

Capítulo 5

Tolerâncias geométricas

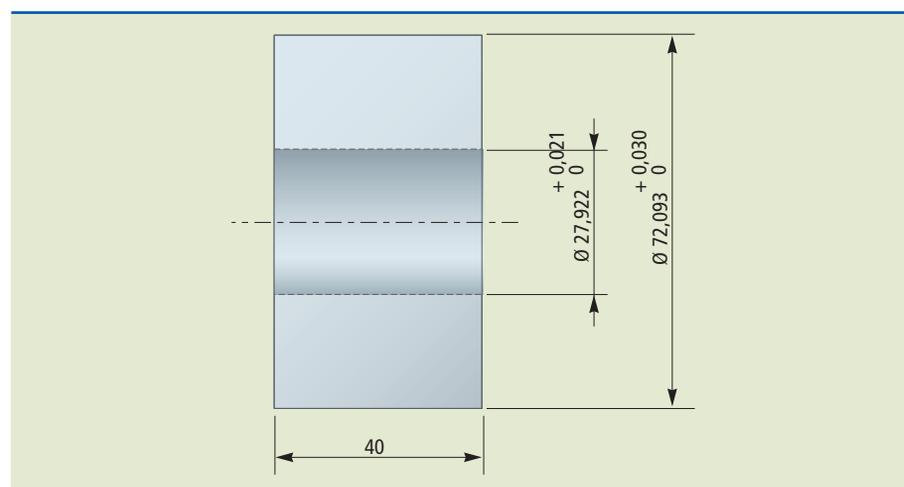
No passado, os desenhos das peças que trabalhariam juntas, furo e eixo, por exemplo, eram cotados com a mesma dimensão, acrescidas da orientação sobre o tipo de ajuste que se desejava obter na montagem: ajuste fixo, ajuste móvel ou ajuste deslizante. O ajuste seria feito durante o processo de fabricação e/ou na montagem.

É muito difícil conseguir que duas peças fiquem prontas com medidas exatas. Há sempre um desvio que ocorre na usinagem, deixando a peça um pouco maior ou menor.

Para solucionar esse problema foram criadas as tolerâncias. A tolerância é um campo de valor máximo e valor mínimo no qual a dimensão efetiva da peça pode ficar depois de usinada.

As tolerâncias dimensionais estabelecem limites, máximo e mínimo, aceitáveis que devem ser colocados nas cotas nominais do desenho para orientar a fabricação das peças de modo a não fugir às dimensões adequadas de montagem (figura 5.1).

Figura 5.1
Tolerância dimensional.



Mesmo com a tolerância dimensional correta, a montagem pode ficar comprometida se as peças não tiverem as formas adequadas. Durante a usinagem, a peça pode ficar com desvios por causa do desalinhamento da máquina ou do dispositivo de fixação (figura 5.2).

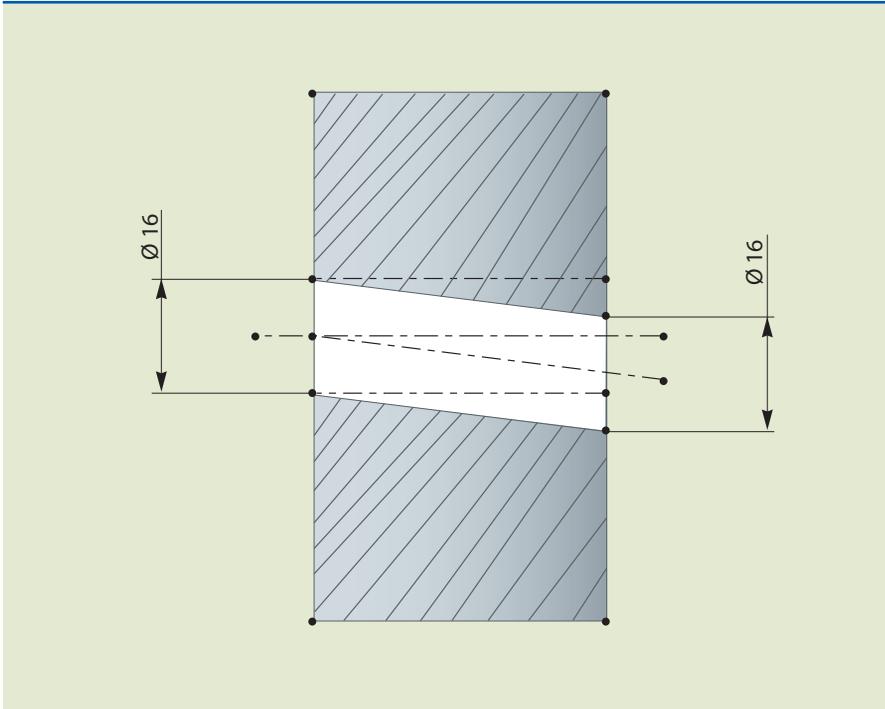


Figura 5.2

Furo desalinhado.

Para limitar estes desvios e garantir a montagem correta dos conjuntos (figura 5.3), os desenhos precisam da tolerância geométrica. Ela limita os desvios que ocorrem devido à fixação da peça e às condições de alinhamento dos eixos da máquina.

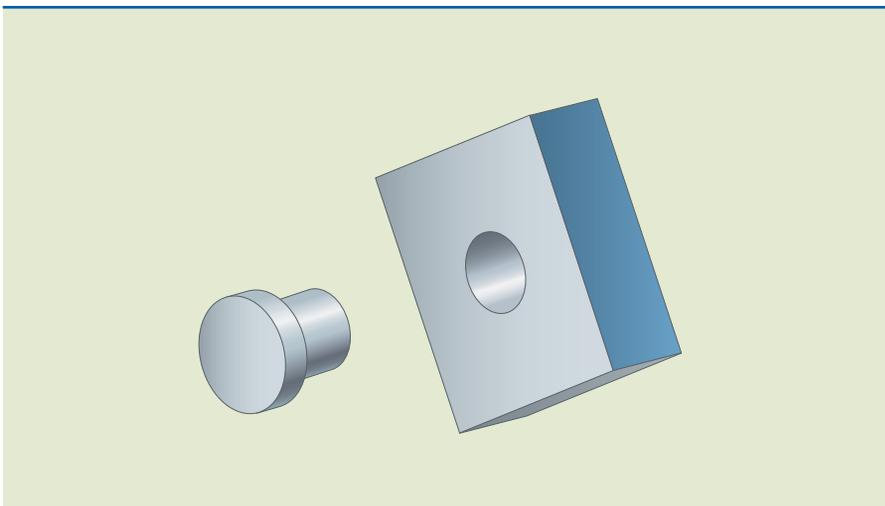


Figura 5.3

Conjunto para montagem.

A tolerância dimensional e a tolerância geométrica, aliadas à rugosidade superficial, garantem a qualidade da peça na fabricação e na montagem.

Conhecendo e aplicando estes conceitos é possível desenvolver projetos com informações adequadas para a fabricação, a medição e a montagem, eliminando os defeitos de funcionamento.

5.1. Tolerâncias geométricas

Nos projetos mecânicos, dois conceitos são fundamentais: a função (aplicação) e a relação (montagem) de uma determinada peça. Quando a atenção se concentra na montagem, há sempre a preocupação de como ela ficará com a sua contrapeça. As tolerâncias geométricas são fundamentais para a fabricação de elementos associados à contrapeça.

A NBR 6409 classifica as tolerâncias geométricas em quatro grupos: tolerância de forma, de orientação, de posição e de batimento. A tabela 5.1 resume as características e simbologias das tolerâncias geométricas.

Tabela 5.1
Características geométricas
e simbologia.

Retilidade	—	FORMA	Para características individuais (não precisam de referencial)
Planeza	□		
Circularidade	○		
Cilindricidade	∕		
Perfil de uma linha	∩	PERFIL	Para características individuais ou relativas
Perfil de uma superfície	∪		
Angularidade	∠	ORIENTAÇÃO	Para características relativas (precisam de referencial)
Perpendicularidade	⊥		
Paralelismo	//		
Posição	⊕	LOCALIZAÇÃO	
Concentricidade (concentricidade e coaxialidade em ISO)	◎		
Simetria	≡		
Batimento radial ou axial	↗	BATIMENTO	
Batimento total	↗↗		

As tolerâncias geométricas descritas no desenho podem precisar ou não de uma referência. Uma referência pode ser um ponto, um eixo ou plano que define a origem para estabelecer a localização ou características geométricas de uma peça.

5.1.1. Tolerância de forma

As tolerâncias de forma são aquelas usadas para garantir superfícies uniformes. A superfície real da peça é observada entre duas superfícies teóricas.

Tolerância é distância t que separa duas linhas ou superfícies teóricas entre as quais deve se acomodar a linha ou superfície efetiva da peça. A distância t é medida perpendicularmente às duas linhas ou superfícies (figura 5.4).

