportar la fricción entre dos piezas que se mueven y se propone la acotación dimensional y geométrica que se da en la figura 27 A). En B) se muestra la interpretación correspondiente y para clarificarla en C) y D) se representan los cojinetes que cumpliendo los requisitos impuestos, están en condición de mínimo y máximo material. En las figuras, la parte izquierda muestra las cotas correspondientes al cilindro exterior y a la derecha el del interior.

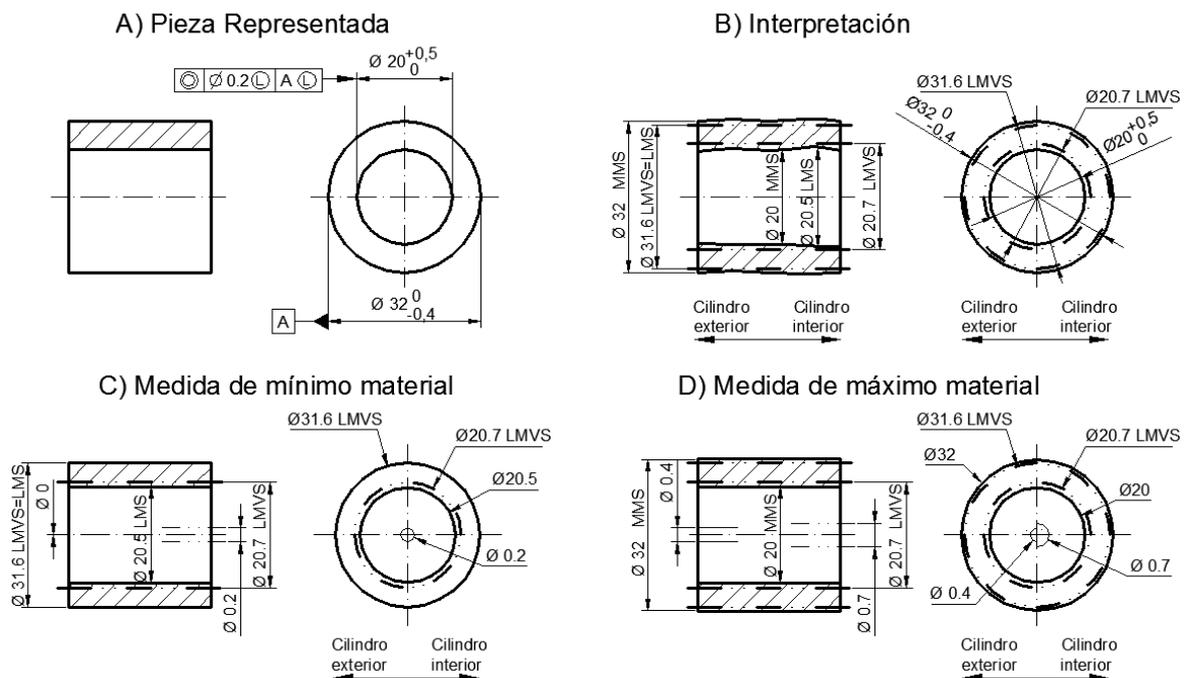


Figura 27. Requisito de mínimo material, LMS, \textcircled{L} .

El mismo cojinete, con la restricción adicional de reciprocidad y sin la restricción de \textcircled{L} en la referencia, se representa en la figura 26.

