

LECTURAS COMPLEMENTARIAS

Tolerancias de fabricación

Autor: Santiago Poveda Martínez

TOLERANCIAS DE FABRICACIÓN

Consideraciones generales

Las condiciones de funcionamiento de una pieza obliga a establecer holguras o aprietos entre ella y aquellas sobre las que se monta; por ejemplo, la condición de deslizamiento entre un pistón y el cilindro sobre el que debe moverse implica necesariamente la necesidad de un juego, la magnitud del mismo dependerá de una serie de condiciones funcionales tales como el grado de estanqueidad requerido, del fluido que produce el desplazamiento, del rozamiento esperado, la longitud del pistón y la biela, los materiales utilizados, temperatura máxima de funcionamiento, velocidad de desplazamiento, etc. Siendo por tanto el valor del citado juego es un dato que fijará el proyectista en función de la experiencia y de las consideraciones anteriores.

En la fabricación de un único conjunto, las condiciones funcionales se mantendrán para ese juego (o aprieto) dentro de una relativa amplia gama de variaciones de medida; es decir, en el caso del pistón anterior, si se ha determinado un juego de entre 0,05 y 0,1 mm., el funcionamiento será correcto, siempre que se conserve, independientemente de que el diámetro del pistón mida 49 o 51 mm. ya que a un pistón único corresponde un cilindro único.

Si por el contrario el número de unidades a fabricar es múltiple y queremos hacer que cada pistón pueda montarse en cualquier cilindro con los límites de juego especificados, es decir que exista intercambiabilidad, ya no será admisible la variación de medidas nominales, como anteriormente.

Por otra parte es sabido que los propios procesos de fabricación introducen en las dimensiones de las piezas errores o desviaciones sobre las medidas establecidas en los planos de definición de las mismas.

En razón de todo ello, es necesario establecer límites (tolerancias) sobre todas las dimensiones fundamentales de una pieza.

Para definición y aclaración de los conceptos de tolerancias de medidas se ha editado la norma UNE 4-026-79, cuyos conceptos principales se indican a continuación.

Medida: Número que expresa para una determinada longitud su valor numérico en las unidades elegidas.

Medida efectiva: Resultado de una medición

Medida nominal: Medida a la que se definen las medidas límites

Mediada máxima: La mayor medida permitida

Medida mínima: la menor de las medidas permitidas

Diferencia o desviación superior (D_s ó ds): Diferencia algebraica entre la medida máxima y la nominal.

Diferencia o desviación inferior (D_i ó di): Diferencia algebraica entre la medida nominal y la mínima.

Línea de referencia o línea cero: Representación gráfica de la medida nominal a partir de la cual se representan las diferencias; estas pueden ser ambas positivas, ambas negativas o una positiva y la otra negativa.

Tolerancia: Diferencia entre la medida máxima y mínima

Zona de tolerancia: Espacio o zona en representación gráfica delimitado por las líneas que representan los límites de tolerancia respecto a la línea de referencia

Desviación o diferencia fundamental: Una cualquiera de las dos diferencias elegida convencionalmente para definir la posición de la zona de tolerancia con respecto a la línea de referencia.

Eje base: En el sistema ISO de tolerancias se denomina así al eje cuya diferencia superior es nula.

Agujero base: En el sistema ISO de tolerancias se denomina así al agujero cuya diferencia inferior es nula.

Ajuste: Es la relación por diferencia antes de su montaje, entre las medidas de dos piezas que han

de montarse la una sobre la otra. *Tolerancia de ajuste*: Es la suma aritmética de las tolerancias de los dos elementos de un ajuste

Juego: Diferencia antes del montaje entre la medida del agujero y de eje cuando es positiva

Juego máximo: Diferencia en valor absoluto entre la medida máxima del agujero y la mínima del eje

Juego mínimo: Diferencia en valor absoluto entre la medida mínima del agujero y la máxima del eje

Aprieto: Diferencia antes de montaje entre la medida del agujero y del eje cuando es negativa

Aprieto máximo: Diferencia en valor absoluto entre la máxima medida del eje y la mínima del agujero.

Aprieto mínimo: Diferencia en valor absoluto entre la mínima medida del eje y la máxima del agujero

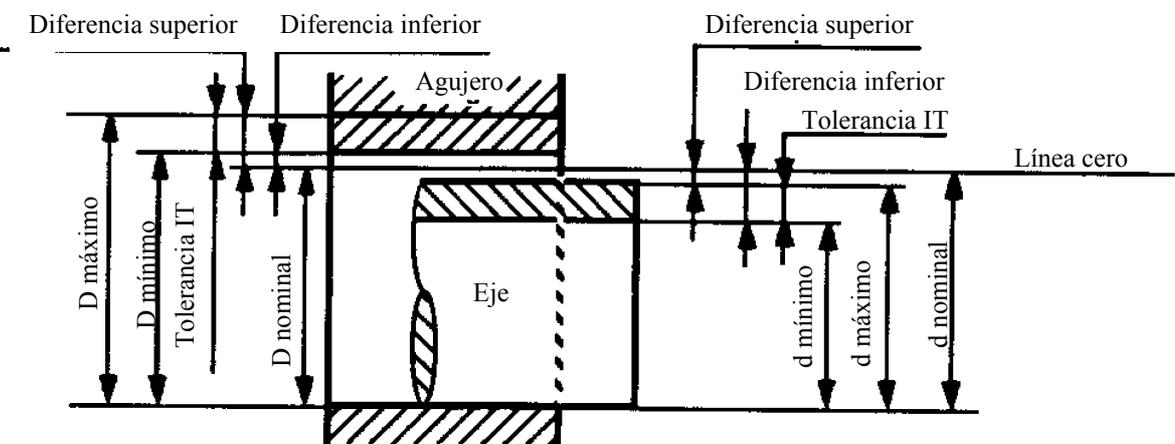
Ajuste indeterminado: Es el ajuste que dependiendo de las medidas obtenidas para el eje y el agujero puede resultar juego o aprieto.

Sistema de tolerancias: Conjunto sistemático de tolerancias y diferencias normalizadas.

Sistemas de ajustes eje base: Conjunto sistemático de ajustes en el que los diferentes juegos y aprietos se obtienen asociando a un eje con tolerancia constante y límite superior igual a cero, agujeros con diferentes tolerancias.

Sistemas de ajustes agujero base: Conjunto sistemático de ajustes en el que los diferentes juegos y aprietos se obtienen asociando a un agujero con tolerancia constante y límite inferior igual a cero, ejes con diferentes tolerancias.

En la figura y cuadro siguientes se muestran de forma gráfica las definiciones y relaciones entre ellas



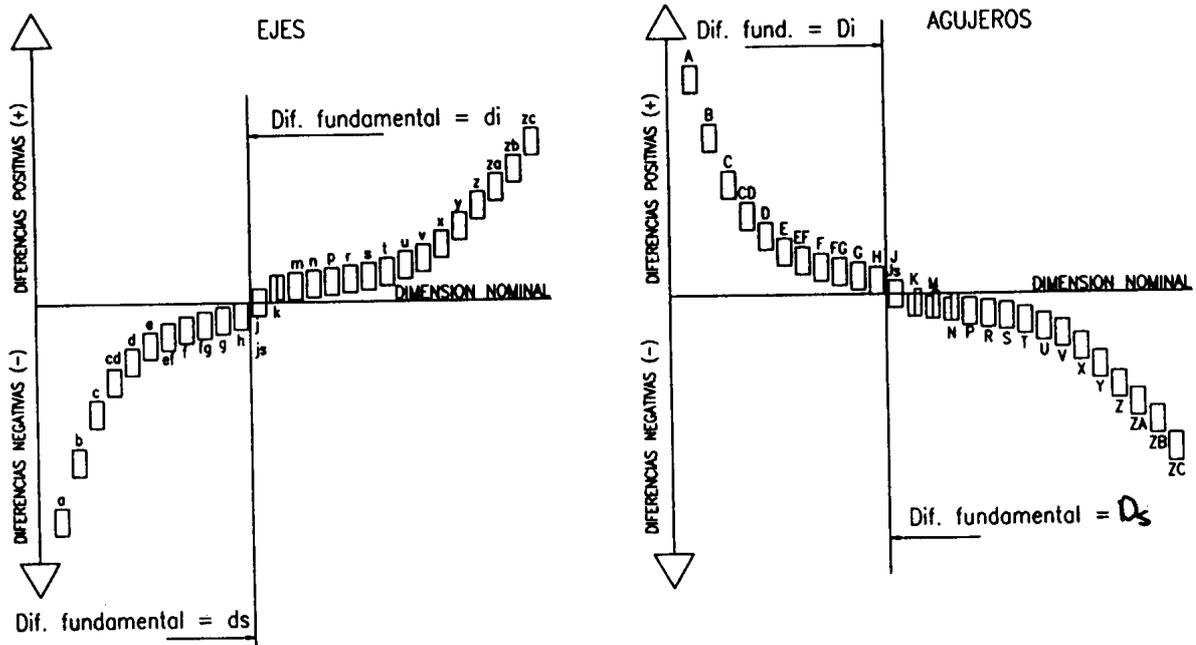
Agujeros	Ejes
Diferencia superior = Diferencia inferior + tol IT	Diferencia superior = Diferencia inferior + tol IT
Diam. máximo = Diam. menor + tol IT	diam. máximo = diam. menor + tol IT
Tol IT = Diam. Máximo - Diam. Mínimo	Tol IT = diam. máximo - diam. mínimo
Tol IT = Diferencia superior - diferencia inferior	Tol IT = Diferencia superior - Diferencia inferior
Diam. máximo = Diam. nominal + diferencia superior	diam. máximo = diam. nominal + diferencia superior
Diam. mínimo = Diam. nominal + diferencia inferior	diam. mínimo = diam. nominal + diferencia inferior

Para establecer unos criterios que permitan conjugar las condiciones funcionales con los errores de los procesos de fabricación, manteniendo la intercambiabilidad, es para lo que se han desarrollado los sistemas de tolerancias. En la actualidad el más ampliamente aceptado es el normalizado por ISO

recogido en la norma UNE 4-040-81, con sus variantes de sistemas de eje único o agujero único.

Estructura del sistema de tolerancias ISO

La estructura del sistema de tolerancias ISO está basada en la posición de la zona de tolerancia respecto a la línea cero o de referencia y el valor de la tolerancia se hace depender de la magnitud de la medida nominal. Las posiciones consideradas se designan por letras mayúsculas para agujeros y minúsculas para ejes en la figura se muestran las establecidas.



Las magnitudes de las tolerancias se hacen depender para un mismo grupo de medidas nominales de una escala con 18 escalones denominada calidad IT y designada por los números 01, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15 y 16. Los valores de las tolerancias IT son función de la magnitud de los diámetros

De esta forma la designación de una tolerancia se realiza con letras y números, correspondiendo las primeras a la posición de la tolerancia y su magnitud por las cifras IT, ejemplo 40 H7 con límites correspondientes a 40,000 y 40,025.

En las páginas siguientes se muestran los valores de las tolerancias IT y los de las diferencias fundamentales para ejes y agujeros

Valores de las tolerancias para calidad de fabricación

Grupos de diámetros (mm)	CALIDADES																Piezas o elementos que no han de ajustarse		
	IT 01	IT 0	IT 1	IT 2	IT 3	IT 4	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 9	IT 10	IT 11	IT 12	IT 13	IT 14		IT 15	IT 16
$d \leq 3$	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	
$3 < d \leq 6$	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	
$6 < d \leq 10$	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	
$10 < d \leq 18$	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	
$18 < d \leq 30$	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	
$30 < d \leq 50$	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	
$50 < d \leq 80$	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	
$80 < d \leq 120$	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	
$120 < d \leq 180$	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	
$180 < d \leq 250$	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	
$250 < d \leq 315$	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	
$315 < d \leq 400$	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	
$400 < d \leq 500$	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	
Ultraprecisión																	Piezas o elementos que no han de ajustarse		
Calibre y piezas de gran precisión																	Piezas o elementos destinados a ajustarse		