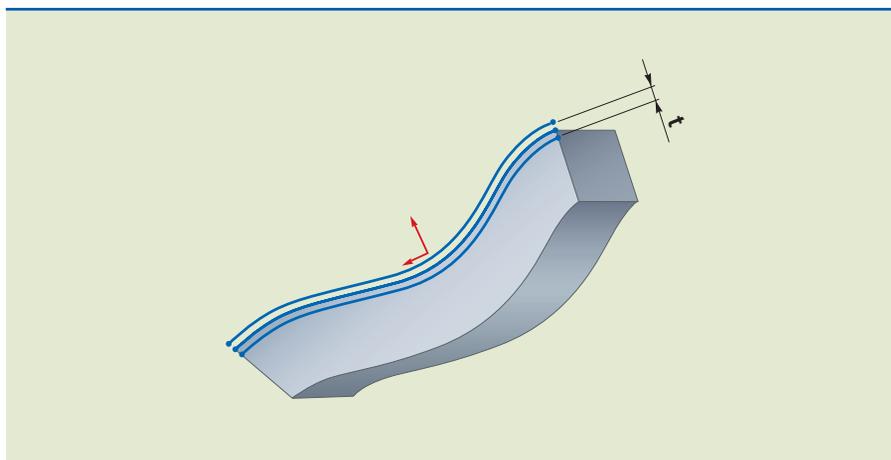


Figura 5.4

Tolerância de forma.

Conforme a NBR 6409, as tolerâncias de forma são: a retilidade, a planez, a circularidade, a cilindridade, o perfil de uma linha qualquer e o perfil de uma superfície qualquer. As duas últimas podem ou não utilizar um referencial para serem medidas. São indicadas para elementos isolados. Por exemplo, para medir a planeza de um desempenho, basta deslizar a haste do relógio comparador ou do relógio apalpador sobre a base do desempenho e verificar as diferenças entre os vários pontos medidos. Não é preciso tomar como referência um ponto ou um plano para verificar a planeza.

a) Retilidade

Duas linhas paralelas virtuais de distância $t=t_e$ definem o campo de tolerância. Existem duas situações:

- Tolerância de retilidade entre duas linhas paralelas (figura 5.5)

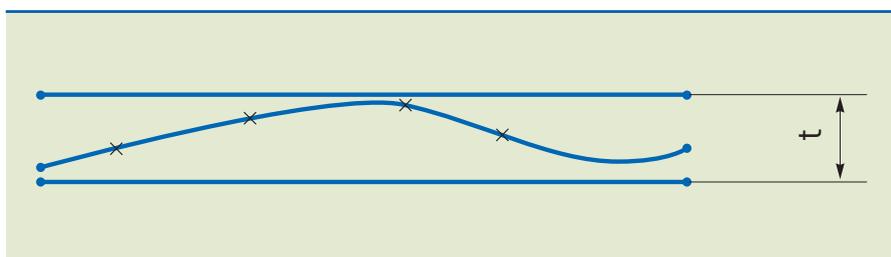


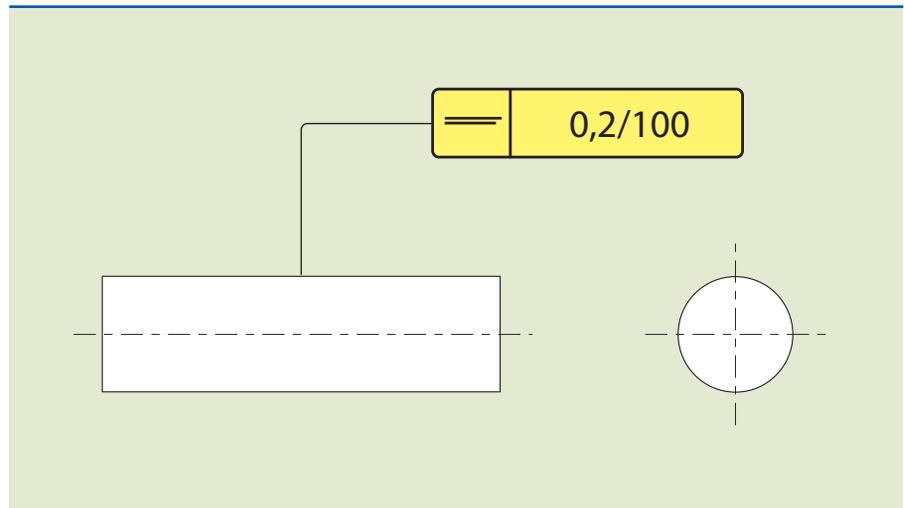
Figura 5.5

Tolerância de retilidade.

Na figura 5.6, no comprimento de 100 mm, a retilidade da superfície deve estar entre duas linhas paralelas distantes 0,2 mm de tolerância.

Figura 5.6

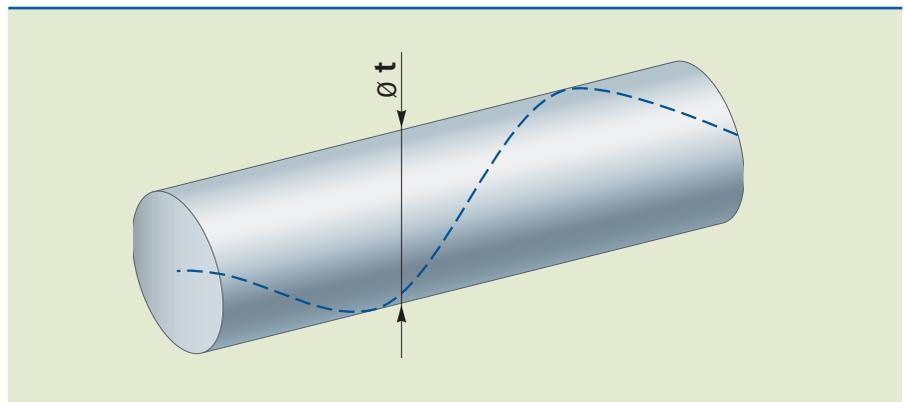
Tolerância de retilidade para a superfície de um eixo.



- Tolerância de retilidade especificada em uma peça cilíndrica (figura 5.7).

Figura 5.7

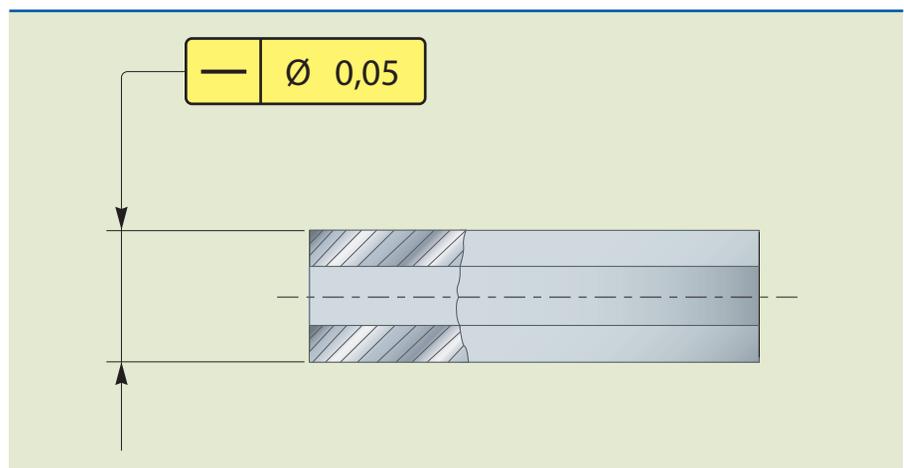
Retilidade cilíndrica.



No exemplo da figura 5.8, a linha de centro da peça deve estar contida num cilindro teórico de 0,05 mm de diâmetro.

Figura 5.8

Tolerância de retilidade.



b) Planeza

Dois planos paralelos virtuais de distância t definem o campo de tolerância (figura 5.9).

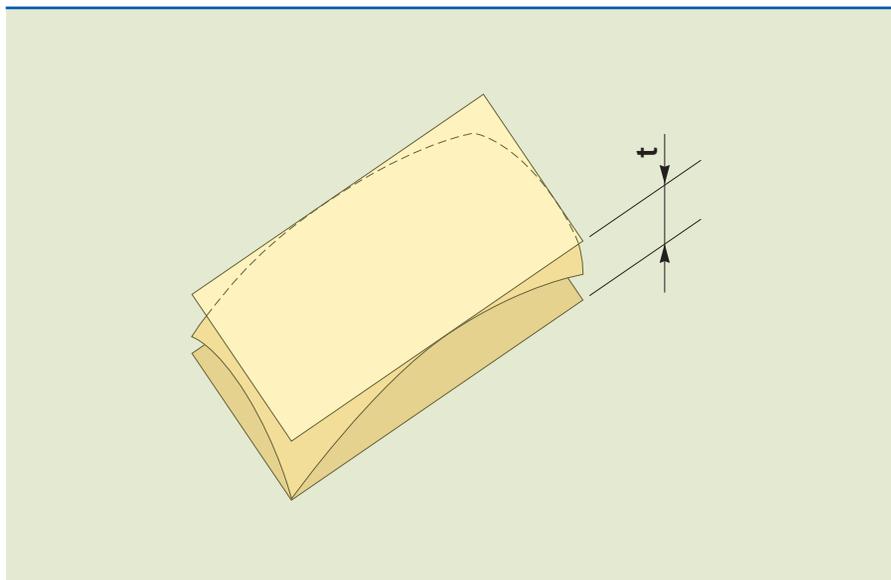


Figura 5.9

Tolerância de planeza.

A superfície da peça deve estar entre duas superfícies planas e paralelas distantes entre si 0,06 mm (figura 5.10).