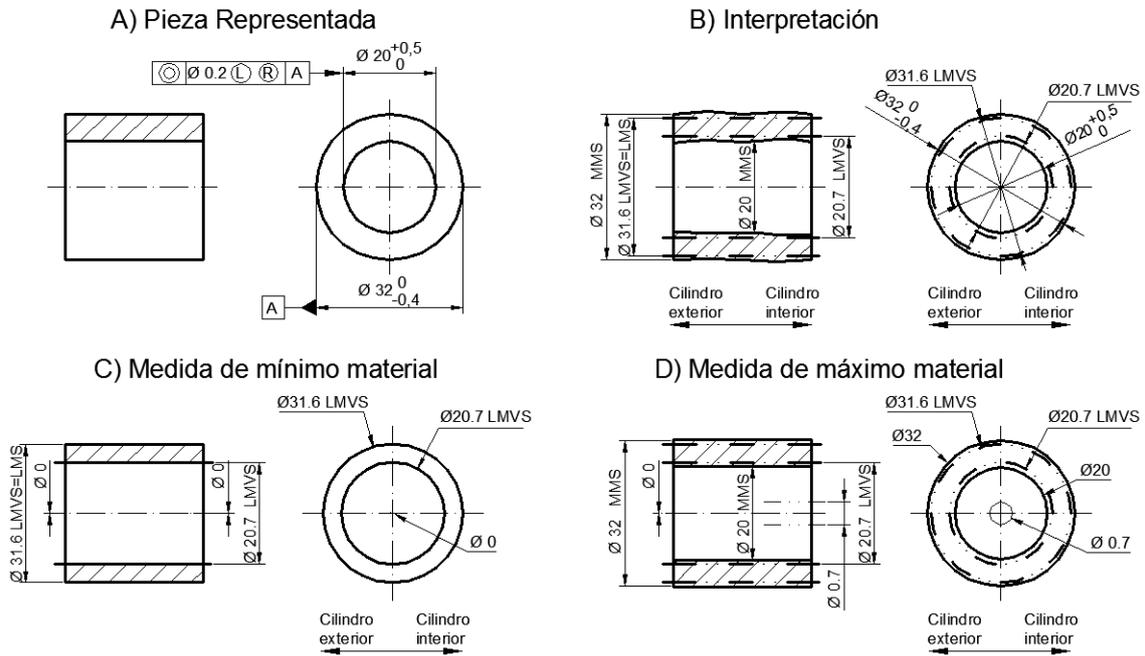


Figura 26. Requisito de mínimo material, LMS, \textcircled{L} y reciprocidad \textcircled{R} .

En la figura 27, se aprecia la equivalencia entre los casos expuestos con reciprocidad o con el requisito de máximo material y forma perfecta, modificando el límite superior de la tolerancia dimensional, al que se añade la tolerancia geométrica.

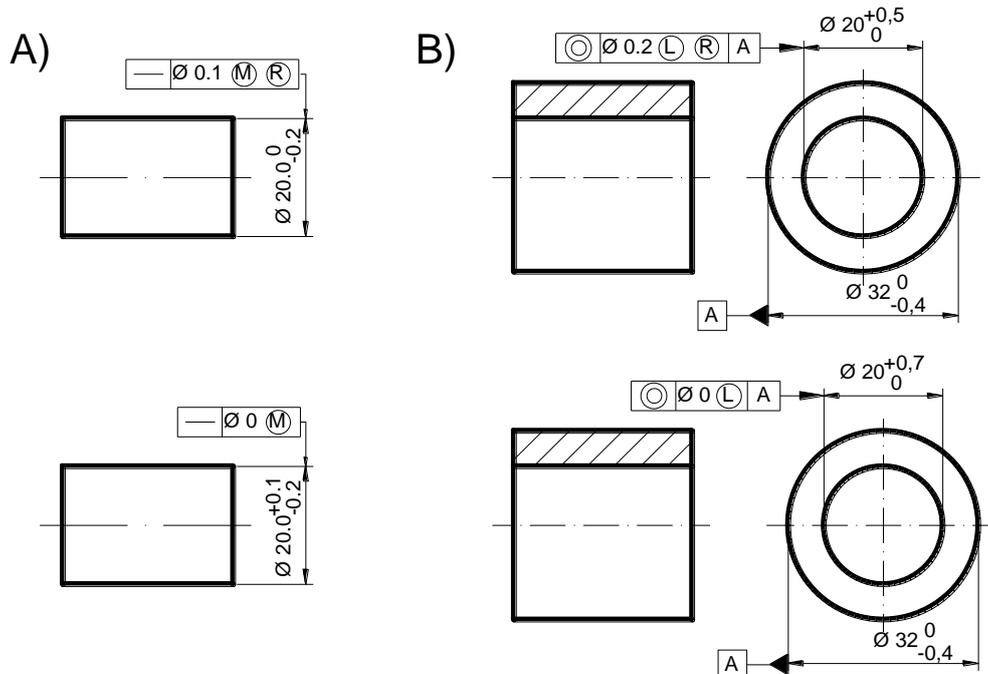


Figura 27. Equivalencia entre reciprocidad y requisito de máximo material y forma perfecta, modificando la tolerancia dimensional.

TOLERANCIA PROYECTADA $\text{\textcircled{P}}$

Considérese un cilindro (figura 30 A), cuya tolerancia de alineación del eje sea de 0.3 mm, si se aplica a cilindros de longitud diferente, el ángulo que se admite dentro de la tolerancia en uno quedaría fuera en el más largo (figura 30 B).