Diferencias fundamentales para los ejes

Posición Calidad	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	j		k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc			
	Todas las calidades												8	7	6	5	>7	<4	>7												
Diferencia superior ds																															
d ≤ 3	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	-2	-4	-6	0	+2	+4	+6	+10	+14	-	+18	-	+20	-	+26	+32	+40	+60		
3 < d ≤ 6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0	-2	-4	-1	0	+4	+8	+12	+15	+19	-	+23	-	+28	-	+35	+42	+50	+80		
6 < d ≤ 10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0	-2	-5	-	0	+6	+10	+15	+19	+23	-	+28	-	+34	-	+42	+52	+67	+97		
10 < d ≤ 14	-290	-150	-95	-	-50	-32	-	-16	-	-6	0	-3	-6	-	0	+7	+12	+18	+23	+28	-	+33	-	+40	-	+50	+64	+90	+130		
14 < d ≤ 18	-300	-160	-110	-	-65	-40	-	-20	-	-7	0	-4	-8	-	0	+8	+15	+22	+28	+35	-	+41	+39	+45	-	+60	+77	+108	+150		
18 < d ≤ 24	-310	-170	-120	-	-80	-50	-	-25	-	-9	0	-5	-10	-	0	+9	+17	+26	+34	+43	-	+48	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274		
24 < d ≤ 30	-320	-180	-130	-	-100	-60	-	-30	-	-10	0	-7	-12	-	0	+11	+20	+32	+41	+53	-	+54	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325		
30 < d ≤ 40	-340	-190	-140	-	-120	-72	-	-36	-	-12	0	-9	-15	-	0	+13	+23	+37	+43	+59	-	+66	+92	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405	
40 < d ≤ 50	-360	-200	-150	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0	-11	-18	-	0	+15	+27	+43	+51	+71	-	+75	+104	+122	+146	+174	+210	+274	+360	+480	
50 < d ≤ 65	-380	-220	-170	-	-170	-100	-	-50	-	-17	0	-13	-21	-	0	+17	+31	+50	+54	+79	-	+87	+114	+122	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
65 < d ≤ 80	-410	-240	-180	-	-190	-110	-	-56	-	-19	0	-16	-26	-	0	+20	+34	+56	+58	+84	-	+91	+122	+122	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
80 < d ≤ 100	-460	-260	-200	-	-210	-125	-	-62	-	-21	0	-18	-28	-	0	+21	+37	+62	+64	+94	-	+98	+122	+122	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
100 < d ≤ 120	-520	-280	-210	-	-230	-135	-	-68	-	-23	0	-20	-32	-	0	+23	+40	+68	+68	+98	-	+108	+122	+122	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
120 < d ≤ 140	-580	-310	-230	-	-250	-145	-	-74	-	-25	0	-22	-36	-	0	+25	+44	+74	+74	+104	-	+114	+122	+122	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
140 < d ≤ 160	-660	-340	-240	-	-270	-155	-	-80	-	-27	0	-24	-40	-	0	+27	+48	+80	+80	+104	-	+122	+122	+122	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
160 < d ≤ 180	-740	-380	-260	-	-290	-165	-	-86	-	-29	0	-26	-44	-	0	+29	+50	+86	+86	+104	-	+134	+122	+122	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
180 < d ≤ 200	-820	-420	-280	-	-310	-175	-	-92	-	-31	0	-28	-48	-	0	+31	+62	+92	+92	+104	-	+146	+122	+122	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
200 < d ≤ 225	-920	-460	-300	-	-330	-185	-	-98	-	-33	0	-30	-52	-	0	+33	+76	+104	+104	+104	-	+158	+122	+122	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
225 < d ≤ 250	-1050	-540	-330	-	-350	-195	-	-104	-	-35	0	-32	-56	-	0	+35	+90	+122	+122	+122	-	+170	+122	+122	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
250 < d ≤ 280	-1200	-600	-360	-	-370	-205	-	-110	-	-37	0	-34	-60	-	0	+37	+104	+134	+134	+134	-	+182	+122	+122	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
280 < d ≤ 315	-1350	-680	-400	-	-390	-215	-	-116	-	-39	0	-36	-64	-	0	+39	+118	+148	+148	+148	-	+194	+122	+122	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
315 < d ≤ 355	-1500	-760	-440	-	-410	-225	-	-122	-	-41	0	-38	-68	-	0	+41	+132	+158	+158	+158	-	+202	+122	+122	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
355 < d ≤ 400	-1650	-840	-480	-	-430	-235	-	-128	-	-43	0	-40	-72	-	0	+43	+146	+166	+166	+166	-	+210	+122	+122	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
400 < d ≤ 450	-1800	-920	-520	-	-450	-245	-	-134	-	-45	0	-42	-76	-	0	+45	+160	+176	+176	+176	-	+218	+122	+122	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
450 < d ≤ 500	-2000	-1000	-560	-	-470	-255	-	-140	-	-47	0	-44	-80	-	0	+47	+174	+182	+182	+182	-	+226	+122	+122	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585

Para la posición js, di = - IT/2 y ds = IT/2

Diferencias fundamentales para agujeros

Posición	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	Js
Calidad	Todas las calidades											
Diámetro	Diferencia inferior Di											
$d \leq 3$	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	-IT/2
$3 < d \leq 6$	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0	
$6 < d \leq 10$	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0	
$10 < d \leq 18$	+290	+150	+95	-	+50	+32	-	+16	-	+6	0	
$18 < d \leq 30$	+300	+160	+110	-	+65	+40	-	+20	-	+7	0	
$30 < d \leq 40$	+310	+170	+120	-	+80	+50	-	+25	-	+9	0	
$40 < d \leq 50$	+320	+180	+130	-	+100	+60	-	+30	-	+10	0	
$50 < d \leq 65$	+340	+190	+140	-	+120	+72	-	+36	-	+12	0	
$65 < d \leq 80$	+360	+200	+150	-	+145	+85	-	+43	-	+14	0	
$80 < d \leq 100$	+380	+220	+170	-	+170	+100	-	+50	-	+15	0	
$100 < d \leq 120$	+410	+240	+180	-	+190	+110	-	+56	-	+17	0	
$120 < d \leq 140$	+460	+260	+200	-	+210	+125	-	+62	-	+18	0	
$140 < d \leq 160$	+520	+280	+210	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$160 < d \leq 180$	+580	+310	+230	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$180 < d \leq 200$	+660	+340	+240	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$200 < d \leq 225$	+740	+380	+260	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$225 < d \leq 250$	+820	+420	+280	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$250 < d \leq 280$	+920	+480	+300	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$280 < d \leq 315$	+1050	+540	+330	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$315 < d \leq 335$	+1200	+600	+360	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$335 < d \leq 400$	+1350	+680	+400	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$400 < d \leq 450$	+1500	+760	+440	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
$450 < d \leq 500$	+1650	+840	+480	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	

Posición	J			K				M					N					P			
Calidad	6	7	8	5	6	7	8	5	6	7	8	≥ 9	5	6	7	8	≥ 9	5	6	7	≥ 8
Diámetro	Diferencia superior Ds																				
$d \leq 3$	+2	+4	+6	0	0	0	0	-2	-2	-2	-2	-2	-4	-4	-4	-4	-4	-6	-6	-6	-6
$3 < d \leq 6$	+5	+6	+10	0	+2	+3	+5	-3	-1	0	+2	-4	-7	-5	-4	-2	0	-11	-9	-8	-12
$6 < d \leq 10$	+5	+8	+12	+1	+2	+5	+6	-4	-3	0	+1	-6	-8	-7	-4	-3	0	-13	-12	-9	-15
$10 < d \leq 18$	+6	+10	+15	+2	+2	+6	+8	-4	-4	0	+2	-7	-9	-9	-5	-3	0	-15	-15	-11	-18
$18 < d \leq 30$	+8	+12	+20	+1	+2	+6	+10	-5	-4	0	+4	-8	-12	-11	-7	-3	0	-19	-18	-14	-22
$30 < d \leq 40$	+10	+14	+24	+2	+3	+7	+12	-5	-4	0	+5	-9	-13	-12	-8	-3	0	-22	-21	-17	-26
$40 < d \leq 50$	+13	+18	+28	+3	+4	+9	+14	-6	-5	0	+5	-11	-15	-14	-9	-4	0	-27	-26	-21	-32
$50 < d \leq 65$	+16	+22	+34	+2	+4	+10	+16	-8	-6	0	+6	-13	-18	-16	-10	-4	0	-32	-30	-24	-37
$65 < d \leq 80$	+18	+26	+41	+3	+4	+12	+20	-9	-8	0	+8	-15	-21	-20	-12	-4	0	-37	-36	-28	-43
$80 < d \leq 100$	+22	+30	+47	+2	+5	+13	+22	-11	-8	0	+9	-17	-25	-22	-14	-5	0	-44	-41	-33	-50
$100 < d \leq 120$	+25	+36	+55	+3	+5	+16	+25	-13	-9	0	+9	-20	-27	-25	-14	-5	0	-49	-47	-36	-56
$120 < d \leq 140$	+29	+39	+60	+3	+7	+17	+28	-14	-10	0	+11	-21	-30	-26	-16	-5	0	-55	-51	-41	-62
$140 < d \leq 160$	+33	+43	+66	+2	+8	+18	+29	-16	-10	0	+11	-23	-33	-27	-17	-6	0	-61	-55	-45	-68
$160 < d \leq 180$																					
$180 < d \leq 200$																					
$200 < d \leq 225$																					
$225 < d \leq 250$																					
$250 < d \leq 280$																					
$280 < d \leq 315$																					
$315 < d \leq 335$																					
$335 < d \leq 400$																					
$400 < d \leq 450$																					
$450 < d \leq 500$																					

Posición	R				S				T				U			
	5	6	7	≥8	5	6	7	≥8	5	6	7	≥8	5	6	7	≥8
Diámetro	Diferencia superior Ds															
d ≤ 3	-10	-10	-10	-10	-14	-14	-14	-14	-	-	-	-	-18	-18	-18	-18
3 < d ≤ 6	-14	-12	-11	-15	-18	-16	-15	-19	-	-	-	-	-22	-20	-19	-23
6 < d ≤ 10	-17	-16	-13	-19	-21	-20	-17	-23	-	-	-	-	-26	-25	-22	-28
10 < d ≤ 14	-20	-20	-16	-23	-25	-25	-21	-28	-	-	-	-	-30	-30	-26	-33
14 < d ≤ 18																
18 < d ≤ 24	-25	-24	-20	-28	-32	-31	-27	-35	-	-	-	-	-38	-37	-33	-41
24 < d ≤ 30									-38	-37	-33	-41	-45	-44	-40	-48
30 < d ≤ 40	-30	-29	-25	-34	-39	-38	-34	-43	-44	-43	-39	-48	-56	-55	-51	-60
40 < d ≤ 50									-50	-49	-45	-54	-66	-65	-61	-70
50 < d ≤ 65	-36	-35	-30	-41	-48	-47	-42	-53	-61	-60	-55	-66	-82	-81	-76	-87
65 < d ≤ 80	-38	-37	-32	-43	-54	-53	-48	-59	-70	-69	-64	-75	-97	-96	-91	-102
80 < d ≤ 100	-46	-44	-38	-51	-66	-64	-58	-71	-86	-84	-78	-91	-119	-117	-111	-124
100 < d ≤ 120	-49	-47	-41	-54	-74	-72	-66	-79	-99	-97	-91	-104	-139	-137	-131	-144
120 < d ≤ 140	-57	-56	-48	-63	-86	-85	-77	-92	-116	-115	-107	-122	-164	-163	-155	-170
140 < d ≤ 160	-59	-58	-50	-65	-94	-93	-85	-100	-128	-127	-119	-134	-184	-183	-175	-190
160 < d ≤ 180	-62	-61	-53	-68	-102	-101	-93	-108	-140	-139	-131	-146	-204	-203	-195	-210
180 < d ≤ 200	-71	-68	-60	-77	-116	-113	-105	-122	-160	-157	-149	-166	-230	-227	-219	-236
200 < d ≤ 225	-74	-71	-63	-80	-124	-121	-113	-130	-174	-171	-163	-180	-252	-249	-241	-258
225 < d ≤ 250	-78	-75	-67	-84	-134	-131	-123	-140	-190	-187	-179	-196	-278	-275	-267	-284
250 < d ≤ 280	-87	-85	-74	-94	-151	-149	-138	-158	-211	-209	-198	-218	-308	-306	-295	-315
280 < d ≤ 315	-91	-89	-78	-98	-163	-161	-150	-170	-233	-231	-220	-240	-343	-341	-330	-350
315 < d ≤ 355	-101	-97	-87	-108	-183	-179	-169	-190	-261	-257	-247	-268	-383	-379	-369	-390
355 < d ≤ 400	-107	-103	-93	-114	-201	-197	-187	-208	-287	-283	-273	-294	-428	-424	-414	-435
400 < d ≤ 450	-119	-113	-103	-126	-225	-219	-209	-232	-323	-317	-307	-330	-483	-477	-467	-490
450 < d ≤ 500	-125	-119	-109	-132	-245	-239	-229	-252	-353	-347	-337	-360	-533	-527	-517	-540

Posición	V				X				Y			Z			ZA		ZB		ZC	
	5	6	7	≥8	5	6	7	≥8	6	7	≥8	6	7	≥8	7	≥8	≥8	≥8		
Diámetro	Diferencia superior Ds																			
d ≤ 3	-	-	-	-	-20	-20	-20	-20	-	-	-	-26	-26	-26	-32	-32	-40	-60		
3 < d ≤ 6	-	-	-	-	-27	-25	-24	-28	-	-	-	-32	-31	-35	-38	-42	-50	-80		
6 < d ≤ 10	-	-	-	-	-32	-31	-28	-34	-	-	-	-39	-36	-42	-46	-52	-67	-97		
10 < d ≤ 14	-	-	-	-	-37	-37	-33	-40	-	-	-	-47	-43	-50	-57	-64	-90	-130		
14 < d ≤ 18	-36	-36	-32	-39	-42	-42	-38	-45	-	-	-	-57	-53	-60	-70	-77	-108	-150		
18 < d ≤ 24	-44	-43	-39	-47	-51	-50	-46	-54	-59	-55	-63	-69	-65	-73	-90	-98	-136	-188		
24 < d ≤ 30	-52	-51	-47	-55	-61	-60	-56	-64	-71	-67	-75	-84	-80	-88	-110	-118	-160	-218		
30 < d ≤ 40	-64	-63	-59	-68	-76	-75	-71	-80	-89	-85	-94	-107	-103	-112	-139	-148	-200	-274		
40 < d ≤ 50	-77	-76	-72	-81	-93	-92	-88	-97	-109	-105	-114	-131	-127	-136	-171	-180	-242	-325		
50 < d ≤ 65	-97	-96	-91	-102	-117	-116	-111	-122	-138	-133	-144	-166	-161	-172	-215	-226	-300	-405		
65 < d ≤ 80	-115	-114	-109	-120	-141	-140	-135	-146	-168	-163	-174	-204	-199	-210	-263	-274	-360	-480		
80 < d ≤ 100	-141	-139	-133	-146	-173	-171	-165	-178	-207	-201	-214	-251	-245	-258	-322	-335	-445	-585		
100 < d ≤ 120	-167	-165	-159	-172	-205	-203	-197	-210	-247	-241	-254	-303	-297	-310	-387	-400	-525	-690		
120 < d ≤ 140	-196	-195	-187	-202	-242	-241	-233	-248	-293	-285	-300	-358	-350	-365	-455	-470	-620	-800		
140 < d ≤ 160	-222	-221	-213	-228	-274	-273	-265	-280	-333	-325	-340	-408	-400	-415	-520	-535	-700	-900		
160 < d ≤ 180	-246	-245	-237	-252	-304	-303	-295	-310	-373	-365	-380	-458	-450	-465	-585	-600	-780	-1000		
180 < d ≤ 200	-278	-275	-267	-284	-344	-341	-333	-350	-416	-408	-425	-511	-503	-520	-653	-670	-880	-1150		
200 < d ≤ 225	-304	-301	-293	-310	-379	-376	-368	-385	-461	-453	-470	-566	-558	-575	-723	-740	-960	-1250		
225 < d ≤ 250	-334	-331	-323	-340	-419	-416	-408	-425	-511	-503	-520	-631	-623	-640	-803	-820	-1050	-1350		
250 < d ≤ 280	-378	-376	-365	-385	-468	-466	-455	-475	-571	-560	-580	-701	-690	-710	-900	-920	-1200	-1550		
280 < d ≤ 315	-418	-416	-405	-425	-518	-516	-505	-525	-641	-630	-650	-781	-770	-790	-980	-1000	-1300	-1700		
315 < d ≤ 355	-468	-464	-454	-475	-583	-579	-569	-590	-719	-709	-730	-889	-879	-900	-1129	-1150	-1500	-1900		
355 < d ≤ 400	-523	-519	-509	-530	-653	-649	-639	-660	-809	-799	-820	-989	-979	-1000	-1279	-1300	-1650	-2100		
400 < d ≤ 450	-588	-582	-572	-595	-733	-727	-717	-740	-907	-897	-920	-1087	-1077	-1100	-1427	-1450	-1850	-2400		
450 < d ≤ 500	-653	-647	-637	-660	-813	-807	-797	-820	-987	-977	-1000	-1237	-1227	-1250	-1577	-1600	-2100	-2600		

Con esta estructura la combinación de posibilidades es excesivamente amplia, en la práctica se limitan a las mostradas en la figura y con preferencia a las resaltadas en negrilla.