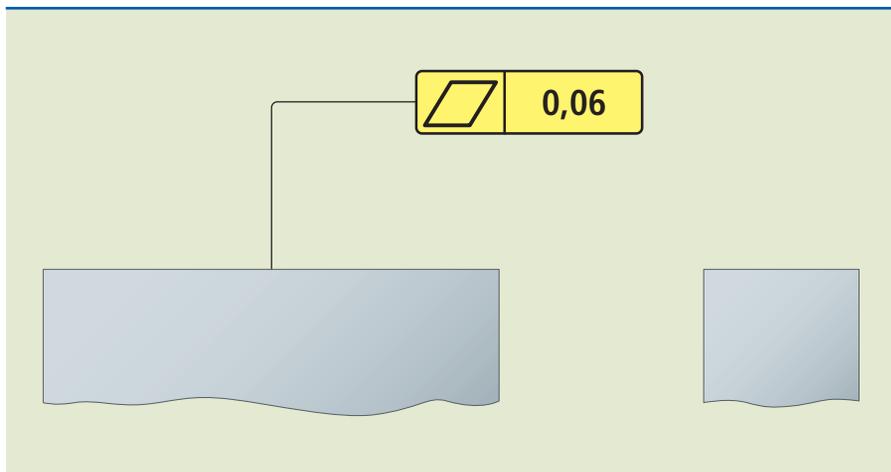


Figura 5.10

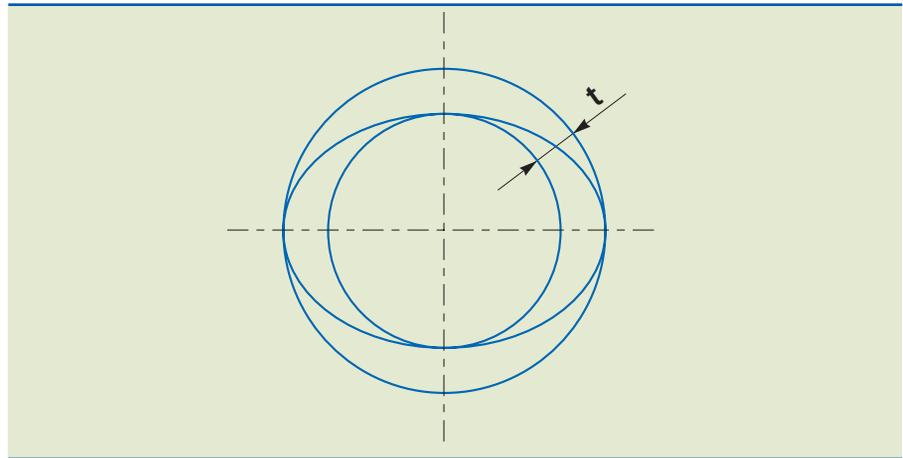
Tolerância de planeza.

c) Circularidade

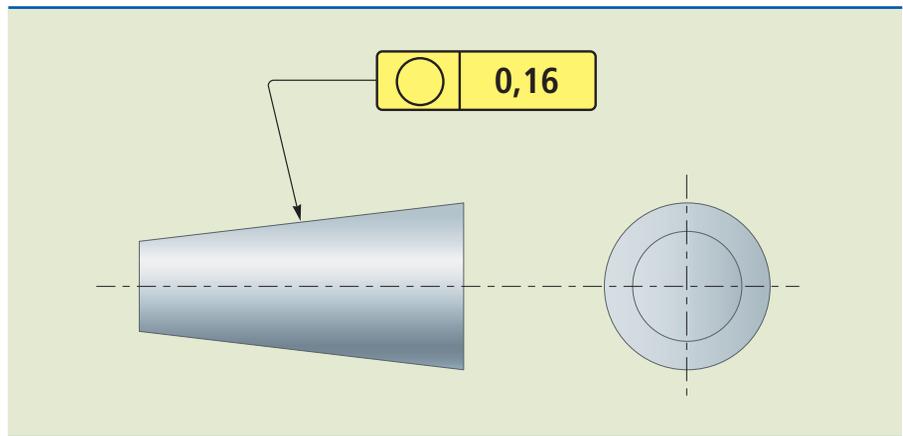
A circunferência da seção da peça deve estar contida entre dois círculos de mesmo centro e diâmetros afastados em t (figura 5.11). Na figura 5.12, a circunferência em cada seção da peça deve estar dentro dos limites de tolerância $t = 0,16$.

Figura 5.11

Circunferência da
seção da peça.

**Figura 5.12**

Limites de
tolerância $t = 0,16$.

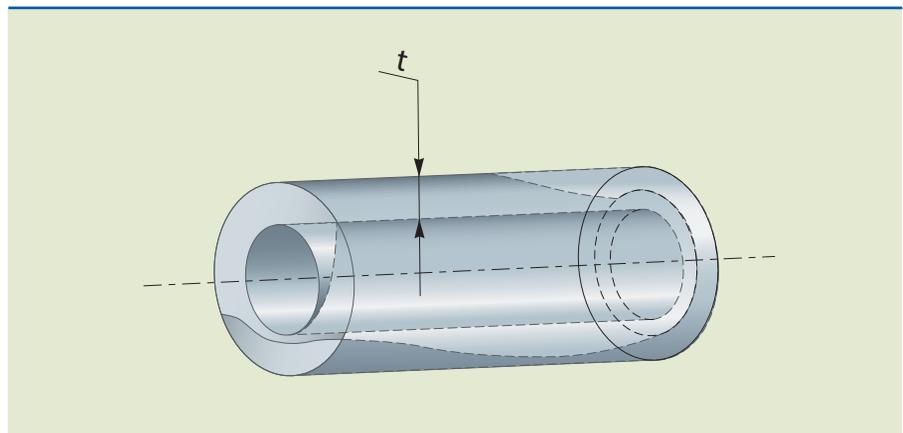


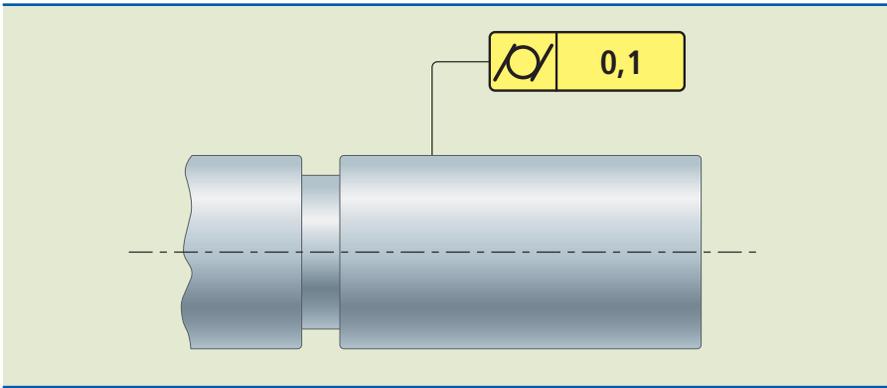
d) Cilindricidade

Dois cilindros virtuais de mesmo eixo com diâmetros diferentes indicam o campo de tolerância t que é a diferença entre seus diâmetros (figura 5.13). O cilindro da peça deve estar contido dentro deste campo. No exemplo da figura 5.14, a peça deverá estar situada entre dois cilindros concêntricos com diâmetros diferentes, separados pela distância de 0,1 mm.

Figura 5.13

Tolerância de cilindricidade.



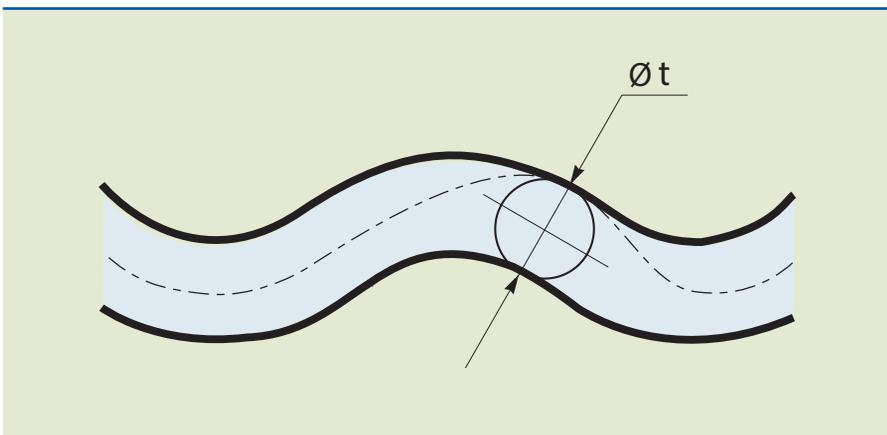
**Figura 5.14**

Tolerância de cilindridade.

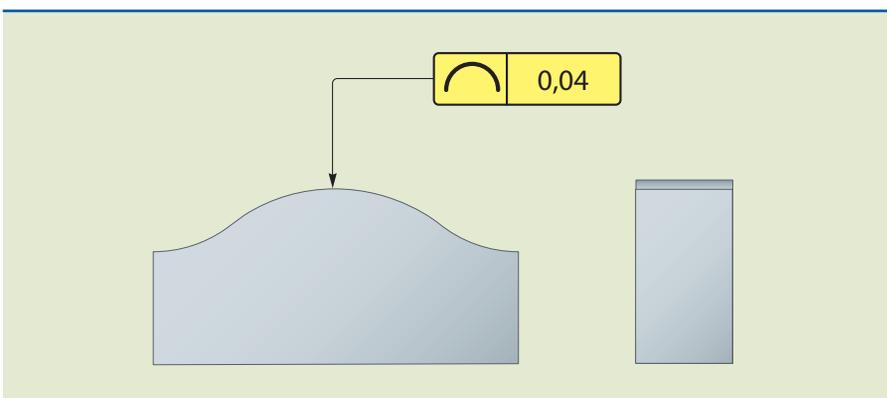
e) Tolerâncias de perfil

As tolerâncias de perfil podem ou não precisar de referencial para serem medidas. Como exemplo de elemento associado, poderá haver necessidade de comparação entre a superfície curva de um para-choque de automóvel com a sua matriz de referência. Há dois tipos de tolerância de perfil:

- Perfil de uma linha qualquer – uma esfera de diâmetro t , cujo centro se desloca na linha teórica desejada, tangencia as duas linhas paralelas da tolerância (figura 5.15). Na figura 5.16 o contorno da seção da peça deve estar contido entre as duas linhas que tangenciam a esfera de diâmetro $t = 0,04$ mm.