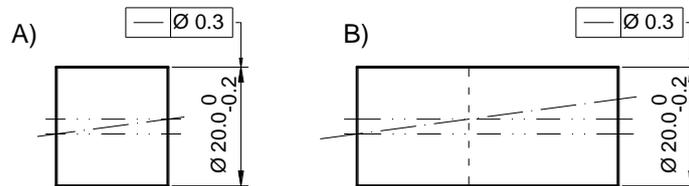


Figura 30. Influencia de la longitud del elemento en la tolerancia geométrica.

Las normas aplicables son: ISO 10578:1992 e ISO 1101:2012. La tolerancia proyectada tiene una aplicación bastante específica para uniones de elementos mediante tornillos, que se enroscan en uno de ellos (figura 31 C). Así, en el caso de dos bridas unidas por tornillos con tuerca (figura 31 A), no procede porque los agujeros se ajustan a la tolerancia dimensional y geométrica, de forma que el montaje sea posible. Si una de las bridas tiene pivotes roscados y la otra agujeros pasantes (figura 31 B), de forma similar se ajustan las tolerancias geométricas y se acoplarían.

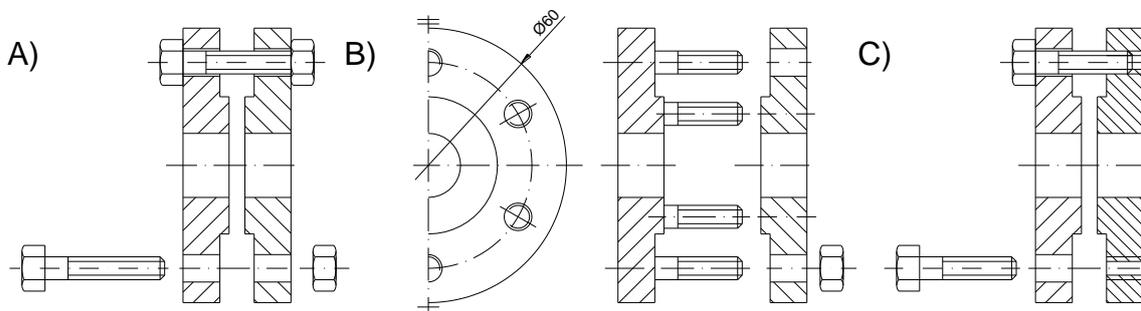
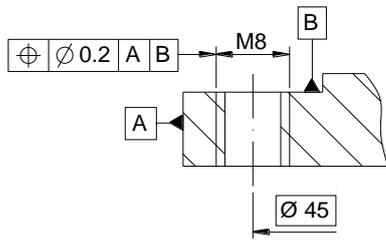


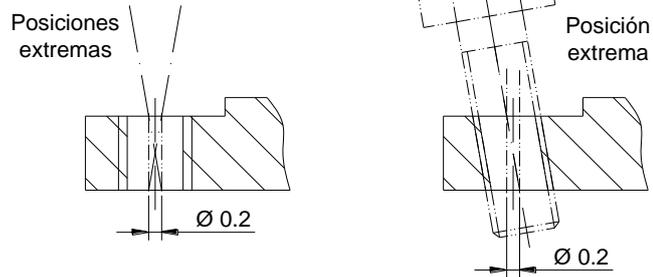
Figura 31. Acoplamiento de: A) bridas con agujeros pasantes, mediante tornillo y tuerca. B) bridas con pivotes roscados y agujeros pasantes. C) Una de las bridas es roscada.

Pero si el tornillo se enrosca a una de las piezas, debido a lo expuesto en la figura 30 C, hay posiciones en que no ajustaría en la otra, al desviarse el eje del tornillo fuera de la zona de tolerancia del otro agujero (que es pasante). Para paliar este problema se podría aplicar una tolerancia más estricta o añadir una de perpendicularidad, lo cual encarece el producto. Se podría ampliar el agujero de la pieza conjugada, pero no siempre es aceptable el que tenga tanto juego. Por lo que la solución que mejor se ajusta es aplicar la tolerancia proyectada, que sin encarecerlo, resuelve las condiciones de montaje (figura 32 C y D).