Tolerancias preferentes para ejes																
						g5	h5	js5	k5	m5	n5	p5	r5	s5	t5	
					f6	g6	h6	js6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6	
				e7	f7		h7	js7	k7	m7	n7	p7	r7	s7	t7	u7
			d8	e8	f8		h8									
			d9	e9			h9									
			d10													
a11	b11	c11					h11									

Tolerancias preferentes para agujeros																
						G6	H6	Js6	K6	M6	N6	P6	R6	S6	T6	
					F7	G7	H7	Js7	K7	M7	N7	P7	R7	S7	T7	
				E8	F8		H8	Js8	K8	M8	N8	P8	R8			
			D9	E9	F9		H9									
			D10	E10			H10									
A11	B11	C11	D11				H11									

TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS

Los límites de una pieza determinados por las tolerancias dimensionales pueden comportar errores de forma no admisibles para el funcionamiento correcto de las piezas.

Para delimitar los posibles errores de la geometría, se utilizan las tolerancias de forma o geométricas aplicables a los distintos elementos constitutivos de una pieza. La norma UNE 1-191-91 establece las definiciones, símbolos e indicaciones utilizadas para los dibujos y resumidas a continuación.

Zona de tolerancia aplicada a un elemento: Espacio geométrico dentro del cual el elemento debe de estar contenido, de acuerdo con la característica de la tolerancia puede ser una de las siguientes.

Superficie de un círculo

Superficie comprendida entre dos círculos concéntricos

Superficie comprendida entre dos líneas equidistantes o rectas paralelas

Espacio interior a un círculo

Espacio entre dos cilindros coaxiales

Espacio entre dos planos equidistantes o dos planos paralelos

Espacio interior a un paralelepípedo.

Las tolerancias geométricas pueden aplicarse a elementos simples o asociados

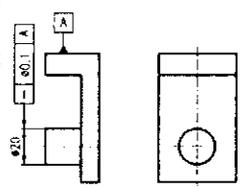
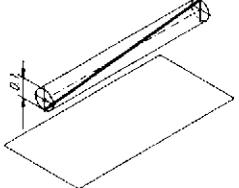
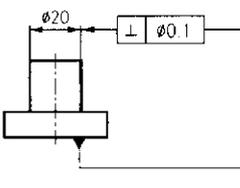
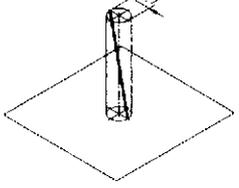
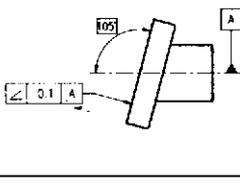
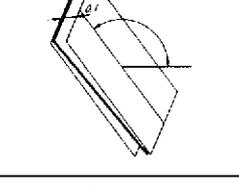
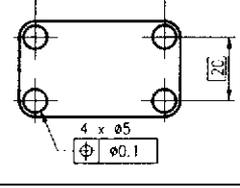
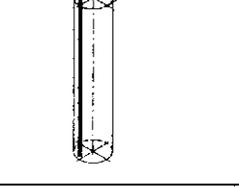
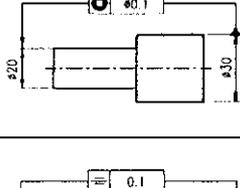
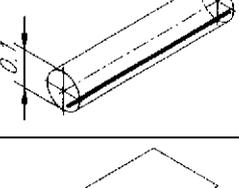
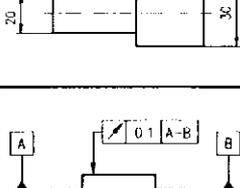
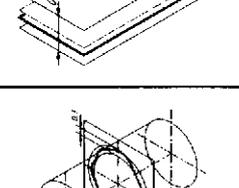
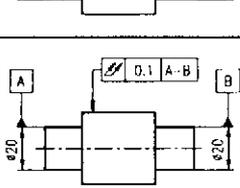
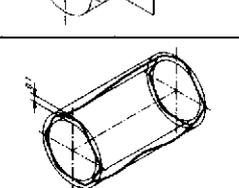
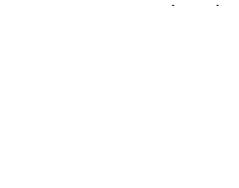
Los símbolos utilizados son los indicados en la página siguiente.

Símbolos para las características de las tolerancias

Elementos y Tipo de tolerancia		Características	Símbolo
Elementos simples	Forma	Rectitud	—
		Planicidad	
		Redondez	
		Cilindricidad	
Elementos simples o asociados	Forma	Forma de una línea	
		Forma de una superficie	
Elementos asociados	Orientación	Paralelismo	
		Perpendicularidad	
		Inclinación	
	Situación	Posición	
		Concentricidad/ Coaxialidad	
		Simetría	
	Oscilación	Circular	
		Total	

Significado de las tolerancias geométricas

Tolerancia	Ejemplo	Zona de tolerancia	Descripción
Rectitud			Cualquier generatriz del cilindro se considera recta cuando está totalmente incluida entre dos planos paralelos separados entre sí la tolerancia.
			El eje del cilindro se considera recto cuando está totalmente incluido dentro de un cilindro de un diámetro igual a la tolerancia.
Planicidad			La superficie se considera plana cuando está totalmente comprendida entre dos planos paralelos separados entre sí la tolerancia.
Redondez			Una sección recta cualquiera de la figura se considera redonda cuando está totalmente comprendida en una corona circular con una diferencia de radios igual a la tolerancia.
Cilindricidad			La superficie exterior del cilindro se considera cilíndrica cuando está totalmente comprendida entre dos cilindros coaxiales con una diferencia de radios entre sí igual a la tolerancia.
Forma de una línea			El contorno de la pieza tiene la forma nominal cuando está totalmente comprendido entre dos contornos envolventes de círculos con centros situados sobre el contorno nominal y de diámetro la tolerancia.
Forma de una superficie			Una superficie se considera que tiene la forma especificada cuando está totalmente comprendida entre dos superficies envolventes de esferas con centros situados sobre la superficie nominal y de diámetro la tolerancia.

Tolerancia	Ejemplo	Zona de tolerancia	Descripción
Paralelismo			El eje del elemento es paralelo al plano de referencia cuando está situado dentro de un cilindro de eje coincidente con el nominal y diámetro la tolerancia.
Perpendicularidad			El eje del elemento es perpendicular al plano de referencia cuando está situado dentro de un cilindro de eje coincidente con el nominal y diámetro la tolerancia.
Inclinación			El plano debe estar situado entre dos planos paralelos entre sí, separados la tolerancia y que forman un ángulo respecto al eje de referencia igual a la cota re- cuadrada especificada.
Posición			El eje de cada taladro debe estar situado dentro de un cilindro de diámetro igual a la tolerancia y eje situado en las posiciones "teóricamente exactas".
Coaxialidad			El eje del elemento es coaxial respecto al eje de referencia cuando está dentro de un cilindro de diámetro la tolerancia y eje la referencia.
Simetría			El plano medio de los elementos definidos por la cota es simétrico respecto al plano de referencia cuando está comprendido entre dos planos paralelos, simétricos respecto a la referencia y separados la tolerancia.
Oscilación circular			En cualquier sección recta, la oscilación del radio no debe ser mayor de la tolerancia en una vuelta completa.
Oscilación total			En cualquier punto de la superficie, la oscilación del radio no debe ser mayor de la tolerancia en una vuelta completa.

Símbolos complementarios

		Símbolos adicionales
Descripción		Símbolo
Indicación del elemento controlado	Directamente	
	Con letra	
Indicación de la referencia	Directamente	
	Con letra	
Indicación de referencia parcial		
Cota teóricamente exacta		
Zona de tolerancia proyectada		
Condición de máximo material		

Las indicaciones de las tolerancias se hacen con recuadros divididos como los indicados, y unidos a los elementos a acotar mediante líneas terminadas en flechas.

En el primer recuadro se indica el símbolo de la tolerancia, en el segundo su valor y en los posteriores las referencias que se consideran.

Relación entre tolerancias dimensionales y geométricas

Para establecer los criterios de relación entre las tolerancias dimensionales (lineales y angulares) y las tolerancias geométricas a efectos de evitar dificultades de interpretación y valoración, en la norma UNE 1-149-90 se establecen las aclaraciones precisas y se resumen con los siguientes principios.

Principio de independencia

Cada requisito dimensional o geométrico especificado en un dibujo *debe ser respetado por sí mismo*, salvo que se establezca una relación particular, es decir la tolerancia geométrica se aplica sin tener en cuenta la medida del elemento.

Si se desea establecer una relación entre medida y forma; medida y orientación o medida y posición ésta debe de indicarse sobre el dibujo, pudiendo considerarse los principios de la *envolvente* o de *máximo material*.

Principio de la envolvente

Establece que la dimensión máxima de un elemento con forma geométrica perfecta no debe de sobrepasarse, es decir que si existe especificación de tolerancia geométrica, su valoración debe de realizarse de manera que en ninguna parte del elemento se rebase la citada dimensión máxima y si existe límite dimensional inferior estará comprendida entre ambos.

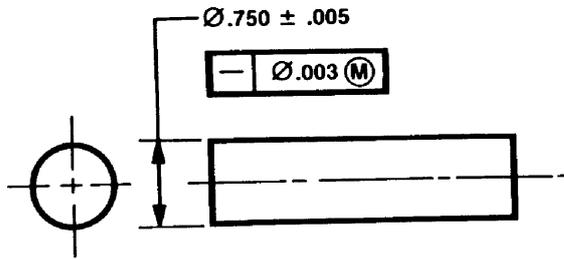
Principio del máximo material

El principio de máximo material establece que las peores condiciones de montaje se tienen para un eje sobre un agujero, cuando la dimensión del eje es máxima y el defecto geométrico también es máximo y el agujero se encuentra en su medida mínima con defecto geométrico máximo, pudiendo éste último considerarse como caso límite la suma de la tolerancia geométrica especificada y la dimensional, cuando la medida dimensional es más favorable, es decir mínima para ejes y máxima para agujeros.

Expresado de otra manera, cuando un eje se encuentra en su medida mínima, la tolerancia geométrica puede verse aumentada en el valor de la tolerancia dimensional sin que por ello cambien las condiciones de montaje. De la misma forma cuando un agujero se encuentre en su medida máxima, el valor de la tolerancia geométrica puede ampliarse en el valor de la dimensional.

En las figuras siguientes se ponen ejemplos del significado de algunas de las simbolizaciones de condición de máximo material

ESTO

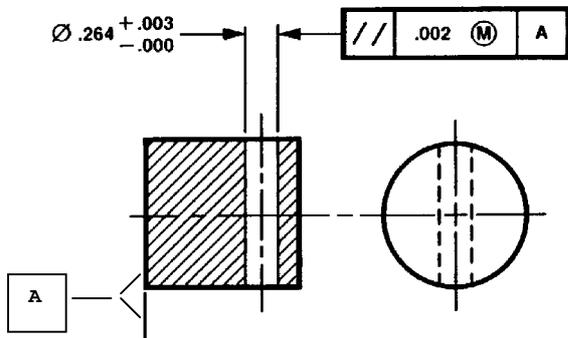


SIGNIFICA ESTO

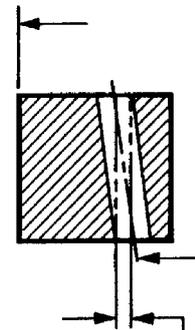


MEDIDA	TOL. RECTITUD PERMITIDA
.755	.003
.754	.004
.753	.005
↓	↓
.746	.012
.745	.013

ESTO



SIGNIFICA ESTO



Possible posición del

MEDIDA	TOL. PARALELISMO PERMITIDA
.264	.002
.265	.003
.266	.004
.267	.005

Tolerancias generales

Para las medidas sin indicación de tolerancias, se utilizan las definidas en ISO 2768 -1 y -2, las NSA2110 u otras.

En el sistema ISO se definen cuatro calidades para las dimensionales y tres para las geométricas

Clase de tolerancia		Desviaciones admisibles respecto al nominal (en mm)							
Designación	Descripción	0,51 ¹ hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000	más de 2000 hasta 4000
f	fina	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5	
m	media	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2
c	grosera	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3	±4
v	muy grosera		±0,5	±1	±1,5	±2,5	±4	±6	±8

¹ Para valores nominales inferiores a 0,5 mm, las tolerancias han de indicarse siempre junto a la cota nominal correspondiente.

Tolerancias generales para dimensiones lineales, excepto aristas matadas.

Clase de tolerancia		Desviaciones admisibles respecto al nominal (en mm)		
Designación	Descripción	más de 0,5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6
f	fina	±0,2	±0,5	±1
m	media			
c	grosera	±0,4	±1	±2
v	muy grosera			

Tolerancias generales para dimensiones de aristas matadas.