**Figura 5.15**

Esfera tangencia as linhas paralelas da tolerância.

**Figura 5.16**

Contorno da seção da peça.

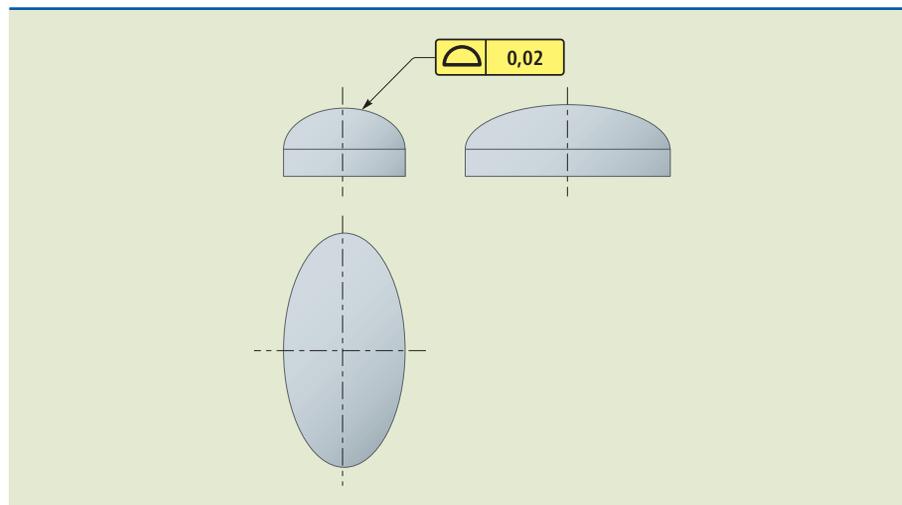
- Perfil de uma superfície qualquer – uma esfera de diâmetro t e centro na superfície geométrica teórica tangencia duas superfícies definindo o campo de tolerância (figura 5.17). A superfície da peça da figura 5.18 deve ficar entre estas duas superfícies cuja esfera mede 0,02 mm de diâmetro.

Figura 5.17

Esfera tangencia duas superfícies.

**Figura 5.18**

Superfície da peça.



5.1.2 Referenciais complexos

Nos projetos mais complexos pode haver a necessidade de vários referenciais. O referencial ideal comporta-se como a contrapeça e é usado para estabelecer um dado de referência. Segundo a ASME Y 14.5, de 1994, esse dado de referência pode ser conseguido:

- por um plano;
- pelo limite de condição de máximo material (MMC);
- pelo limite da condição de mínimo material (LMC);
- pelo limite da condição virtual;
- por uma base de montagem real;
- por um contorno definido matematicamente.

a) Plano

Quando o referencial ideal é um plano, a peça é orientada e imobilizada entre três planos perpendiculares entre si, seguindo uma ordem de precedência (figura 5.19).

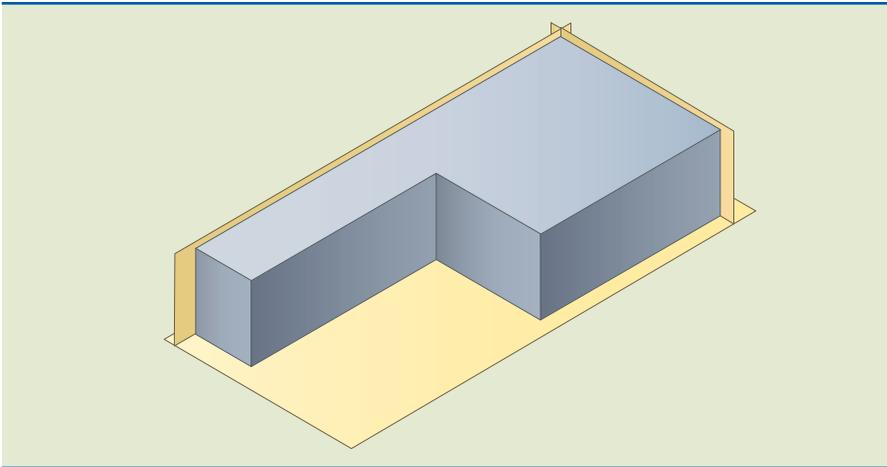


Figura 5.19

Planos de referência para uma peça prismática.

A condição mínima para equilibrar um corpo com superfície prismática num plano é definida por três pontos não colineares. Assim, para fixar uma peça numa máquina, são necessários pelo menos três referenciais com mínimos pontos de apoio.

• Corpo prismático (figura 5.20)

Referencial primário – 3 pontos de apoio

Referencial secundário – 2 pontos de apoio

Referencial terciário – 1 ponto de apoio

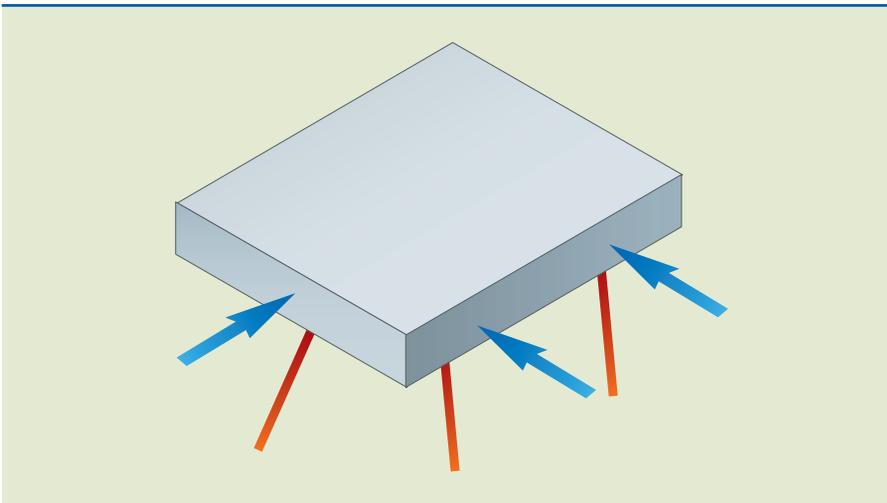


Figura 5.20

Referenciais para fixar um corpo prismático.

• Corpo cilíndrico (figura 5.21)

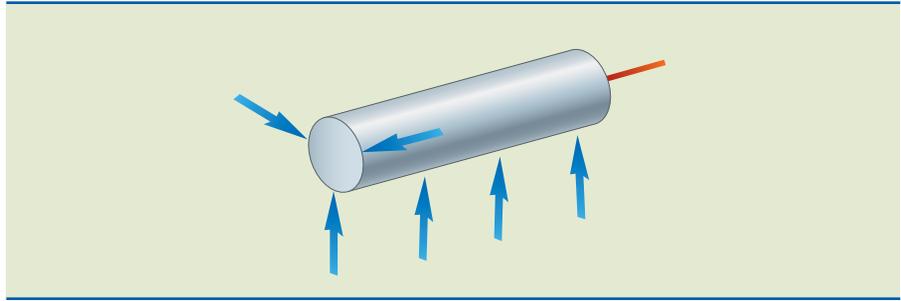
Referencial primário – 3 pontos de apoio.

Referencial secundário – 2 pontos de apoio.

Referencial terciário – 1 ponto de apoio.

Figura 5.21

Referenciais para fixar um corpo cilíndrico.



Além das características há, ainda, os símbolos modificadores da tolerância. De acordo com a norma ASME Y 14.5 M, de 1994, os símbolos modificam os valores da tolerância geométrica (tabela 5.2).

Tabela 5.2

Símbolos modificadores das tolerâncias segundo a ASMEY 14.5 M (1994).

Termos	Símbolos
Condição de máximo material	Ⓜ
Condição de mínimo material	Ⓛ
Campo de tolerância projetado	Ⓟ
Estado livre	ⓕ
Plano tangente	Ⓣ
Diâmetro	∅
Diâmetro esférico	S ∅
Raio	R
Raio esférico	SR
Raio controlado	CR
Referência	()
Longitude do arco	⌒
Tolerância estatística	Ⓢ
Entre	↔
Sem considerar tamanho da característica	Ⓢ
Em torno de toda a superfície	Ⓢ
Dimensão básica (sem tolerância especificada)	80
Dimensão de referência	(75)

b) Condição de máximo e de mínimo material

A condição de máximo e de mínimo material corresponde à dimensão limite da superfície de material da peça para a aplicação do valor da tolerância geométrica.

• Condição de máximo material

Nos eixos, a condição de máximo material (MMC ou *Maximum Material Condition*) é o diâmetro máximo que pode ser gerado efetivamente a partir da tolerância dimensional do desenho, sobrando material na superfície. No eixo da figura 5.22, a dimensão na condição de máximo material é R 30,010 mm.