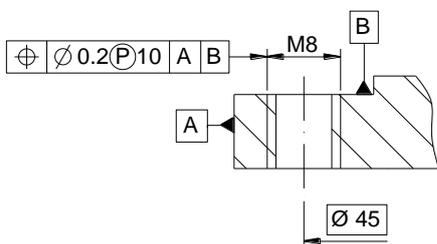
A) Representación: Tolerancia agujero



B) Interpretación



C) Representación: Tolerancia proyectada agujero



D) Interpretación

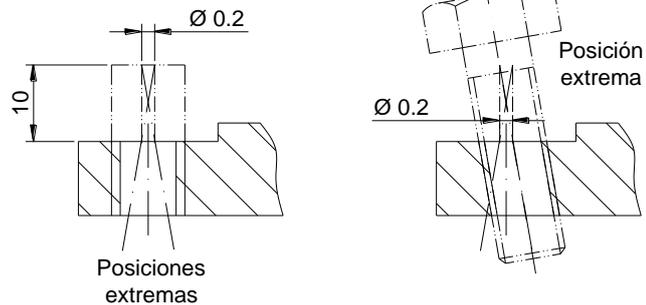


Figura 32. Representación e interpretación de la tolerancia geométrica general y proyectada (P).

La forma de indicarlo es mediante el símbolo (P) situado en la segunda casilla de la tolerancia geométrica y en la vista conjugada, en la que se representa con línea de trazo y dos puntos la zona de tolerancia proyectada y se acota como TED (dimensión teóricamente exacta) seguida del símbolo (P) (figura 32, 33); o bien, indicando la medida de la tolerancia proyectada en la tolerancia geométrica (figura 33B).

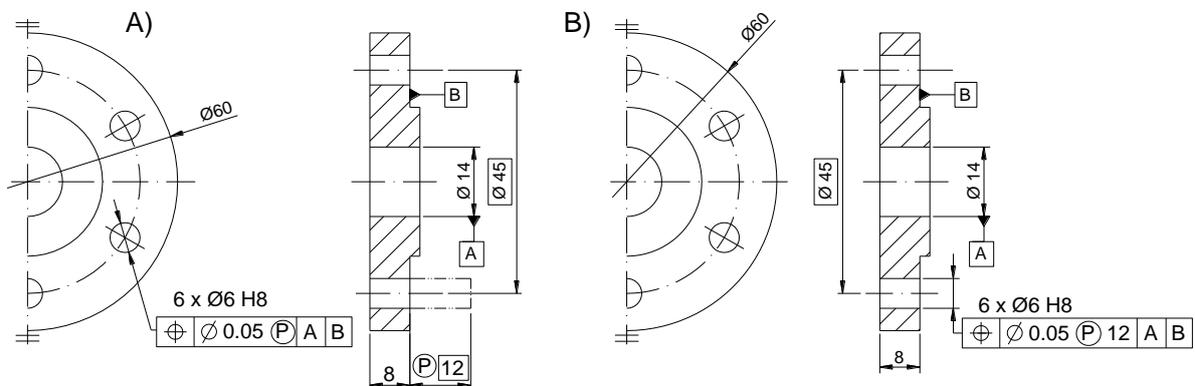


Figura 33. Representación de la tolerancia proyectada. Dos métodos.

El plano de referencia de la tolerancia proyectada es el plano del que surge la línea de cota sobre la que se indica dicha tolerancia. En la figura 33 A)

se manifiesta explícitamente en el perfil, en la B) la referencia es el plano del que sale la cota en el que se indica la tolerancia proyectada. En la figura 34 se muestra otro ejemplo, en el que la referencia es la base del cono del chaflán. Se expone además como representar cuando el origen de la tolerancia está desplazado. La figura 34 A) presenta el conjunto a acoplar, en el que la zona de tolerancia proyectada se encuentra en la pieza superior y mide 10 mm, y está a 7 mm de la referencia desde la que se acota dicha tolerancia. En el segundo recuadro de la tolerancia, tras el símbolo \textcircled{P} se indica la longitud total y la de desplazamiento, lo cual se interpreta como que la tolerancia proyectada abarca 10 mm y está desplazada 7 mm.