Clase de tolerancia		Desviaciones admisibles en función de la longitud del lado menor del ángulo considerado (en mm)				
Designación	Descripción	Hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400
f	fina	±1°	±0°30'	±0°20'	±0°10'	±0°5'
m	media					
c	grosera	±1°30'	±1°	±0°30'	±0°15'	±0°10'
v	muy grosera	±3°	±2°	±1°	±0°30'	±0°20'

Tolerancias generales geométricas

Clase de tolerancia	Tolerancias de rectitud y planitud, por campos de longitudes nominales (en mm)					
Designación	Hasta 10	Más de 10 hasta 30	Más de 30 hasta 100	Más de 100 hasta 300	Más de 300 hasta 1000	Más de 1000 hasta 3000
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

Clase de tolerancia	Tolerancias de simetría, por campos de longitudes nominales (en mm)			
Designación	Hasta 100	Más de 100 hasta 300	Más de 300 hasta 1000	Más de 1000 hasta 3000
H	0,5			
K	0,6		0,8	1
L	0,6	1	1,5	2

Clase de tolerancia	Tolerancias de perpendicularidad, por campos de longitudes nominales (en mm)			
Designación	Hasta 100	Más de 100 hasta 300	Más de 300 hasta 1000	Más de 1000 hasta 3000
H	0,2	0,3	0,4	0,5
K	0,4	0,6	0,8	1
L	0,6	1	1,5	2

Clases de tolerancia	Tolerancias de oscilación circular
H	0,1
K	0,2
L	0,5

ELECCIÓN DE TOLERANCIAS

Al realizar la acotación, el problema que se le presenta al proyectista es el de asignar tolerancias a todas las medidas que afecten al funcionamiento, el objeto de la siguiente exposición es ayudar a ello.

El primer paso a dar antes de la elección de las tolerancias a aplicar en el montaje de dos o más piezas, y dando por hecho la adopción del sistema ISO, es determinar si es más conveniente emplear sistema de agujero base, eje base, o mixto, cuyos conceptos se indican a continuación.

Sistema de agujero base o agujero único

Se denomina así, dentro del sistema de tolerancias ISO a un sistema de ajustes en el que son nulas las desviaciones o diferencias inferiores para todos los agujeros con posición **H**.

De esta forma los diferentes ajustes, juegos o aprietos se obtienen para la misma medida nominal, con posiciones y calidades (amplitudes de tolerancia) variables para los ejes, en consecuencia se producen *juegos* para los ejes en que los límites superiores e inferiores estén por debajo de cero; *aprietos*, cuando los dos límites están por encima del superior del agujero; y ajustes *incierto*s (juego o aprieto) cuando alguno de los límites de los ejes es inferior al máximo del agujero.

Sistema de eje base o eje único

Se denomina así dentro del sistema de tolerancias ISO a un sistema de ajustes en el que las diferencias superiores para todos los ejes son nulas para la posición **h**.

De esta forma los diferentes ajustes, (juegos o aprietos) se obtienen para la misma medida nominal, con posiciones y calidades (amplitudes de tolerancia) variables para los agujeros, teniéndose en consecuencia: *juegos* para los agujeros en que los límites superior e inferior estén por encima de cero; *aprietos*, cuando los dos límites están por debajo del inferior del agujero; y ajustes *incierto*s (juego o aprieto) cuando alguno de los límites de los agujeros es superior al mínimo del agujero.

Sistema mixto

Se denomina sistema mixto a aquél en que las posiciones de los ejes y agujeros son distintas de las **H** y **h**. Este sistema es de aplicación excepcional, es decir, cuando no es posible utilizar alguno de los anteriores.

Si bien se puede decir que, con carácter general, se utiliza con preferencia el sistema de agujero base, en razón de la mayor dificultad existente para medir agujeros que ejes, así como las ventajas económicas derivadas del empleo de menor número de calibres, es necesario resaltar que la elección incluida la de sistemas combinados debe quedar condicionada a la naturaleza de la aplicación a realizar, ya que de la adopción de un sistema u otro puede variar la geometría de una determinada pieza.

Elección de las tolerancias

Una vez determinada la elección del sistema de tolerancias en función de la aplicación, se debe proceder a la fijación de los juegos y aprietos máximos y mínimos que lleven a un correcto funcionamiento del conjunto para lo que se tendrá en cuenta lo siguiente:

Naturaleza del material en que están construidas las piezas.

Velocidad de deslizamiento relativo o de funcionamiento.

Tipo de esfuerzos; considerando su intensidad, dirección, sentido y variación.

Sistema de engrase y lubricante utilizado.

Desgaste admisible para unas determinadas horas de funcionamiento.

Temperatura máxima de funcionamiento y su régimen de variación, por producir dilataciones de

las piezas que alteran las condiciones de juego y aprieto iniciales. Especial atención debe de ponerse cuando las piezas son de materiales distintos, y mas aún cuando los coeficientes de dilatación son diferentes.

Incidencia de las variaciones de posición y forma permitidas por las tolerancias geométricas que afecten a las piezas a acoplar.

Después de las consideraciones anteriores y siempre que sea posible se tomarán los ajustes recomendados por ISO como preferentes, contenidos en las siguientes tablas y según las siguientes reglas:

Evitar excesos de precisión (amplitud de tolerancias) inútiles, puesto que las tolerancias pequeñas implican altos gastos de fabricación. El coste crece exponencialmente con la disminución de la magnitud de la tolerancia.

Siempre que sea posible adoptar menor tolerancia para el eje que para el agujero, como consecuencia de la mayor dificultad existente al trabajar y medir en interiores (hembras) frente a los exteriores (machos).

Elegir las tolerancias de forma que las calidades varíen uno o dos saltos como máximo entre eje y agujero.

Tener en cuenta la experiencia proporcionada por aplicaciones similares.

Considerar en los montajes con aprieto la forma de realizarlos: prensa, mazo, variaciones térmicas relativas entre piezas producidas por nitrógeno líquido o nieve carbónica para enfriamiento, y mediante inducción eléctrica, o baño en aceite para calentamiento. En estos casos y en montajes permanentes la utilización de pegamentos puede sustituir a montajes con grandes aprietos.

Por último y muy importante, no se debe de olvidar realizar un acabado superficial en consonancia con el grado de precisión requerido, pues un acabado basto, en piezas sometidas a deslizamientos relativos con una especificación de tolerancia pequeña, después de pocas horas de funcionamiento produce desgastes que hacen inútiles tales tolerancias.

AGUJERO BASE

TIPO	AGUJERO	EJE	CLASE	CARACTERISTICAS	APLICACIONES	ACABADO
Fino	H7	s6/r6	Prensado	Montaje a prensa , necesita seguro de giro para pares muy fuertes, gran adherencia sobre hierro fundido	Casquillos y coronas de bronce, acoplamientos de piñones y engranajes en ejes no desmontables, no utilizar sobre piezas de paredes finas	N6/N7
		n6	Forzado duro	Montaje a martillo, de empleo cuando se requieren posicionamientos precisos con interferencia	Casquillos de bronce, manguitos en cubos, fijas para posicionado, casquillos guías de broca	N6/N7
		k6	Forzado medio	Montaje a martillo, posicionado de precisión con un compromiso entre juego e interferencia	Rodamientos de bolas, discos de levas, poleas y volantes, manivelas	N6/N7
		j6	Forzado ligero	Montaje ligero	Rodamientos de bolas, piezas de maquinas desmontables con frecuencia	N6/N7
		h6	Deslizante con lubricación	Proporciona un acoplamiento ajustado para la situación de piezas estacionarias con montaje y desmontaje libre	Engranajes, piezas importantes de maquinas herramientas, ejes de lira	
		g6	Giratorio	Juego pequeño, no para girar con velocidad, pero si para giros libres y deslizamiento con posicionado preciso	Embolos, bridas, anillos de rodamientos	N6/N7
		f7	Holgado	Juego mediano, para giros con velocidad en máquinas de precisión y para posicionamiento preciso con velocidades moderadas y presiones de apoyos de ejes	Cojinetes de bielas, ruedas dentadas, cajas de cambio	N6/N7
Medio	H8	h9	Deslizante		Poleas fijas, manivelas y acoplamientos deslizantes sobre el eje, ejes de contrapuntos	N7/N8
		e8	Giratorio	Juego mediano	Piezas de motores, bombas ventiladores	N7/N8
		d9	Holgado	Juego amplio, no de uso cuando es esencial la precisión pero bueno para grandes de variaciones de temperaturas con gran velocidad de giro y presión de apoyo de los ejes	Soportes de ejes, poleas locas	N7/N8
Basto	H11	h11	Deslizante		Piezas de maquinaria agrícola	N9/N10
		d9	Giratorio	Juego mediano	Ejes de movimiento longitudinal, aros, palancas, manivelas desmontables	N9/N10
		e11	Holgado	Juego amplio	Cojinetes de máquinas domésticas, pasadores, ejes.	N9/N10
		a11	Muy holgado	Ajustes muy amplios para tolerancias de miembros externos	Locomotoras, cojinetes de cajas de freno, alojamientos de cabezas de tornillos	N9/N10

EJE BASE						
TIPO	EJE	AGUJERO	CLASE	CARACTERISTICAS	APLICACIONES	ACABADO
Fino	h6	S7/R7	Prensado	Montaje a prensa , necesita seguro de giro para pares muy fuertes, gran adherencia sobre hierro fundido	Casquillos y coronas de bronce, acoplamientos de piñones y engranajes en ejes no desmontables, no utilizar sobre piezas de paredes finas	N6/N7
		N7	Forzado duro	Montaje a martillo, de empleo cuando se requieren posicionamientos precisos con interferencia	Casquillos de bronce, manguitos en cubos, fijas para posicionado, casquillos guías de broca	N6/N7
		K7	Forzado medio	Montaje a martillo, posicionado de precisión con un compromiso entre juego e interferencia	Rodamientos de bolas, discos de levas, poleas y volantes, manivelas	N6/N7
		J7	Forzado ligero	Montaje ligero	Rodamientos de bolas, piezas de maquinas desmontables con frecuencia	N6/N7
		H7	Deslizante con lubricación	Proporciona un acoplamiento ajustado para la situación de piezas estacionarias con montaje y desmontaje libre	Engranajes, piezas importantes de maquinas herramientas, ejes de lira	
		G7	Giratorio	Juego pequeño, no para girar con velocidad, pero si para giros libres y deslizamiento con posicionado preciso	Embolos, bridas, anillos de rodamientos	N6/N7
		F8	Holgado	Juego mediano, para giros con velocidad en máquinas de precisión y para posicionamiento preciso con velocidades moderadas y presiones de apoyos de ejes	Cojinetes de bielas, ruedas dentadas, cajas de cambio	N6/N7
Medio	h9	H9	Deslizante		Poleas fijas, manivelas y acoplamientos deslizantes sobre el eje, ejes de contrapuntos	N7/N8
		E9	Giratorio	Juego mediano	Piezas de motores, bombas ventiladores	N7/N8
		D10	Holgado	Juego amplio, no de uso cuando es esencial la precisión pero bueno para grandes de variaciones de temperaturas con gran velocidad de giro y presión de apoyo de los ejes	Soportes de ejes, poleas locas	N7/N8
Basto	h11	H11	Deslizante		Piezas de maquinaria agrícola	N9/N10
		D10	Giratorio	Juego mediano	Ejes de movimiento longitudinal, aros, palancas, manivelas desmontables	N9/N10
		E11	Holgado	Juego amplio	Cojinetes de máquinas domésticas, pasadores, ejes.	N9/N10
		A11	Muy holgado	Ajustes muy amplios para tolerancias de miembros externos	Locomotoras, cojinetes de cajas de freno, alojamientos de cabezas de tornillos	N9/N10

Determinación de tolerancias de ajuste

Cuando se conocen las condiciones límites de un ajuste: juego máximo y mínimo (JM y Jm) o aprieto máximo y mínimo (AM y Am) que se desean utilizar, determinados bien por calculo bien por experiencia, para proceder a la elección de los ajustes normalizados se actúa como sigue:

1 - Se determina el valor de la tolerancia del ajuste Tj o Ta, según sea juego o aprieto.

En el caso de un juego:

$$TJ = JM - Jm = (DM - Dm) + (dM - dm) = T_{\text{agujero}} + T_{\text{eje}}$$

2 - Se reparte la tolerancia TJ entre dos tolerancias normalizadas tratando que las diferencias entre las calidades de ejes y agujeros sea de uno o dos grados de calidad, y que la mayor corresponda al agujero. La suma de las tolerancias de eje y agujero elegidas debe ser lo mas próxima posible a la tolerancia del ajuste TJ y en todo caso inferior a ésta. En el caso de un juego:

$$JM - Jm = T_{\text{agujero}} + t_{\text{eje}}$$

3 - Se elige el sistema de ajuste normalizado (agujero o eje único)

4 - Elegir el ajuste normalizado de acuerdo con los datos anteriores.

ACOTACION FUNCIONAL

La norma UNE 1.039-75 (1R) relativa a la acotación de dibujos industriales establece, como principio, que la acotación de las piezas debe de ser funcional. Para aclarar los conceptos de acotación funcional, la elección de las cotas y el tratamiento de las tolerancias asociadas, se establecen las definiciones y métodos expuestos a continuación.

Conceptos generales

La acotación funcional la definiremos como la acotación basada en el análisis de las misiones a cumplir dentro de una máquina o mecanismo de la pieza a acotar y se deduce directamente de las condiciones de funcionamiento.

Conceptos básicos

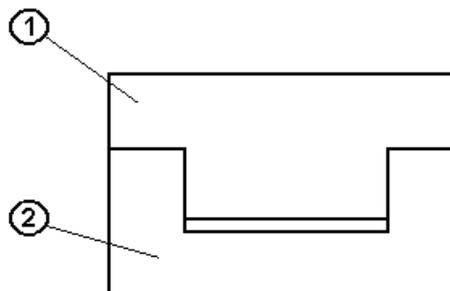
Para hablar de la *función* de una pieza es necesario que ésta pertenezca a un conjunto mecánico, con un mínimo de dos piezas, para que junto a ellas, aquella desarrolle un papel en el funcionamiento. Por tanto, no se puede realizar una acotación funcional de una pieza cuando no se conoce el conjunto del que forma parte y, en consecuencia, la forma en que trabaja. El *objetivo* de una acotación funcional es asegurar el funcionamiento correcto de un mecanismo o conjunto mecánico, con las tolerancias mas amplias posibles (para disminuir el precio de coste) de sus componentes. Para ello, las cotas funcionales deben de expresarse explícitamente (no por deducción de otras) sobre cada pieza, siendo indicadoras de las condiciones necesarias para que la pieza desempeñe su papel en el conjunto a que pertenece. El estudio funcional de un conjunto mecánico debe de realizarse como sigue:

1. Análisis funcional
2. Estudio de las condiciones de funcionamiento
3. Búsqueda de las superficies terminales y de unión
4. Determinación de las condiciones de juegos o aprieto de montaje o funcionamiento
5. Determinación de las cadenas mínimas de cotas
6. Elección de las tolerancias apropiadas

Análisis funcional

Consiste en descomponer el conjunto en sus diferentes partes y estudiar el funcionamiento de cada una de ellas. Por ejemplo, en la figura:

- La pieza corredera 1 ha de desplazarse sobre la guía 2
- El guiado se realiza por un conjunto de ranura y prisma



En este ejemplo para que el funcionamiento sea correcto se requerirá la existencia de uno juego para el deslizamiento, J1 representado en la figura siguiente .