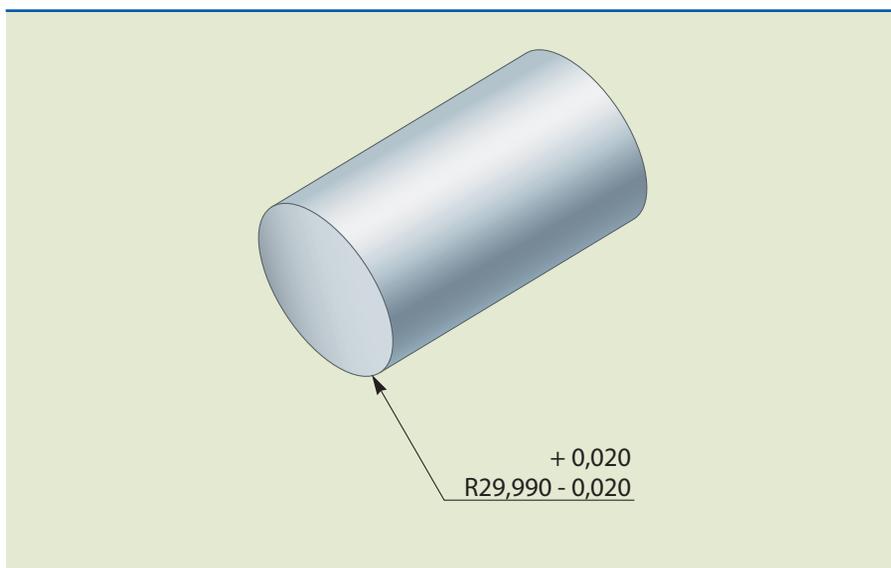


Figura 5.22
Dimensão de eixo.

A condição de máximo material de parafusos é aquela que gera furos com menor diâmetro, em que sobra mais material de superfície até o limite da tolerância dimensional. Na figura 5.23 a dimensão a ser considerada para condição de máximo material do furo é $R 14,75$ mm.

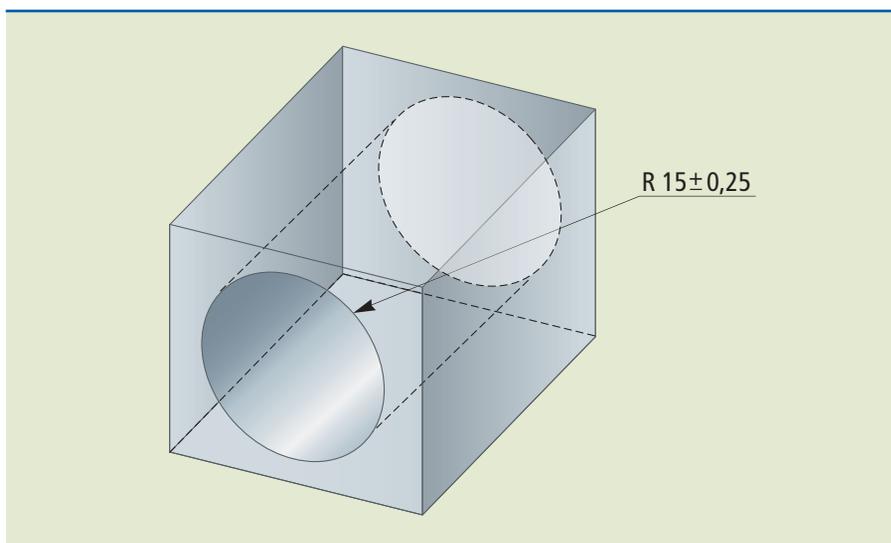


Figura 5.23
Dimensão de furo.

• Condição de mínimo material

A condição de mínimo material (LMC ou *Least Material Condition*) é inversa à condição de máximo material.

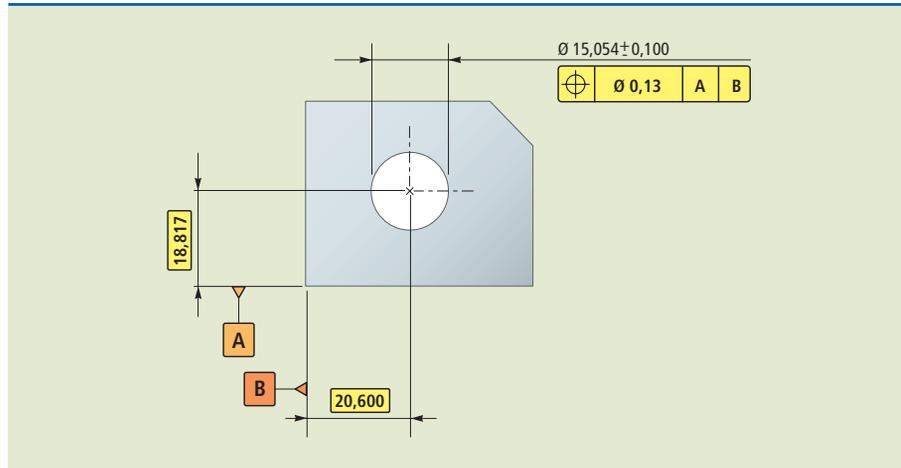
Nos eixos, a condição de mínimo material é o diâmetro mínimo que pode ser gerado efetivamente a partir da tolerância dimensional do desenho.

Nos furos, a condição de mínimo material é aquela que resulta no diâmetro máximo da peça, não sobrando material caso seja necessário o retrabalho com alargador, por exemplo.

- Sem considerar o tamanho da característica

Existem casos em que não há colocação do modificador da tolerância. Tanto a condição de MMC quanto a de LMC têm a mesma importância para o posicionamento do furo. É a condição RFS ou *Regardless of Future Size* (figura 5.24).

Figura 5.24
Condição RFS com variação dentro dos limites da tolerância.

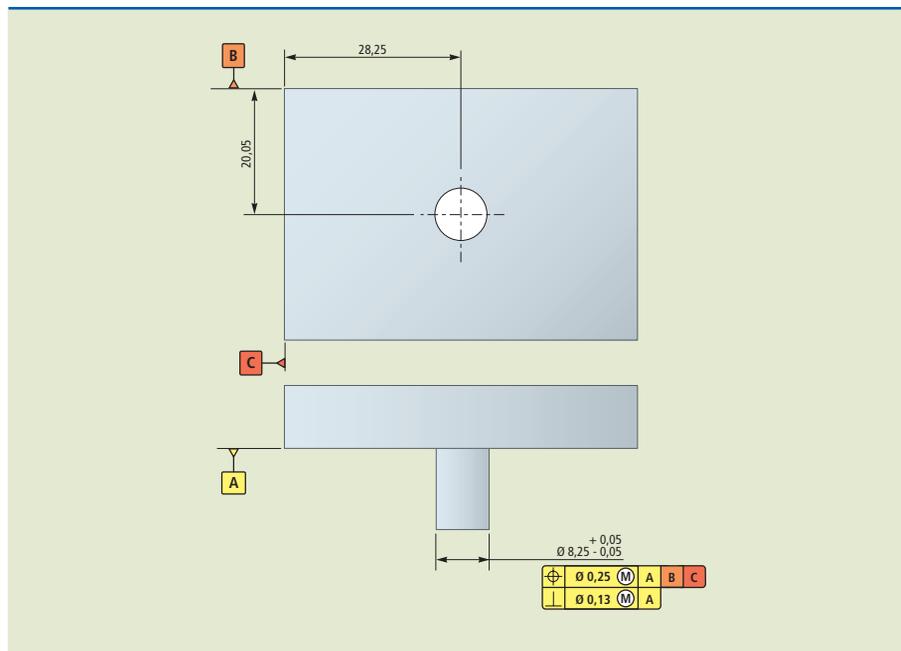


c) Condição virtual

A condição virtual reúne os efeitos coletivos de tolerância dimensional e geométrica, considerando as condições de máximo e mínimo material, para alcançar a fronteira ideal de um elemento geométrico perfeito (SILVA et al., 2011).

Na figura 5.25 está uma representação da indicação da tolerância geométrica no desenho. Na orientação e no posicionamento do furo e do eixo deve ser levado em consideração o efeito coletivo das duas tolerâncias.

Figura 5.25
Elemento controlado por tolerâncias geométricas.



1) **Tolerância dimensional** – o diâmetro do eixo deve estar na condição de máximo material (MMC) entre 8,20 e 8,30 mm (figura 5.26).

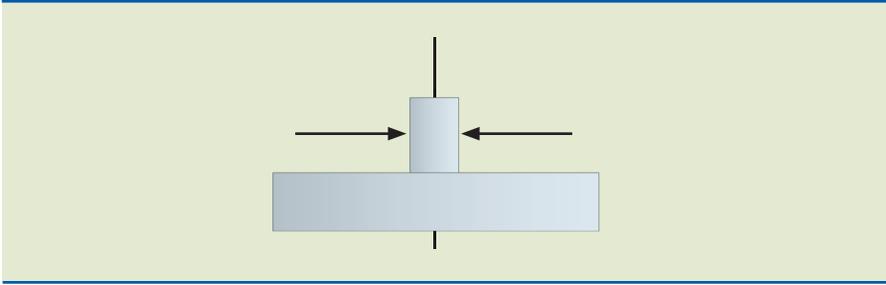


Figura 5.26

Tolerância dimensional.