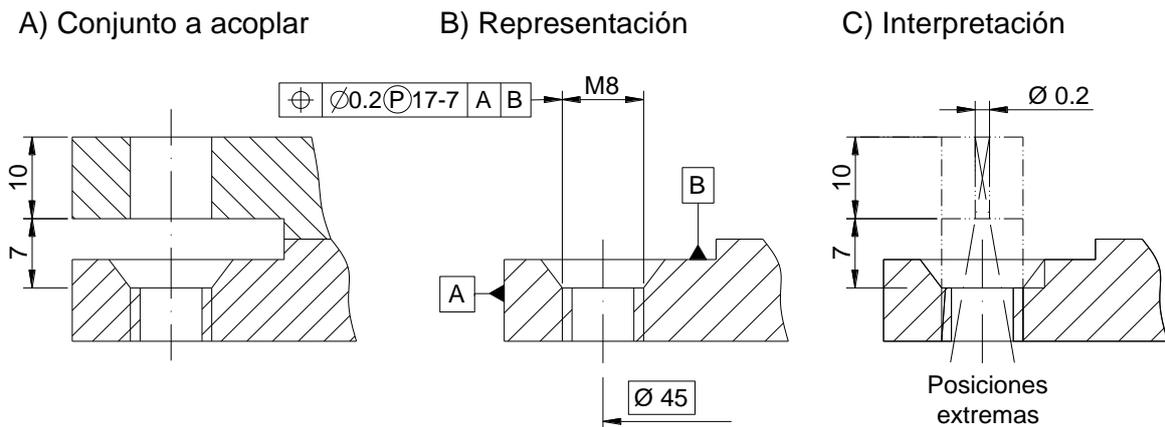


Figura 34. Representación de la tolerancia proyectada: plano de referencia y desplazamiento de la tolerancia.

Se presenta en la figura 35, la longitud funcional mínima de la zona de tolerancia proyectada cuando se trata de un perno, un espárrago o pasador roscado o liso.

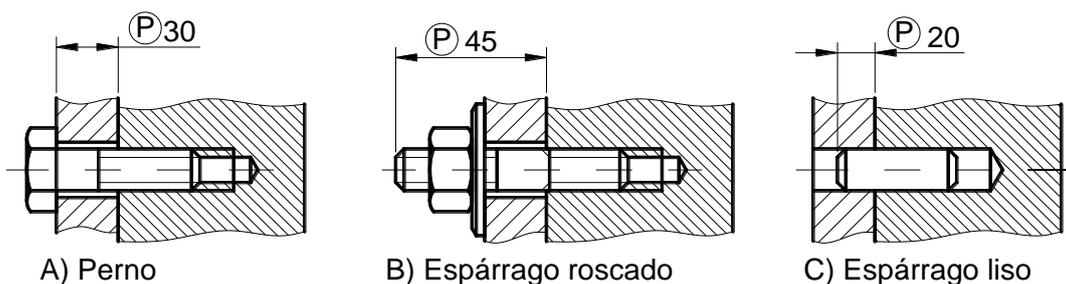
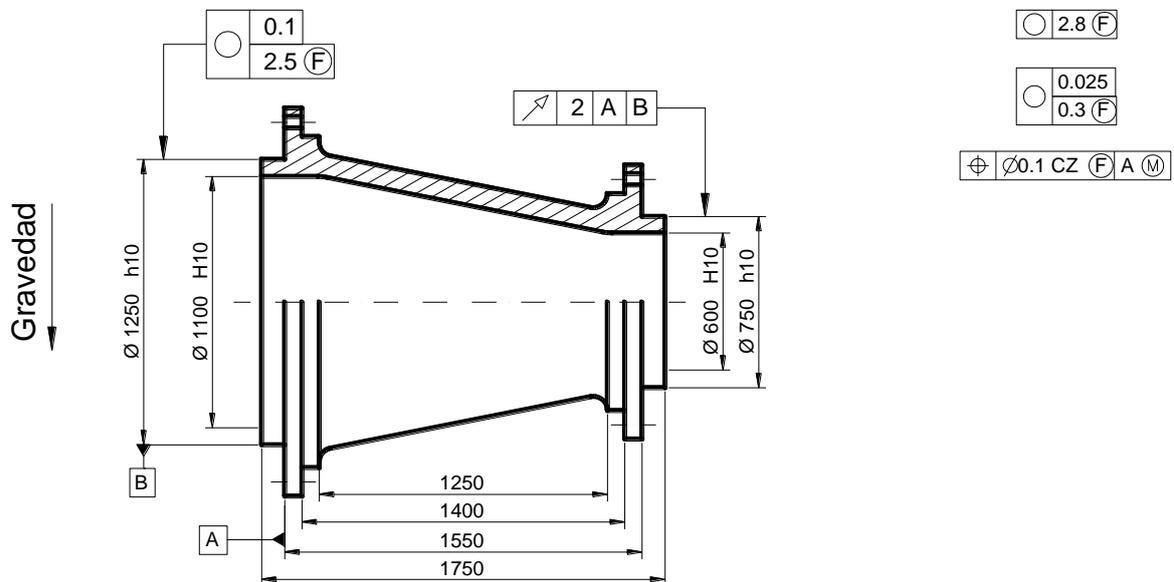


Figura 35. Longitud funcional de la zona de tolerancia proyectada.