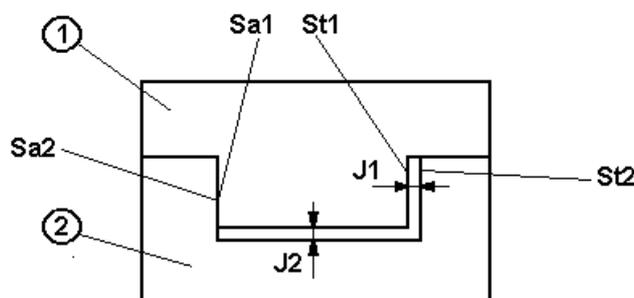
En general, las *condiciones de funcionamiento* son las que se exigen al mecanismo para cumplir sus funciones. En general, estas pueden ser:

- juegos que permitan los deslizamientos, giros, etc.
- juegos necesarios para el montaje
- juegos de seguridad que garanticen la no interferencia con otras partes móviles
- funciones que precisen ajustes con interferencia
- condiciones de resistencia mecánica (longitud que un tornillo que debe de entrar en un agujero roscado; espesor de pared entre el fondo de un agujero y el exterior; etc).

Superficies terminales y de unión

Las condiciones funcionales anteriores están determinadas por las *superficies terminales* que son aquéllas que, perteneciendo a dos piezas distintas con contacto en otras superficies, definen el juego o condición funcional; en la figura siguiente, las St1 y St2, definen el juego.

Las superficies comunes o con contacto serán las *superficies de unión*, o de *apoyo*, que también pueden ser denominadas *funcionales*. En la figura, las Sa1 y Sa2

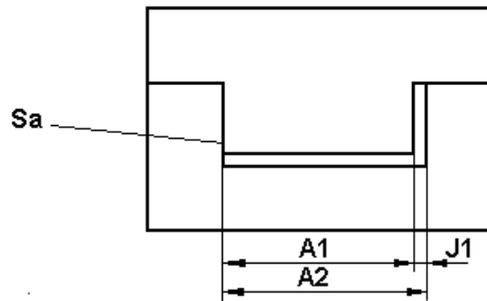


Nota: las superficies terminales pueden ser funcionales o no, según que el contacto sea posible o imposible; así en conjunto representado en la figura anterior, si se desea que la pieza 2 soporte a la 1 mediante su superficie superior, es necesario que exista el juego J2.

Si se desea que 1, deslice sobre 2, se deberá establecer un juego J1, (para facilitar el estudio, este juego se considera a un solo lado y es conveniente representarlo ampliado).

Una *cadena de cotas* es el conjunto de ellas que establecen o expresan una condición funcional (juego o aprieto). En el ejemplo que se está exponiendo, se trata de un juego.

Se denomina *cadena mínima* cuando la condición funcional (juego en el ejemplo), está definida por un número de cotas mínimo. En la figura siguiente, se muestran las cotas de la cadena mínima que establecen J1, las superficies de las que parten las líneas de referencia de la cota J1, son las superficies terminales de las piezas 1 y 2. Las cotas funcionales son las que parten de las superficies de apoyo Sa, comunes a 1 y 2.



En una cadena mínima existen tantas cotas componentes, (*eslabones*) como piezas participan en la función mas la condición, es decir una cota funcional por pieza.

Elección de tolerancias.

En la figura anterior, se comprueba que:

$$J1 = A2 - A1$$

Es decir el juego es la suma algebraica de las cotas componentes de la cadena, sean dos o mas, esta relación es fundamental para la determinación de las tolerancias de A1 y A2, analíticamente comprobamos que:

$$J1_{max} = A2_{max} - A1_{min}$$

$$J1_{min} = A2_{min} - A1_{max}$$

restando estas ecuaciones

$$J1_{max} - J1_{min} = A2_{max} - A2_{min} + A1_{max} - A1_{min} = Tol J1 = Tol A2 + Tol A1$$

Es decir: *la tolerancia de juego es la suma de las tolerancias de las cotas componentes de la cadena.*

El problema que generalmente se plantea, es el de conocida una condición de funcionamiento (juego en este caso), determinar las tolerancias de las cotas de la cadena mínima que lo determinan.

Sea en el ejemplo anterior $J1 = 0,1 (+ 0; - 0,06)$, es decir: $Tol J1 = 0,06$, y la medida nominal 40, de acuerdo con lo anterior la suma de las tolerancias de las cotas componentes debe ser igual a 0,06, es decir la condición a satisfacer, y que repartiremos de forma que asignaremos 0,03 a cada una de las cotas A1 y A2

$$Tol J1 = 0,06 = 0,03 + 0,03 = Tol A1 + Tol A2$$

Con este criterio, se ha obtenido el valor de las tolerancias pero no el de sus posiciones, para determinar éstas, se fija una cota bien adoptando el criterio de agujero base o eje base con lo que tendremos:

$$A2 = 40 (+0,03)$$

$$A2_{max} = 40,03 \quad A2_{min} = 40$$

como:

$$J_{max} = A2_{max} - A1_{min}$$

$$0,1 = 40,03 - A1_{min}$$

$$A1_{min} = 40,03 - 0,1 = 39,93$$

$$J_{\min} = A_{2\min} - A_{1\max}$$

$$0,04 = 40 - A_{1\max}$$

$$A_{1\max} = 40 - 0,04 = 39,96$$

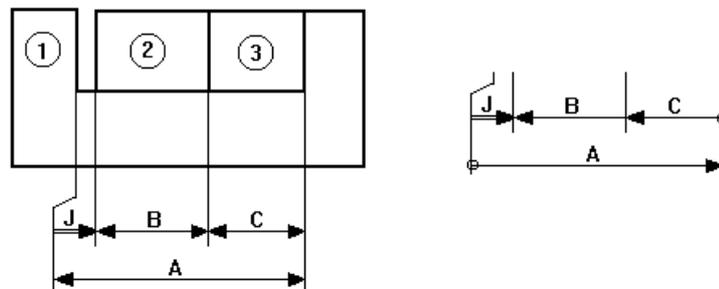
$$A_1 = 40 (-0,04; -0,07)$$

Si se desea utilizar valores de tolerancias normalizados de acuerdo con ISO, se eligen de las tablas de valores especificados para las calidades IT, los valores mas próximos por defecto.

Representación de cadenas mediante vectores

Cuando intervienen en un montaje mas de dos piezas, con el fin de facilitar los cálculos resulta muy práctico trabajar con vectores que representen las líneas de cotas

En la figura siguiente a la derecha de, se representa en forma vectorial, la cadena de cotas que determina el juego J, función del acoplamiento de las piezas 1, 2 y 3.



Al dibujar la cadena, la condición de funcionamiento se representa en primer lugar con una doble línea, cuyo origen se sitúa en la línea de referencia de una superficie terminal y se orienta en sentido que se corresponda con el positivo (generalmente hacia la derecha).

Seguidamente se representan sucesivamente, desde el origen del vector condición, los vectores positivos que representan las cotas de la cadena. Finalmente, tomando como origen el punto final de los anteriores se representan también sucesivamente, los vectores negativos. El último terminará en el final del vector condición, representación de la otra superficie terminal.

Resumiendo para la determinación de cadenas mínimas, se debe tener en cuenta que:

- ❑ cada cota de la cadena se denomina eslabón, y éste no puede afectar mas que a una sola pieza
- ❑ cada cadena incorpora tantos eslabones como número de piezas intervienen, mas la cota condición; cada una de las cadenas de cotas tiene su origen en una superficie terminal y termina en otra superficie terminal, pasando siempre por las superficies de unión.

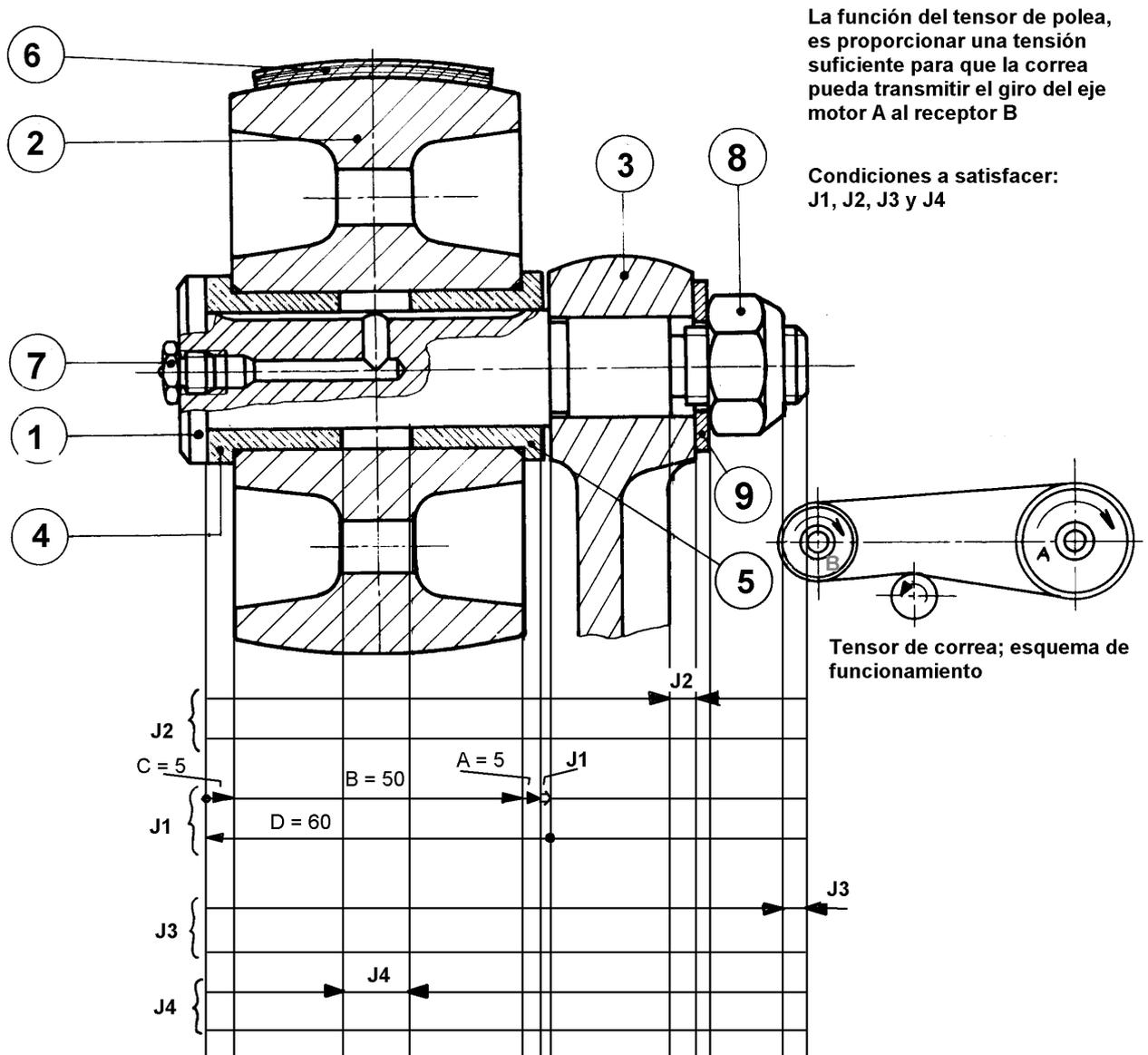
La condición de funcionamiento es el *eslabón llave* que determina el juego necesario y cierra la cadena de cotas funcionales.

$$N^{\circ} \text{ eslabones cadena mínima} = N^{\circ} \text{ de piezas intervinientes} + \text{condición}$$

$$\text{Tol condición} = \text{Suma tolerancias de cotas funcionales}$$

Ejemplo:

En la figura siguiente se representa el montaje de un tensor de correa, así como el esquema funcional del mismo. Las condiciones funcionales son las dadas por los juegos J1, J2, J3 y J4, se pretende determinar las dimensiones nominales y sus correspondientes tolerancias, de cada una de las piezas componentes.



Seguidamente se resuelve la cadena que determina la condición de funcionamiento J1; a título de ejemplo.