2) **Tolerância de perpendicularidade** – deve ser atendida a condição de perpendicularidade do eixo em relação ao referencial “A” – 8,43 mm (figura 5.27).

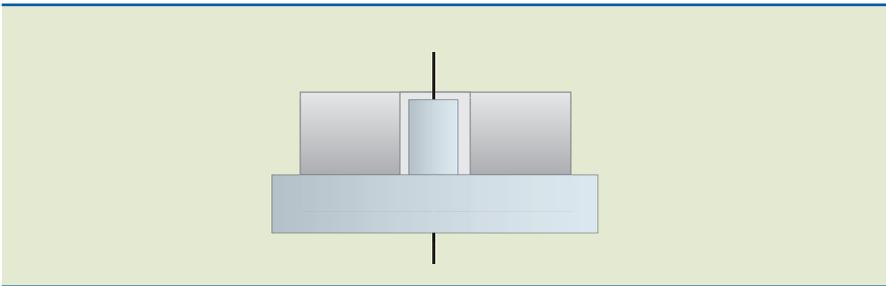


Figura 5.27

Tolerância de perpendicularidade.

3) **Tolerância virtual de posicionamento** – do eixo em relação aos referenciais “A”, “B” e “C” – 8,55 mm (figura 5.28).

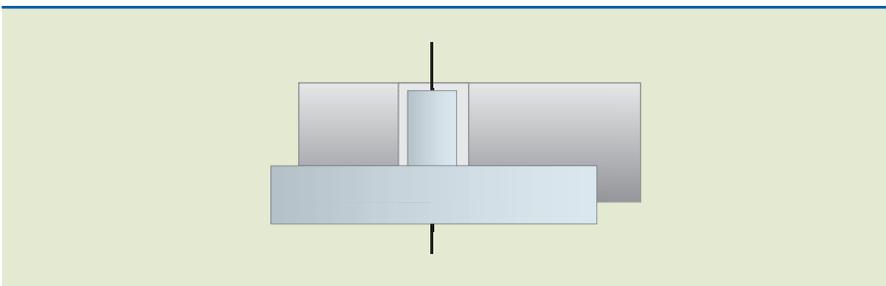


Figura 5.28

Tolerância virtual de posicionamento.

5.1.3 Indicação da tolerância geométrica

No desenho técnico, a tolerância deve ser indicada conforme a figura 5.29. O indicador da característica geométrica é uma caixa de instruções.

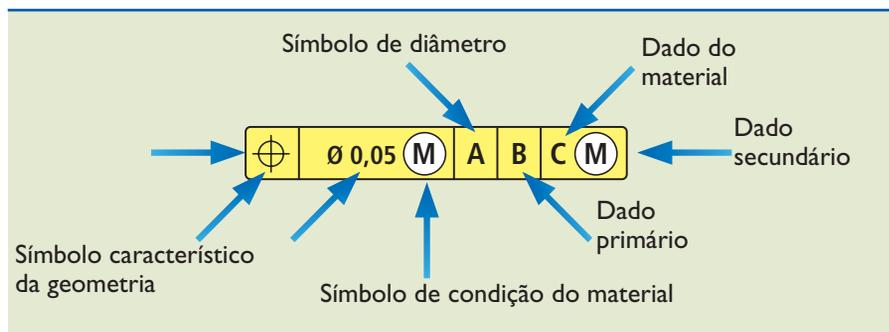


Figura 5.29

Caixa de instruções da tolerância geométrica, com seus significados.

5.1.4. Tolerância de orientação

Esta série de tolerâncias geométricas de orientação reúne as tolerâncias que precisam de referencial, aquelas indicadas para características relativas: de perpendicularidade, de angularidade e de paralelismo.

a) **Perpendicularidade** – a linha ou a superfície da peça deve estar contida entre duas linhas ou planos paralelos distanciados pela tolerância t e perpendiculares a uma linha de referência ou a um plano (figuras 5.30 e 5.31).

Figura 5.30

Linha de referência contida entre duas linhas paralelas.

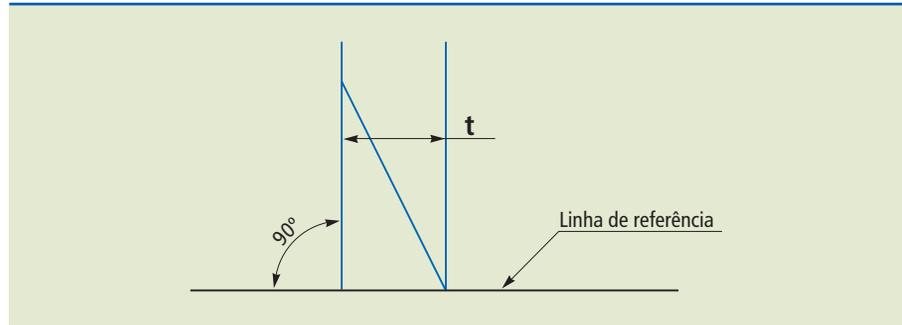
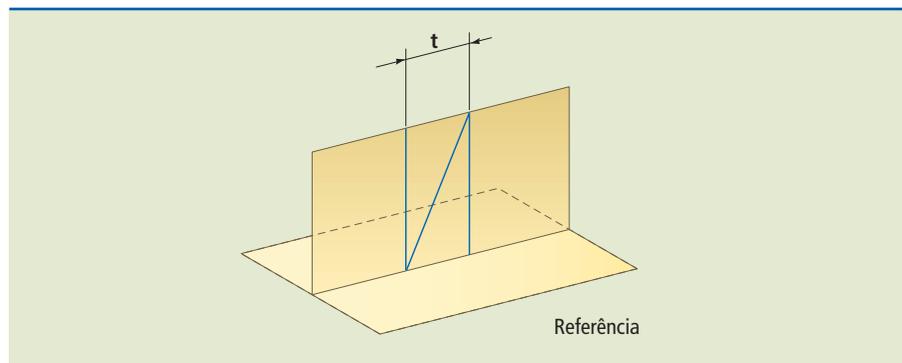


Figura 5.31

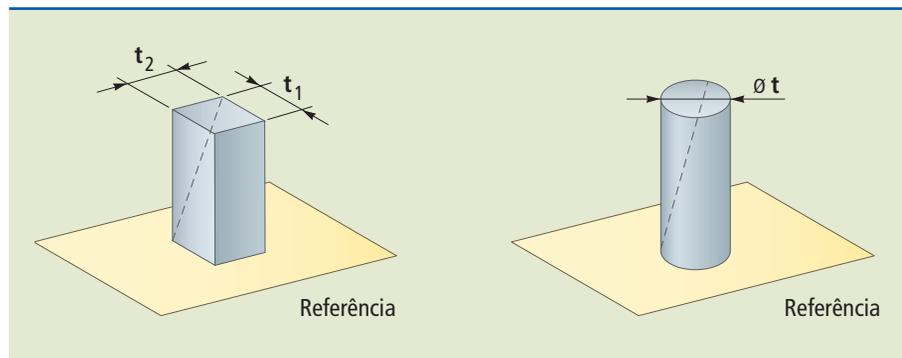
Superfície perpendicular a um plano.



O campo de tolerância t pode, ainda, ser definido pelas arestas de um prisma com dimensões t , ou pelo diâmetro t de um cilindro, sendo o prisma e o cilindro perpendiculares a um plano de referência (figura 5.32).

Figura 5.32

Prisma e cilindro perpendiculares ao plano de referência.



Aplicação

A perpendicularidade pode ser exigida na relação entre furos e faces; diâmetros e faces; eixos e faces, e faces e faces, em peças que tenham dimensões consideradas e que comprometam a montagem (figuras 5.33 a 5.35).

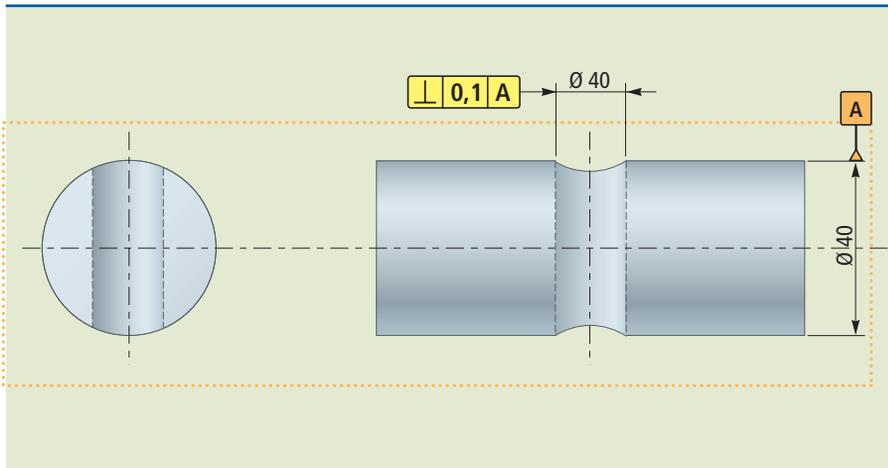


Figura 5.33

Aplicação da tolerância de perpendicularidade.