CONDICIÓN DE ESTADO LIBRE (PIEZAS NO RÍGIDAS) (F)

Cuando una pieza no es lo suficientemente rígida como para no deformarse según la posición que tenga o según se apoye, se denomina **pieza no rígida**. Estas piezas cumplen sus especificaciones geométricas cuando están instaladas y dispuestas a funcionar, es decir, en **estado libre**. Piezas de estas características son por ejemplo, salpicaderos o parachoques, que están fabricados con plásticos o materiales flexibles como fibra de vidrio; o grandes piezas en las que el espesor o estructura les permite deformaciones elásticas, como son las palas de un aerogenerador, postes de iluminación, grandes depósitos o tolvas.

Se designan mediante el símbolo (F) en el segundo recuadro tras la tolerancia geométrica (figura 33) y puede aplicarse simultáneamente con otros como (M), (L), (P) y CZ. La norma que desarrolla la condición de estado libre es ISO 10579 e ISO 1101.



ISO 10579-NR

Condiciones de montaje: La superficie indicada con la referencia A se monta con 12 tornillos M20 con un par de apriete de 12 a 16 Nm, estando restringida la característica B a la condición de máximo material.

Figura 36. Estado libre (F). Forma de indicarlo junto con otras tolerancias geométricas.

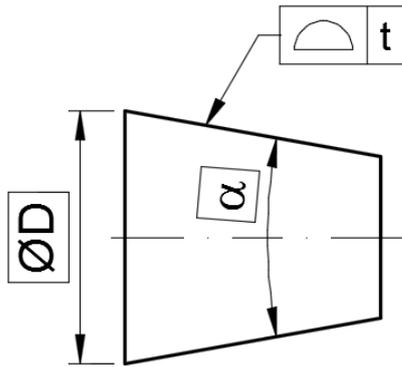
Los planos de piezas no rígidas (figura 36) deben incluir:

- "ISO 10579-NR"
- Se sitúa el símbolo (F) en el segundo recuadro tras la tolerancia geométrica correspondiente a la deformación en estado libre.
- En una nota, las condiciones en las que la pieza debe montarse de acuerdo con las restricciones del plano.
- Las condiciones en las que se definen la tolerancia del estado libre. Por ejemplo "dirección de la gravedad" u "orientación de la pieza".

ACOTACIÓN DE ELEMENTOS CÓNICOS. TOLERANCIAS DE LOS CONOS

De acuerdo con la norma UNE 1122:1996; EN ISO 3040:2012, la aplicación de tolerancias a conos (tanto las dimensionales como las geométricas) debe hacerse de acuerdo con los métodos establecidos en las figuras 37 a 41. El símbolo-letra t se utiliza para definir la anchura de la zona de tolerancia.

Indicación en el dibujo



Interpretación del dibujo

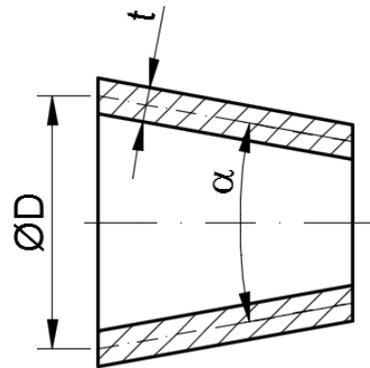
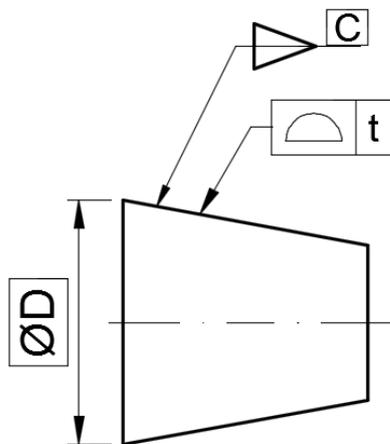