Se supone que juego J1 se ha fijado en $J1_{max} = 0,15$ y $J1_{min} = 0,05$, la cadena mínima de cotas será como la indicada y podremos decir:

$$J1_{max} = D_{max} - (C_{min} + B_{min} + A_{min})$$

$$J1_{\min} = D_{\min} - (C_{\max} + B_{\max} + A_{\max}) \quad \text{restando estas ecuaciones}$$

$$J1_{\max} - J1_{\min} = D_{\max} - D_{\min} + C_{\max} - C_{\min} + B_{\max} - B_{\min} + A_{\max} - A_{\min}$$

o lo que es lo mismo:

$$\text{Tol } J1 = \text{Tol } D + \text{Tol } C + \text{Tol } B + \text{Tol } A = 0,1$$

Siendo por tanto esta tolerancia de 0,1 la que tendremos que repartir para asignar a cada una de las cotas D, C, B y A, de valores nominales indicados; este reparto debe de hacerse, en general, atendiendo a la dimensión nominal de cada cota, de forma que todas ellas tengan en lo posible una misma calidad de tolerancia y estableciendo los límites de forma sean superiores o mayores que cero los de las piezas continentales y en forma inversa los de las contenidas (siendo esto último irrelevante para el juego)

Con estos criterios y consultando los valores ISO de tolerancias, construimos la siguiente tabla:

Medida nominal	Calidad de tolerancia IT (valores en micras)		
	7	8	9
D = 60	30	46	74
B = 50	25	39	62
C = 5	12	18	30
A = 5	12	18	30
Suma	79	121	196

De donde deducimos que solo la suma de los valores de tolerancia dados para las calidades IT7 es inferior a la tolerancia del juego J1, siendo por tanto éstos los que elegimos como mas conservativos.

$$\begin{aligned} \text{Tol } D &= 0,03 \\ \text{Tol } B &= 0,025 \\ \text{Tol } C &= 0,012 \\ \text{Tol } A &= 0,012 \\ \Sigma \text{Tol} &= 0,079 = \text{Tol } J1 = J1_{\max} - J1_{\min} \end{aligned}$$

la tolerancia del juego queda por tanto reducida de 0,1 a 0,079 es decir 0,021; esta diferencia la repartimos de forma que se conserve el juego medio, para ello aumentamos el juego mínimo permitido en la mitad y disminuimos el juego máximo en la otra mitad, con lo que tendremos:

$$\begin{aligned} J_{\min} &= 0,05 + 0,0105 = 0,0605 \\ J_{\max} &= 0,15 - 0,0105 = 0,1395 \end{aligned}$$

Una vez determinadas los valores absolutos de las tolerancias de cada eslabón debe de procederse a la definición de los límites o lo que es lo mismo al establecimiento de las posiciones de las tolerancias. Un criterio puede ser elegir posiciones para todos los eslabones de cadena excepto uno (en nuestro caso asignamos posiciones “H” a “D”, y “h” a “C”, y “A” y calculamos los límites para “B”), sabiendo que:

$$\text{TolJ1} = \text{Tol A} + \text{Tol B} + \text{Tol C} + \text{Tol D} = \text{J1max} - \text{J1min}$$

$$\text{J1max} = \text{Dmax} - \text{Amin} - \text{Bmin} - \text{Cmin}$$

$$\text{J1min} = \text{Dmin} - \text{Amax} - \text{Bmax} - \text{Cmax}$$

Podremos calcular:

$$\text{Bmax} = \text{Dmin} - \text{J1min} - \text{Amax} - \text{Cmax}$$

$$\text{Bmin} = \text{Dmax} - \text{J1max} - \text{Amin} - \text{Cmin}$$

En nuestro ejemplo:

$$\text{Tol D} = 0,025$$

$$\text{Dmax} = 60,03$$

$$\text{Dmin} = 60$$

$$\text{Tol C} = 0,012$$

$$\text{Cmax} = 5$$

$$\text{Cmin} = 4,988$$

$$\text{Tol A} = 0,012$$

$$\text{Amax} = 5$$

$$\text{Amin} = 4,988$$

$$\text{Bmax} = 60 - 0,0605 - 5 - 5 = 49,9395$$

$$\text{Bmin} = 60,03 - 0,1395 - 4,988 - 4,988 = 49,9145$$

Los valores calculados para “B” normalmente no coincidirán con los límites correspondientes a posiciones de tolerancia normalizadas.

Un análisis de los valores obtenidos nos lleva a las siguientes conclusiones:

- ❑ Cuanto mayor sea el juego, mayor pueden ser las tolerancias asignadas a las piezas que lo determinan.
- ❑ Cuanto mayor sea el número de piezas intervinientes para la determinación del juego, menores serán las tolerancias asignadas a cada pieza.

En el ejemplo anterior se observa que los valores de las tolerancias para las cotas C y A resultan prácticamente ridículos, por lo que cual su fabricación presenta mayores dificultades, y por tanto su costo, se encarecerá innecesariamente, como por otra parte observamos que si para esta medida pasamos a una calidad IT8 se tiene:

$$0,030 + 0,025 + 0,018 + 0,018 = 0,091$$

suma de tolerancias todavía inferior al juego dado de 0,1 podremos considerar por tanto estos nuevos valores como la solución a adoptar.

Podría darse la circunstancia que alguna de las piezas componentes fuese comercial, normalizada o proporcionada por otro proveedor y tuviese una tolerancia superior al juego en cuyo caso para poder asignar tolerancias a las otras piezas será necesario aumentar el juego y si esto no es posible hay que descartar tal pieza o especificarle al proveedor una tolerancia mas pequeña.

Como hemos visto de forma general podemos poner:

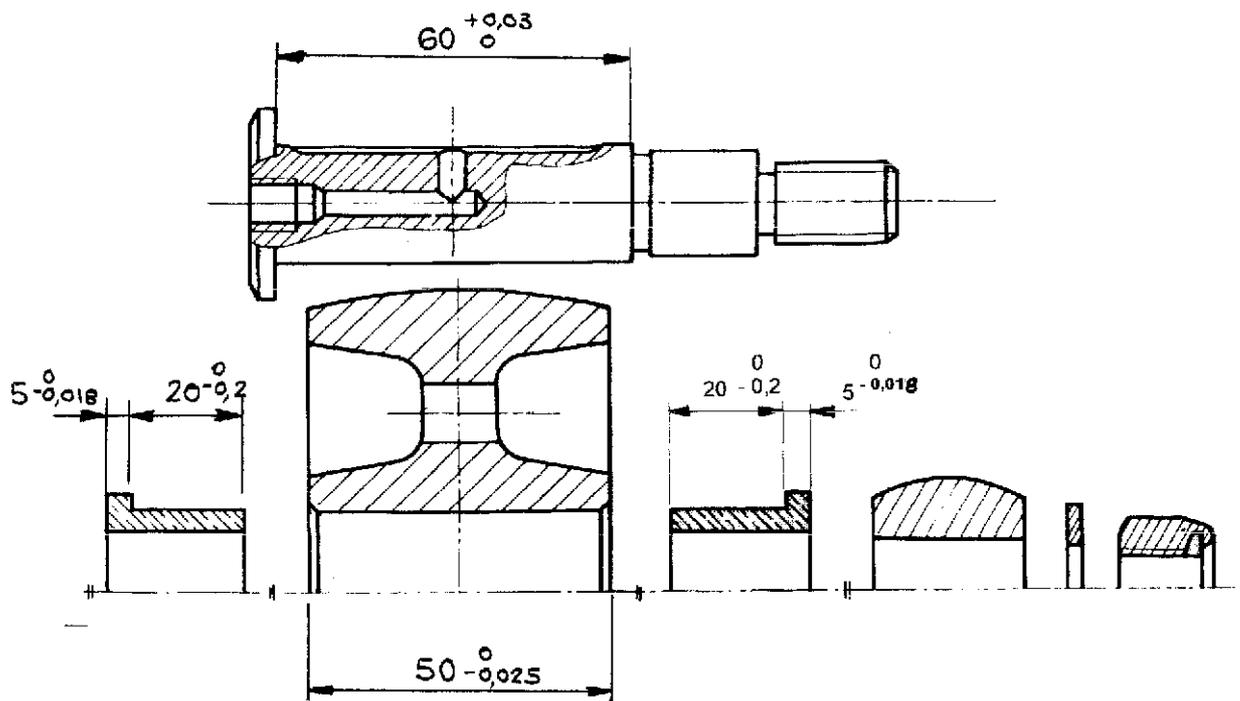
$$\text{Tol J} = \text{TolA} + \text{TolB} + \text{TolC} + \dots \text{TolN}$$

y es claro que aplicando este procedimiento todos los montajes estarán dentro del límite especificado. Por otra parte se demuestra estadísticamente que en aproximadamente el 98% de los casos se tiene que el valor de TolJ resulta:

$$TolJ = \sqrt{(TolA^2 + TolB^2 + TolC^2 + \dots TolN^2)}$$

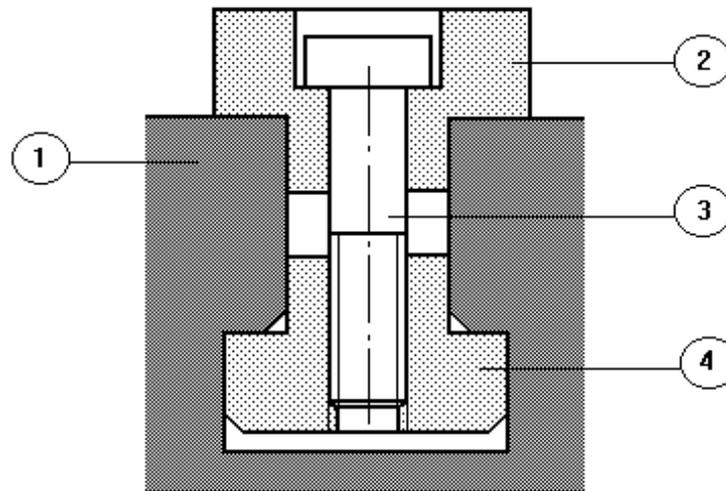
que evidentemente hace que para el mismo valor de TolJ sea posible dar tolerancias para cada uno de los eslabones de la cadena mayores que los obtenidos anteriormente con lo que se reducirá el costo de fabricación pero con el riesgo de algunos rechazos.

La figura siguiente, contiene los dibujos de todas las piezas componentes del tensor de correa con indicación de las cotas calculadas; en el casquillo cojinete, se ha indicado la cota de 20 con la tolerancia supuestamente obtenida en función del juego J4.

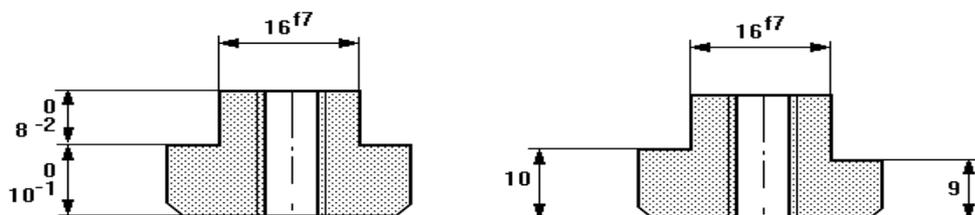


Funcionalidad de las tolerancias geométricas

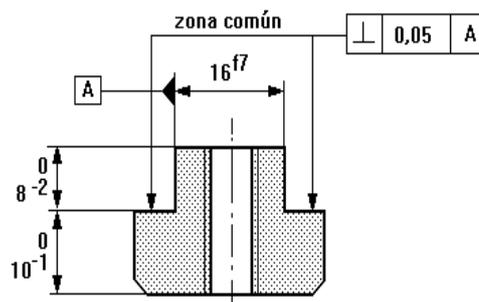
La acotación y definición de tolerancias dimensionales no satisface totalmente las condiciones de funcionalidad. Veamos un montaje como el representado en la figura siguiente, en la que el taco 4, introducido en la ranura en te, de la mesa de una máquina herramienta, se emplea al actuar como tuerca con el tornillo 3, como elemento de posicionado y fijación de la pieza 2, sobre ésta.



La acotación funcional en principio del taco 4, podría realizarse como se indica en la figura siguiente izquierda, que nos puede llevar a una pieza como la de la derecha, que evidentemente trabajará de forma insatisfactoria al apoyarse sobre solo un lado de la parte inferior de la guía de la máquina.



La necesidad de apoyo en las dos zonas nos obliga a la definición de una zona común mediante una tolerancia geométrica tal y como se especifica en la figura siguiente, pudiéndose a llegar en este caso a cuestionar la necesidad de la cota de 16^{f7}

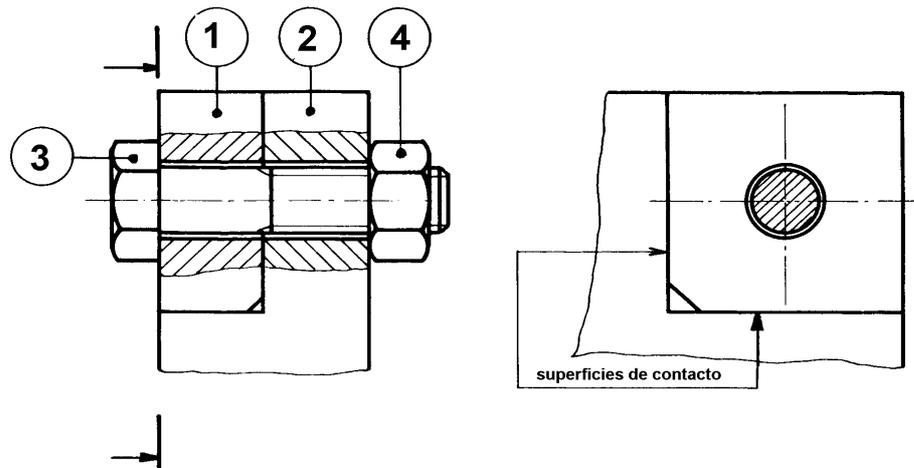


Combinación de tolerancias dimensionales y de posición

Uno de los problemas que se presentan con mayor frecuencia en el montaje de mecanismos, es el de hacer pasar un eje por los agujeros de dos o mas piezas fabricadas separadamente. En estos casos el problema que ha de resolver el proyectista es el de definir las tolerancias de los diámetros de los componentes mas las tolerancias de posición de sus centros a fin de que el montaje sea posible.

Con el ejemplo de la figura siguiente, trataremos de ilustrar la resolución del problema.

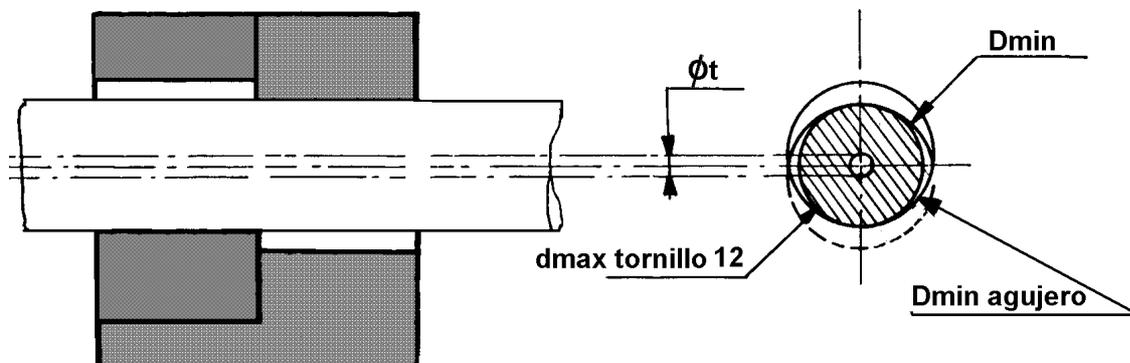
Tengamos un subconjunto parcial en el que cada una de las piezas ha de ser fabricada separadamente y se requieren condiciones de intercambiabilidad total.