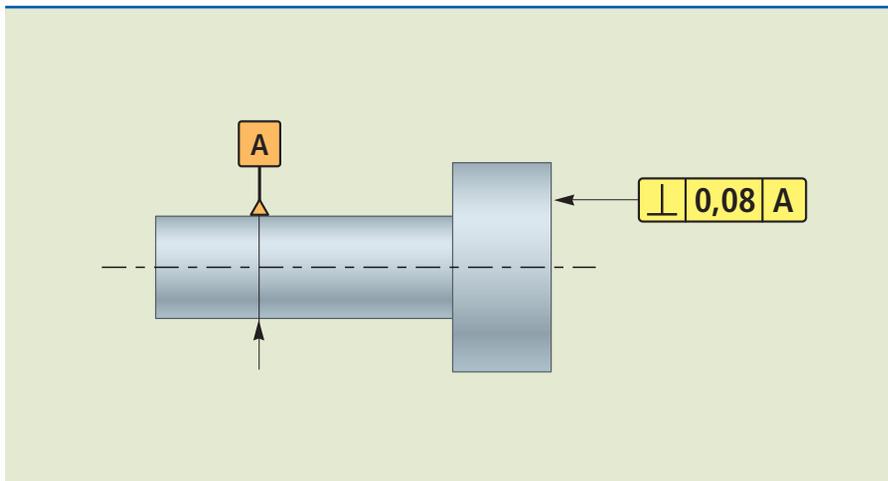


Figura 5.34

Aplicação da tolerância de perpendicularidade.

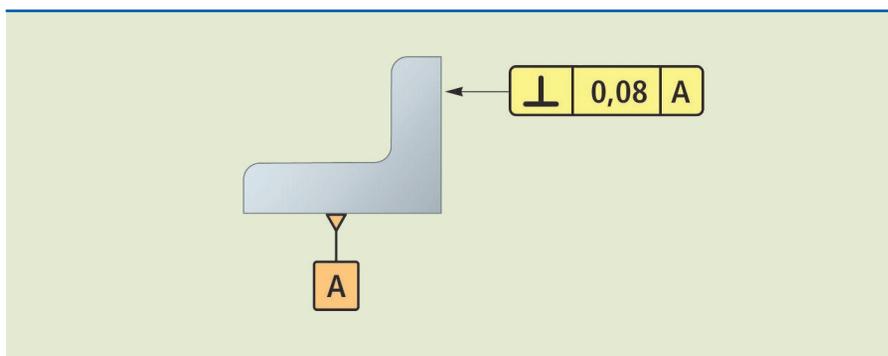


Figura 5.35

Aplicação da tolerância de perpendicularidade.

b) **Angularidade** – é a tolerância de inclinação definida por duas linhas ou superfícies paralelas distantes t entre si e uma linha ou uma superfície de referência. A distância entre as duas linhas paralelas define o campo de tolerância permitido para a variação da abertura do ângulo para inclinação de uma linha ou um plano (figuras 5.36 a 5.40).

Figura 5.36

Linha de referência contida entre duas linhas paralelas.

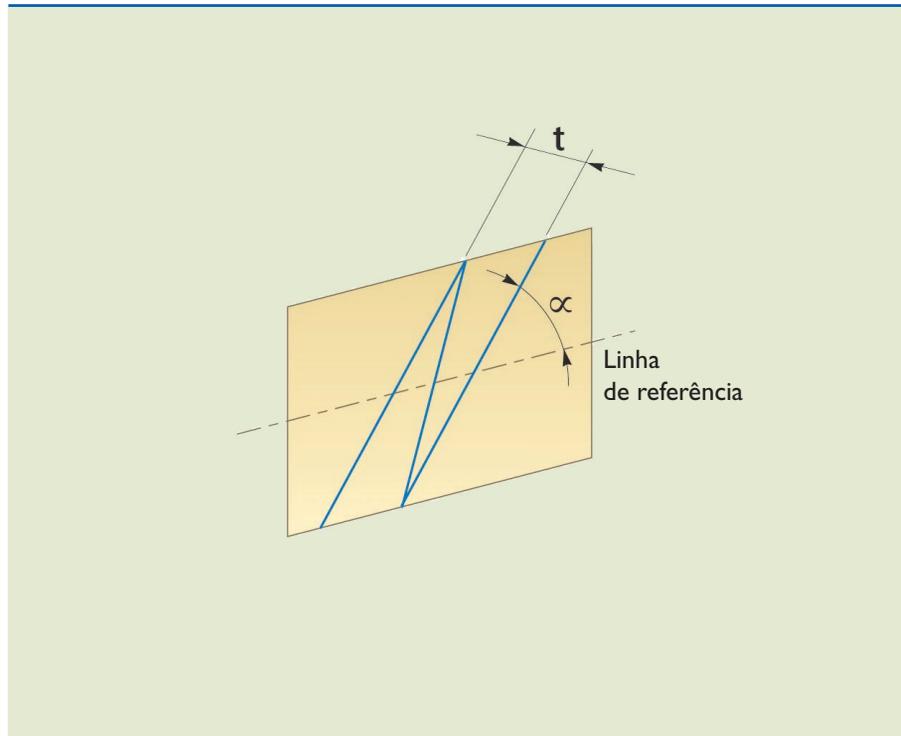
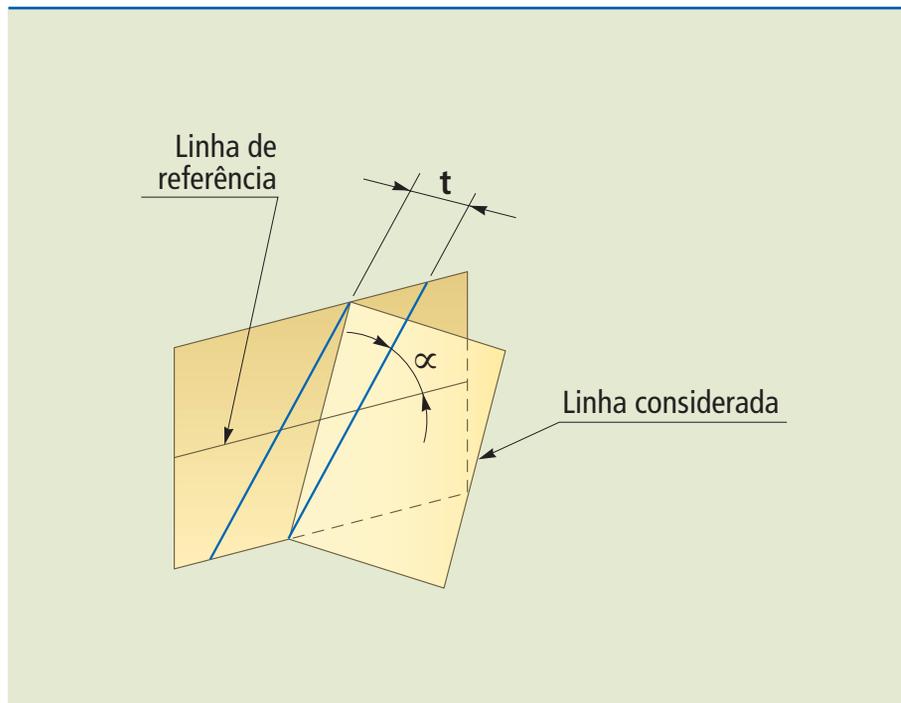
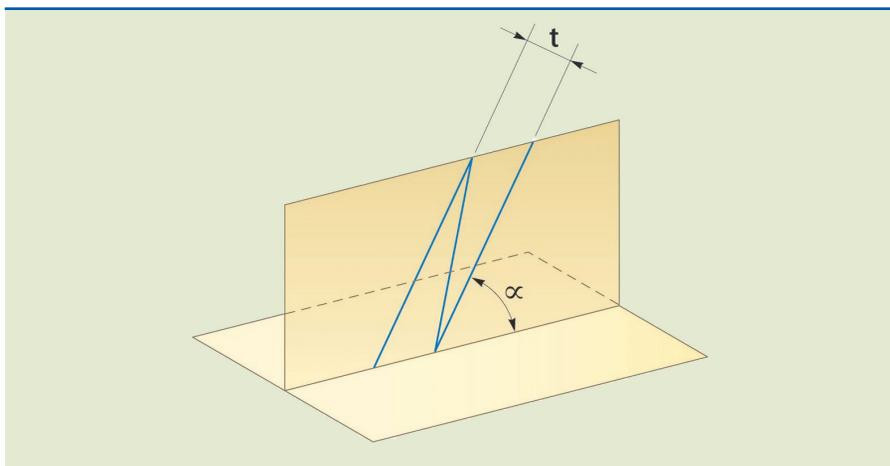


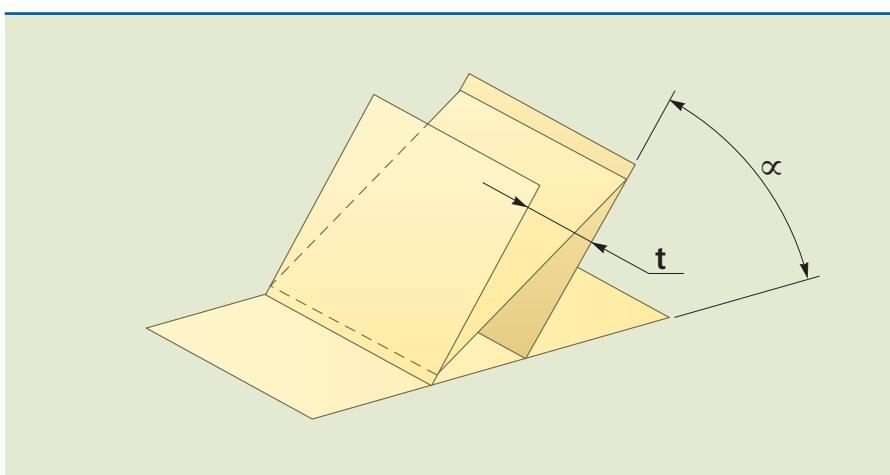
Figura 5.37

Abertura do ângulo para inclinação de um plano.