Figura 37. Tolerancia del cono, ángulo del cono especificado

Indicación en el dibujo



Interpretación del dibujo

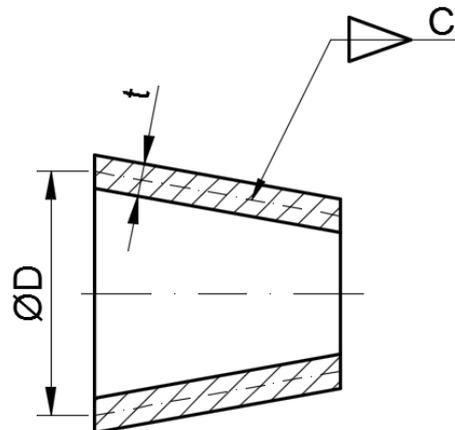
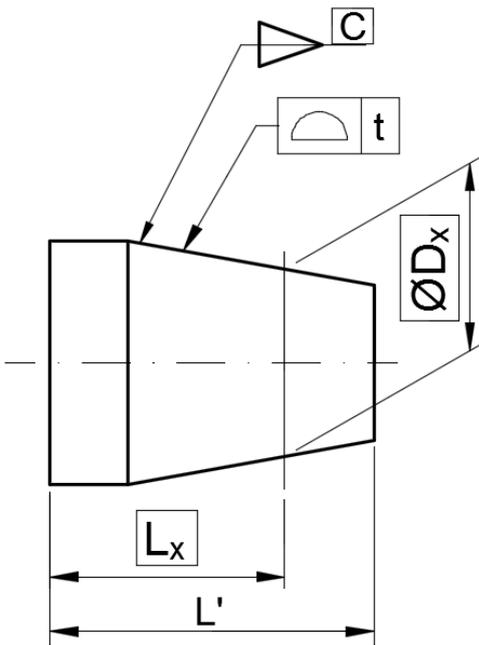


Figura 38. Tolerancia del cono, conicidad especificada

Indicación en el dibujo



Interpretación del dibujo

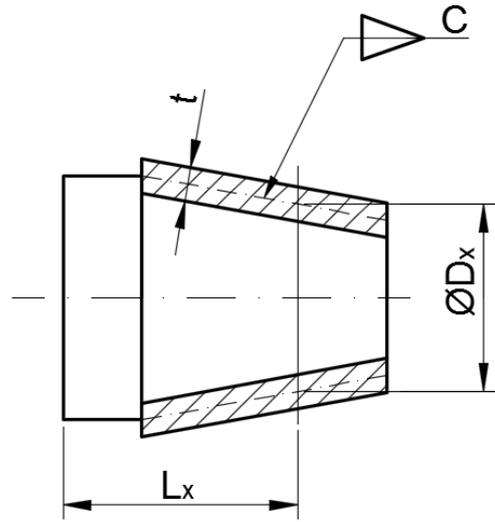
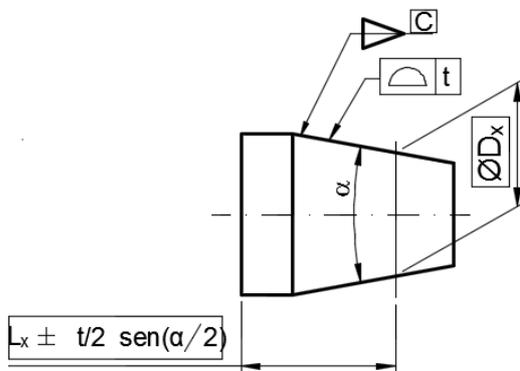
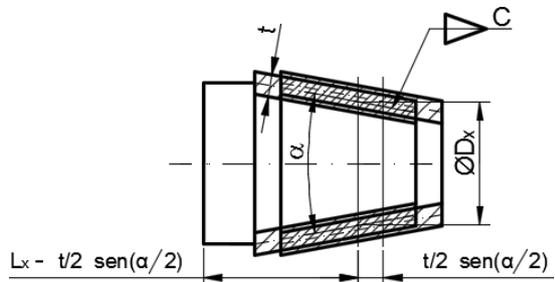


Figura 39. Zona de tolerancia del cono definiendo simultáneamente la posición axial del cono.

Indicación en el dibujo



Interpretación del dibujo

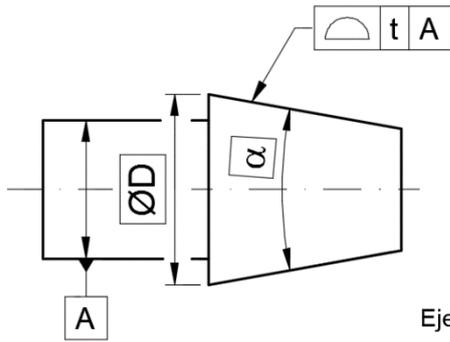


Indicación en el dibujo

Interpretación del dibujo

Figura 40. Tolerancia del cono independiente de la tolerancia de posición axial del cono.