En la próxima figura, se muestran las condiciones de montaje mas desfavorables, observándose que:
 $d_{\max} \text{ tornillo} = D_{\min} \text{ agujero} - t$
 (t = tol posición agujero)

de acuerdo con esto y fijando por ejemplo t, en 0,2 y el diámetro máximo del tornillo fijado por la norma que los define es 12, el D mínimo del agujero será:

$$D_{\min} = d_{\max} + t = 12 + 0,2 = 12,2$$



la determinación del diámetro máximo del agujero vendrá definida por el juego máximo admisible, en nuestro caso se ha establecido en 12,7.

Si el diámetro del agujero resulta superior al mínimo, la tolerancia de posición puede ampliarse, esta posibilidad queda expresada por la introducción de la condición de máximo material. Supongamos que el diámetro obtenido para el agujero es $D1$ comprendido entre D_{max} y D_{min} , se tendrá siempre que:

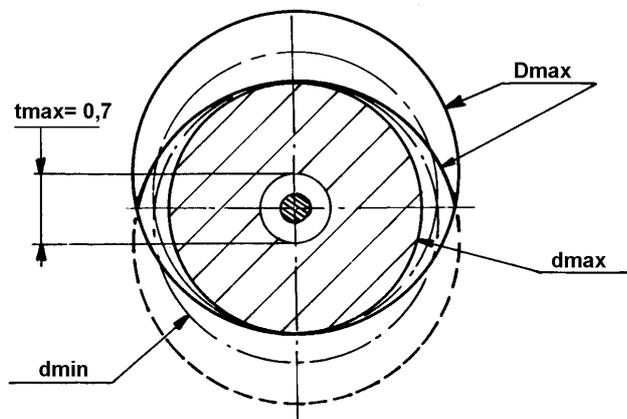
$$d_{max} = D1 - t1 = D_{min} - t \quad \text{de donde}$$

$$t1 = t + (D1 - D_{min}) \quad \text{siendo por tanto } t1 \text{ mayor que } t$$

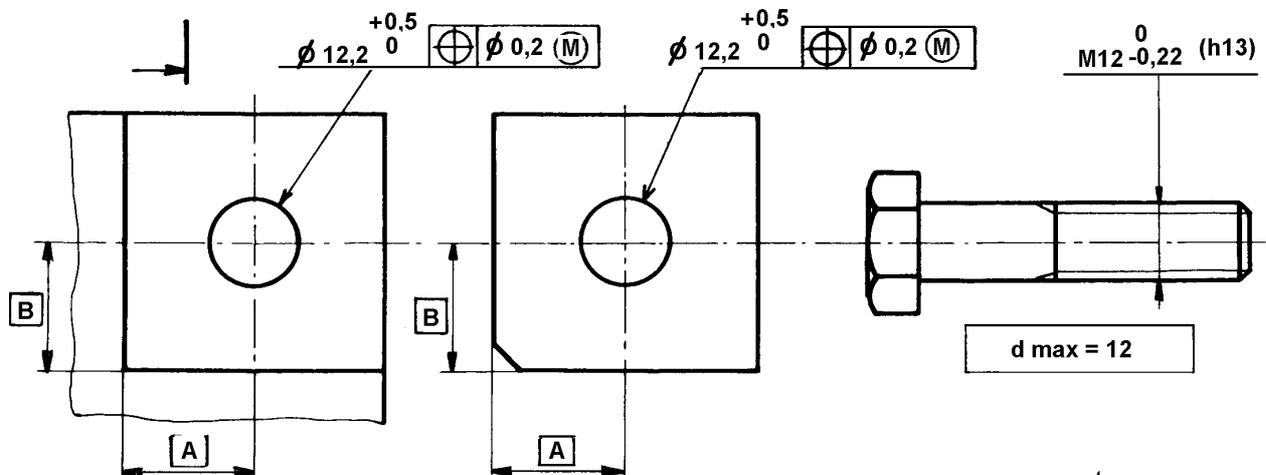
en nuestro ejemplo si $D1 = D_{max}$ $t1 = t_{max}$

$$t_{max} = t + (D_{max} - D_{min}) = 0,2 + (12,7 - 12,2) = 0,7$$

en la próxima figura, se representa gráficamente este resultado



En la figura siguiente, se representa la acotación de los componentes del montaje, haciendo uso de la condición de máximo material. Las cotas que definen los centros de los taladros y por tanto de la tolerancia de posición las hemos denominado A y B tienen carácter nominal.



Acotación para fabricación

Se puede decir que las cotas funcionales y sus tolerancias son impuestas por el proyectista que realiza el dibujo para satisfacer una condición de trabajo o funcional y por tanto siempre a respetar.

En los procesos de fabricación, las cotas funcionales pueden conseguirse en unos casos de forma directa y en otros de forma indirecta, conceptos que aclararemos con la definición de cotas de mecanizado y cotas de útil que no necesariamente coincidirán con las funcionales.

Son *cotas de mecanizado* las cotas comprendidas entre las superficies de apoyo de las piezas sobre las maquinas herramientas o superficies de los utillajes de apoyo y fijación y la superficie resultante del corte de las herramientas, cotas **u** en figura siguiente.

Son *cotas de útil* las que se originan como consecuencia de la posición de la pieza sobre el utillaje de sujeción, dependiendo por tanto de su forma, del sistema de amarre y los dispositivos de reglaje.

Es deseable que las cotas funcionales o de diseño, coincidan con las de mecanizado, caso que no siempre es posible por los imperativos tecnológicos que impiden que las referencias de mecanizado no se correspondan con las funcionales o que las piezas no pueden ser terminadas en una sola operación.

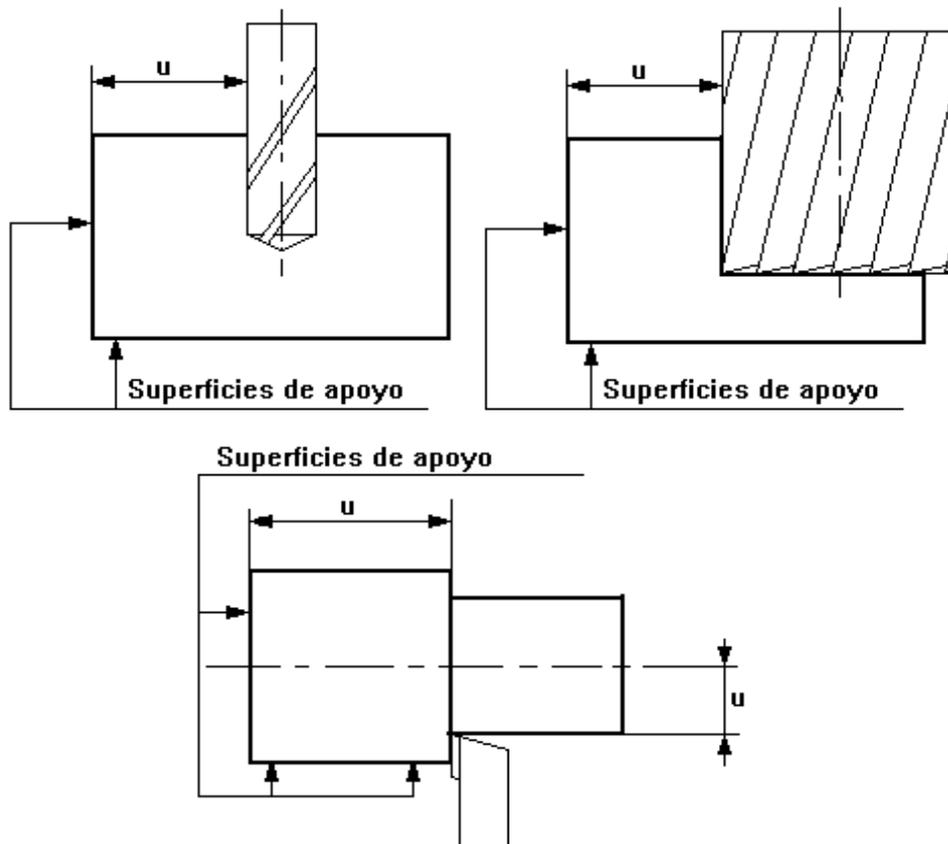


Figura 10

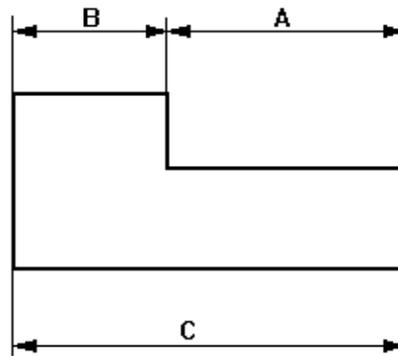
Sustitución de cotas

Cuando la cota funcional es consecuencia de una de mecanizado en las oficinas de métodos será necesario calcular ésta y sus tolerancias para poder obtener aquella; esta operación pasa por:

- Una expresión del estado de evolución de cada pieza en cada operación o puesto de trabajo.
- Un análisis de las posibilidades de consecución de las cotas en cuestión.
- Fijación por parte de los responsables del mecanizado de las condiciones seguidas durante el proceso de producción tales como corrección de desgaste de herramientas y sentido de las correcciones.
- La siguiente exposición tiene por objeto la determinación de las cotas de mecanizado o fabricación cuando no son coincidentes con las cotas funcionales.

Regla de suma y resta de cotas con tolerancias.

Como ejemplo, tengamos una pieza como la mostrada en la figura siguiente, en la que las cotas funcionales son las A y B y por tanto tendrán expresión explícita sus tolerancias y queremos calcular C como resultante, ya que esta será junto a B las que utilizaremos en el proceso de fabricación.



Tendremos

$$\begin{aligned}C &= A + B \\C_{\max} &= A_{\max} + B_{\max} \\C_{\min} &= A_{\min} + B_{\min}\end{aligned}$$

la tolerancia de C será:

$$\text{Tol } C = C_{\max} - C_{\min} = (A_{\max} + B_{\max}) - (A_{\min} + B_{\min})$$

como:

$$\begin{aligned}\text{Tol } A &= A_{\max} - A_{\min} \\ \text{Tol } B &= B_{\max} - B_{\min}\end{aligned}$$

tendremos:

$$\text{Tol } C = \text{Tol } A + \text{Tol } B$$

Es decir que la tolerancia de una cota suma de otras es la suma de las tolerancias de éstas.

Supongamos ahora que en la misma figura las cotas funcionales son las A y C y queremos calcular B como resultante, operando de la misma forma que antes diremos:

$$B = C - A$$

$$B_{\max} = C_{\max} - A_{\min}$$

$$B_{\min} = C_{\min} - A_{\max}$$

la tolerancia de B será:

$$\text{Tol B} = B_{\max} - B_{\min} = (C_{\max} - A_{\min}) - (C_{\min} - A_{\max})$$

como:

$$\text{Tol A} = A_{\max} - A_{\min}$$

$$\text{Tol C} = C_{\max} - C_{\min}$$

tendremos:

$$\text{Tol B} = \text{Tol A} + \text{Tol C}$$

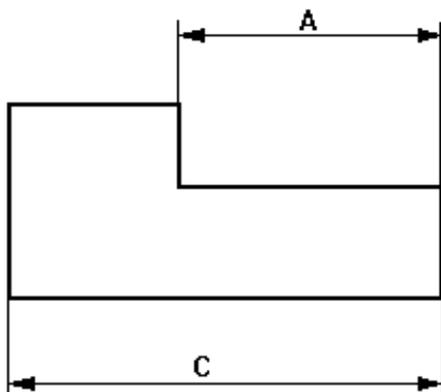
vemos en este caso de calculo de la tolerancia de una cota diferencia de otras, que al igual que en el supuesto anterior, es la suma de las tolerancias intervinientes, pudiendo por tanto generalizar de la forma siguiente:

para una cota tal que: $A = B + C + D - E... + N$

la tolerancia será: $\text{Tol A} = \text{Tol B} + \text{Tol C} + \text{Tol D} + \text{Tol E} + \text{Tol N}$

Cuando una cota funcional no se identifique con una cota de mecanizado, será necesario calcular ésta de acuerdo con los criterios anteriores.

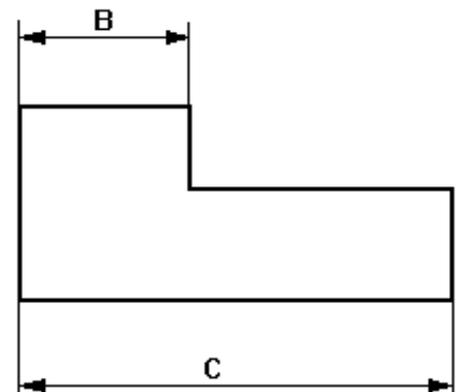
Supongamos que la pieza de la figura siguiente (izquierda), está acotada de forma funcional, es decir que A y C son medidas funcionales y por tanto afectadas de tolerancias a respetar con preferencia, sin embargo el proceso de fabricación nos obliga a utilizar la de mecanizado B, tal y como se ve en la figura derecha siendo por tanto necesario calcular ésta con sus tolerancias, pero de tal forma que el resultado de la mecanización nos proporciona A dentro de sus límites, en definitiva sustuiremos A por B; el cálculo lo realizaremos de la manera siguiente:



$$A_{\max} = C_{\max} - B_{\min}$$

$$A_{\min} = C_{\min} - B_{\max}$$

B, es una cota de mecanizado "u"



ecuaciones de las que obtenemos B

$$B_{\max} = C_{\min} - A_{\min}$$

$$B_{\min} = C_{\max} - A_{\max} \quad \text{que restando nos deja:}$$

$$B_{\max} - B_{\min} = C_{\min} - A_{\min} - (C_{\max} - A_{\max}) \quad \text{o lo que es lo mismo:}$$

$$\text{Tol B} = \text{Tol A} - \text{Tol C}$$

Para que esta expresión tenga sentido real, ya que la tolerancia de B siempre tiene que ser positiva, será necesario que la tolerancia de A sea mayor que la de C.

Vemos pues que en el caso de sustitución de una cota funcional por otra de mecanización, la tolerancia de ésta es la diferencia entre la cota a sustituir y la que permanece.