Indicación en el dibujo



Interpretación del dibujo

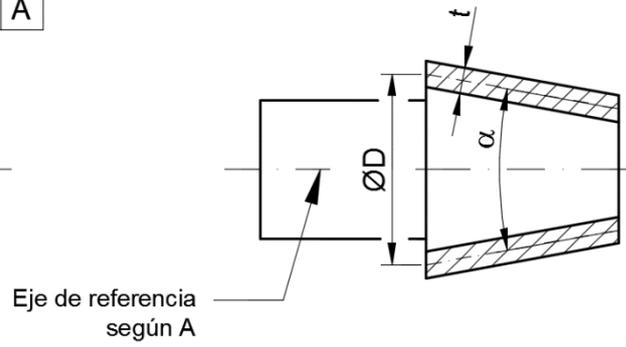


Figura 41. Tolerancia del cono relacionado con una referencia (definiendo simultáneamente la coaxialidad).

TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS GENERALES.

De acuerdo con la norma UNE-EN_22768-2:1994 (ISO 2768-2:1989) sobre "Tolerancias para cotas geométricas sin indicación individual de tolerancia", los elementos o componentes de un conjunto deben estar correctamente dimensionados y definidos geoméricamente (forma, orientación y posición), para ello en los planos se definen las tolerancias y especificaciones necesarias, principalmente las funcionales.

Para garantizar que todas las dimensiones geométricas de cada componente quedan definidas y no sólo las funcionales u otras medidas consideradas básicas y para que en el taller o en el servicio de control no tengan que realizarse interpretaciones propias, se definen tres clases de tolerancia básicas: Fina (H), Media (K), Grosera (L), con lo cual se asegura que la definición del componente sea correcta y completa.

Estas tolerancias se aplican a los elementos que no son objeto de una tolerancia geométrica individual.

Las tolerancias geométricas generales abarcan todas las tolerancias geométricas excepto las de cilindridad, forma de una línea o superficie cualquiera, inclinación, coaxialidad, posición y oscilación total.

La forma de indicar la tolerancia general en el dibujo, es en el cajetín o bien junto a él, escribiendo la norma y la designación de la calidad seleccionada: H, K, L. Por ejemplo: **ISO 2768-mK**. Lo cual significa que se ha seleccionado una tolerancia general dimensional **m** y geométrica **K**.

Si la pieza fabricada, no cumple con la tolerancia general, no debe rechazarse, salvo que se indique específicamente o no sea apta funcionalmente.

1. Tolerancias para elementos aislados:

Rectitud y planitud:

Tabla 1: Tolerancias generales de rectitud y planitud.

Clase de tolerancia	TOLERANCIAS DE RECTITUD Y PLANITUD					
	Se toma la longitud más significativa (más larga o Ø) (mm)					
	L≤1	10>L≤3	30>L≤10	100>L≤30	300>L≤100	1000>L≤300
	0	0	0	0	0	0
H	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
K	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8
L	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6

Redondez: La tolerancia general de redondez es igual, numéricamente, a la tolerancia del diámetro, debiendo ser como máximo el de la tolerancia de oscilación circular radial (tabla 4)

Cilindridad: (No se indican). Este defecto incluye tres componentes: redondez, rectitud y paralelismo entre generatrices opuestas. Si la tolerancia de alguna de ellas ha de ser más estricta, se ha de especificar individualmente.

2. Tolerancias para elementos asociados:

Paralelismo: Se aplican los valores de la tabla 1 de tolerancias generales de rectitud y planitud.

Perpendicularidad:

Tabla 2: Tolerancia general de perpendicularidad.

Clase de tolerancia	TOLERANCIAS DE PERPENDICULARIDAD El lado más corto (mm)			
	L≤100	100>L≤300	300>L≤1000	1000>L≤3000
H	0,2	0,3	0,4	0,5
K	0,4	0,6	0,8	1,0
L	0,6	1,0	1,5	2,0

Simetría:

Tabla 3: Tolerancias generales simetría.

Clase de tolerancia	TOLERANCIAS DE SIMETRÍA El lado más largo (mm)			
	L≤100	100>L≤300	300>L≤1000	1000>L≤3000
H	0,5			
K	0,6		0,8	1,0
L	0,6	1,0	1,5	2,0

Coaxialidad: (No se indican). Debe ser como máximo el de la tolerancia de oscilación circular radial (tabla 4).

Oscilación circular: Este defecto se compone del de coaxialidad y del de redondez. Los valores son los de la tabla 4.

Tabla 4: Tolerancias generales de oscilación o alabeo.

Clase de tolerancia	TOLERANCIAS DE OSCILACIÓN CIRCULAR (mm).
H	0,1
K	0,2
L	0,5