El método para la realización del cálculo de sustitución de una cota funcional por otra de mecanización debe realizarse pues de la siguiente manera:

1. Plantear las ecuaciones a partir de la cota a sustituir (cota condición) y despejar la que queremos obtener.
2. Comprobar que la cota sustituida tiene mayor tolerancia que la que se conserva.
3. Si no se cumple lo anterior, se disminuye la tolerancia de la cota que se conserva, en una cantidad que permita que la diferencia resultante entre la que se sustituye y la que se conserva sea positiva y por tanto haga posible su obtención. Este es el caso del casquillo de la figura 6, utilizando como cota de mecanizado la total, y la cota de 5 como la que se ha de sustituir.

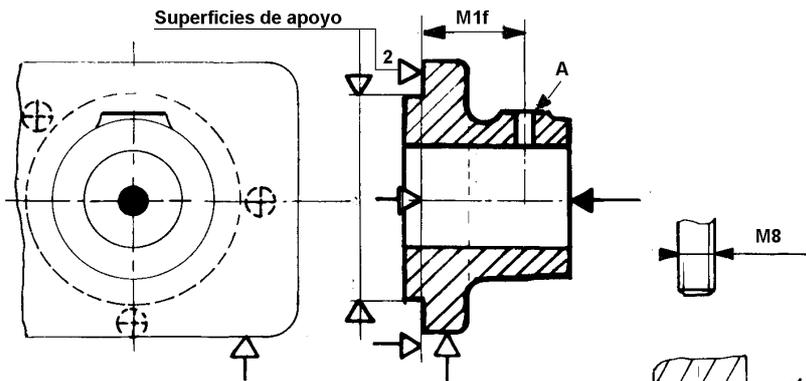
De lo expuesto anteriormente se desprende que siempre que sea posible trabajaremos con las tolerancias funcionales, ya que las calculadas para mecanización siempre tendrán tolerancias menores.

Cotas de útil

Como ya se comentó, denominamos así, a las que resultan de los métodos de fijación de las piezas a los utillajes que las sujetan o posicionan y son consecuencia del útil, su forma, procedimientos de sujeción y centrado o posicionado y reglajes.

Las cotas que sobre los utillajes definen el posicionado de la característica de la pieza a obtener sobre ellos, suelen realizarse con tolerancias de 0,1 veces, el valor de la tolerancia de la pieza, la razón estriba en que como consecuencia de las deformaciones por aprietos, acumulación de suciedad en los asientos o deterioros de los mismos, desgastes, etc. se pueden producir variaciones en la obtención de la cota deseada, efectos que si se estableciese la medida con las tolerancias de la pieza al sumarse podrían hacer que quedase fuera de sus límites.

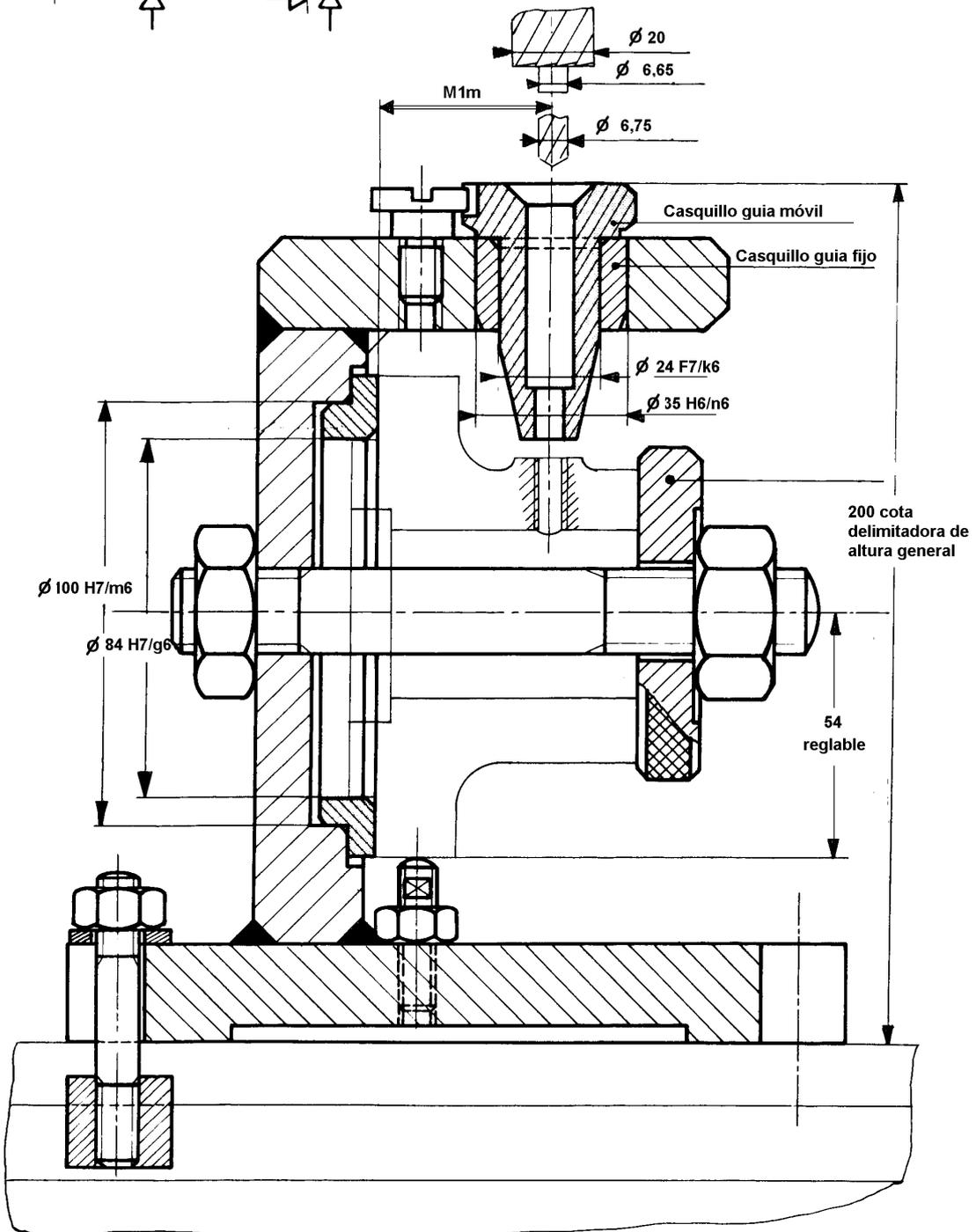
Por este motivo la fabricación de un utillaje siempre se realiza con criterios de precisión. En la figura 13 se muestra un ejemplo de un útil, así como de la pieza que se va a fabricar con él, con la indicación de las cotas útil.



Util para la realización del agujero roscado a M8 sobre la pieza superior izquierda a una distancia M1f de la cara de apoyo 2.

Las fases de trabajo son: inicio de agujero a diámetro 6,65 y fresado de la cara A; taladrado a diámetro 6,75 y roscado. para guía de las distintas herramientas se utilizan casquillos desmontables

La tolerancia de mecanizado M1m se toma igual a 1/10 de la tolerancia de la cota funcional M1f



Tolerancias de roscas

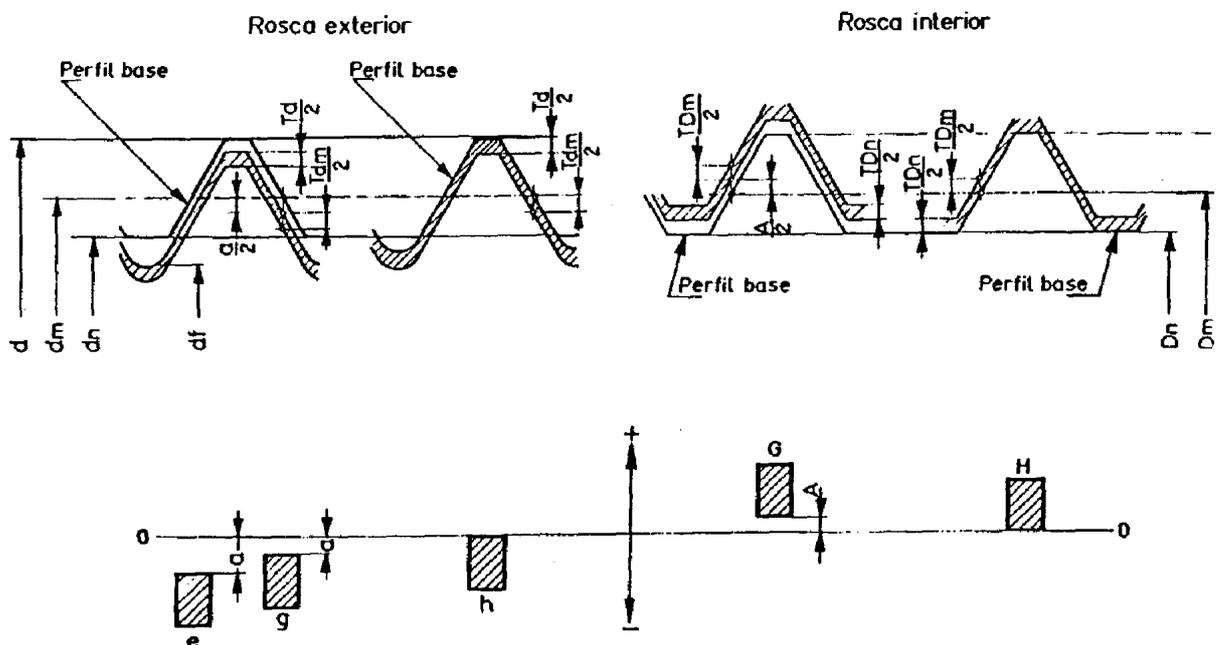
Los elementos roscados exteriores cuando han de montarse sobre otros interiores, pueden realizar su acoplamiento con mayor o menor juego, si este ha de estar sujeto a determinadas condiciones, es preciso establecer un sistema de tolerancias que las garantice.

Los aspectos geométricos que condicionan el montaje de una rosca, son los diámetros medio, exterior e interior, el paso, la longitud de acoplamiento y el ángulo del perfil. Sin embargo estableciendo límites de medida sobre los diámetros se comprueba que pueden obviarse tolerancias sobre el paso y el ángulo.

El sistema ISO de tolerancias de roscas, tiene una analogía con el de tolerancias dimensionales definiendo posiciones de la tolerancia y amplitud de las mismas.

Las posiciones contempladas son las e, g y h para tornillos y las G y H para tuercas y las calidades de la 4 a la 9. Estas calidades tienen en cuenta la medida de los diámetros, la calidad de elaboración y la longitud de acoplamiento.

En la figura siguiente se observa como se sitúan las posiciones de tolerancias.



En el siguiente cuadro se indican las tolerancias normalizadas

Clases de tolerancias recomendadas para tornillos

Clase de calidad	Posición de tolerancia e			Posición de tolerancia g			Posición de tolerancia h		
	S	N	L	S	N	L	S	N	L
Fina							3h4h	4h	5h4h
Media		6e	7e6e	5g6g	6g	7g6g	5h6h	6h	7h6h
Basta					8g	9g8g			

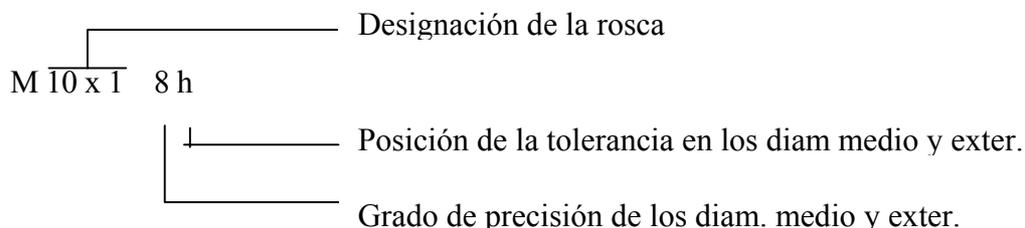
Clases de tolerancias recomendadas para tuercas

Clase de calidad	Posición de tolerancia G			Posición de tolerancia H		
	S	N	L	S	N	L
Fina				4H	5H	6H
Media	5G	6G	7G	5H	6H	7H
Basta		7G	8G		7H	8H

Las tolerancias en negrita son las recomendadas recuadradas son las más comunes

- (1) En la elaboración mecánica no debe de utilizarse la tolerancia hasta el límite máximo para los tornillos, o el límite mínimo para las tuercas.
- (2) Se pueden utilizar las tolerancias indicadas si el espesor del revestimiento es menor en ¼ aproximadamente de la diferencia fundamental para la posición g; si es mayor, deben de utilizarse las tolerancias para roscas con revestimientos de gran espesor

La designación de una tolerancia de rosca aplicada al diámetro medio y exterior se hace indicando primero la calidad y después la posición, ejemplo: para un tornillo.



Tolerancias de roscas ANSI

Se establecen para controlar la cantidad de tolerancia y error permitido en la fabricación de las roscas manteniendo la ínter cambiabilidad.

Se definen seis clases de ajustes de roscas, tres para exteriores 1A, 2A y 3A y tres para interiores 1B, 2B y 3B.

Las tolerancias más estrechas se corresponden con las clases mas altas

- Las clases 1A y 1B, se utilizan cuando se requiere un ajuste muy holgado para fácil montaje aun con roscas sucias o recubrimientos muy gruesos.
- Las clases 2A y 2B, se utilizan son las de utilización mas frecuente, proporcionan mayor resistencia que las anteriores permitiendo la aplicación de recubrimientos resistentes a la corrosión
- Las clases 3A y 3B, se utilizan en aplicaciones especificas en las que es importante el aprieto y la precisión del ángulo, no permiten la aplicación de recubrimientos. Son adecuadas para la utilización de productos anaeróbicos para fijaciones permanentes y tuercas elásticas

Por combinación de ellas se establecen 5 clases de ajustes que predicen el juego en un montaje y por tanto la forma de montaje:

CLASS 1 – AJUSTE CON HOLGURA (montaje con los dedos)

CLASS 2 – AJUSTE LIBRE

CLASS 3 – AJUSTE MEDIO

CLASS 4 – AJUSTE APRETADO (montaje con llave)

CLASS 5 – MONTAJE MUY APRETADO (de uso desaconsejable)