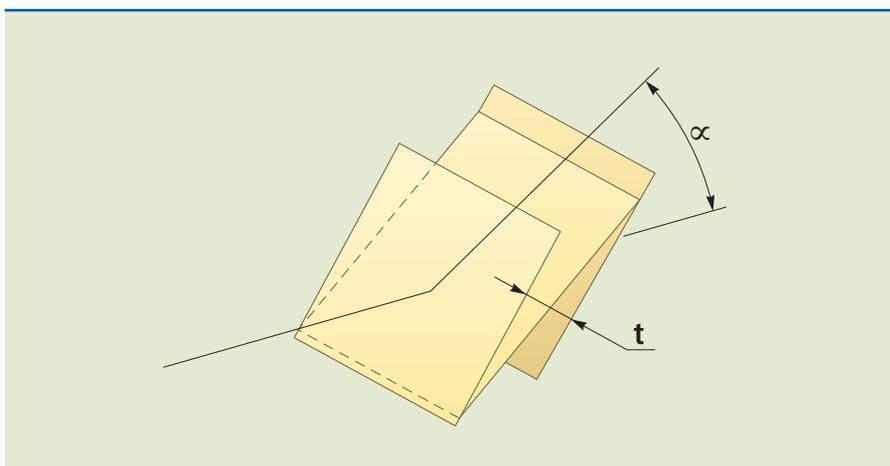


**Figura 5.38**

Abertura do ângulo para inclinação de um plano.

**Figura 5.39**

Abertura do ângulo referente a um plano.

**Figura 5.40**

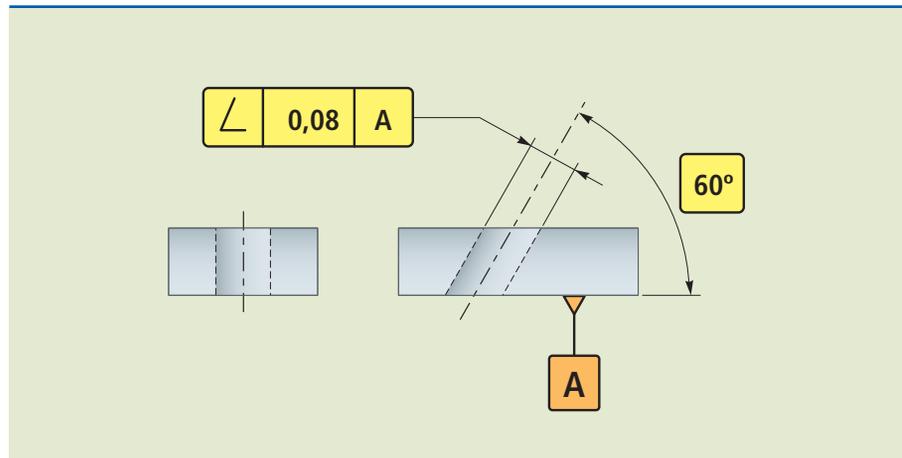
Abertura do ângulo para inclinação de um plano com referência.

Aplicação

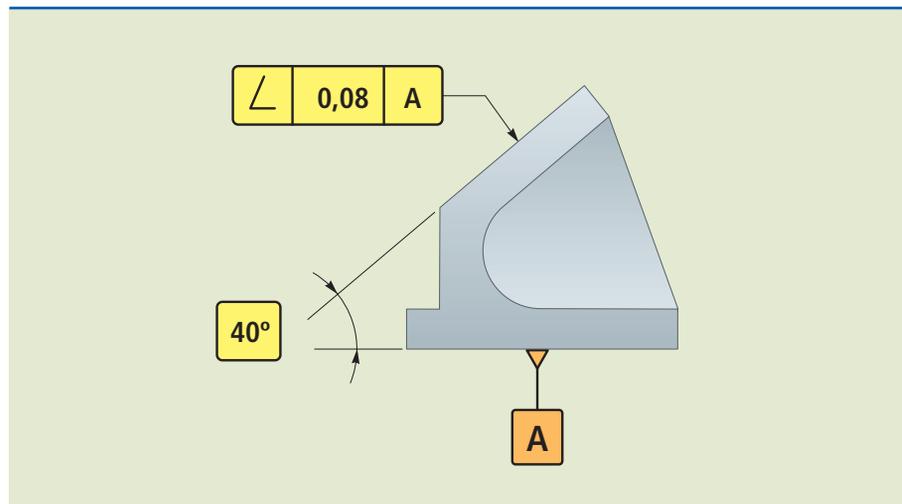
A angularidade se aplica quando se deseja limitar o ângulo de inclinação na usinagem de um furo ou de uma superfície (figuras 5.41 e 5.42).

Figura 5.41

Aplicação da tolerância de angularidade.

**Figura 5.42**

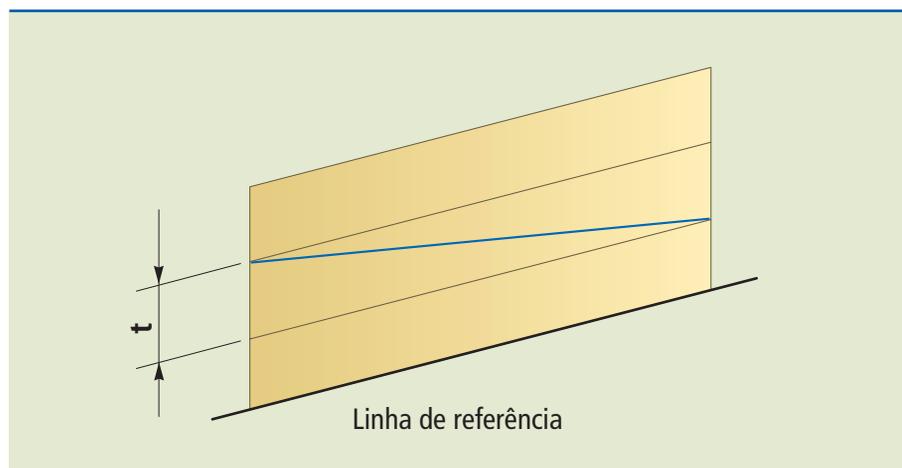
Aplicação de tolerância de angularidade.

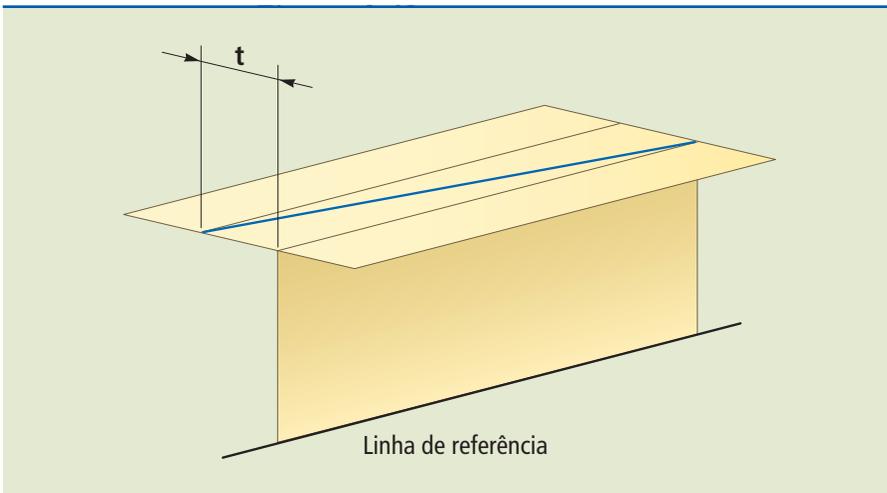


c) **Paralelismo** – a zona de tolerância é limitada por duas linhas paralelas e separadas entre si pela distância t , associadas a uma referência (figuras 5.43 e 5.44).

Figura 5.43

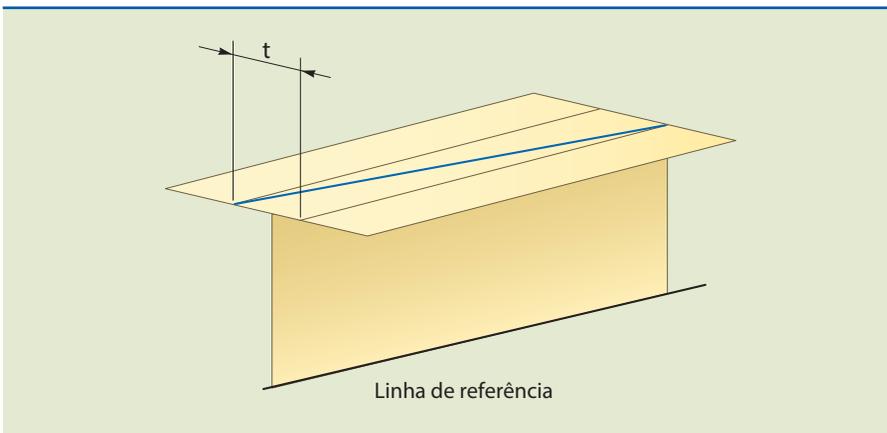
Zona de tolerância limitada por duas linhas paralelas.



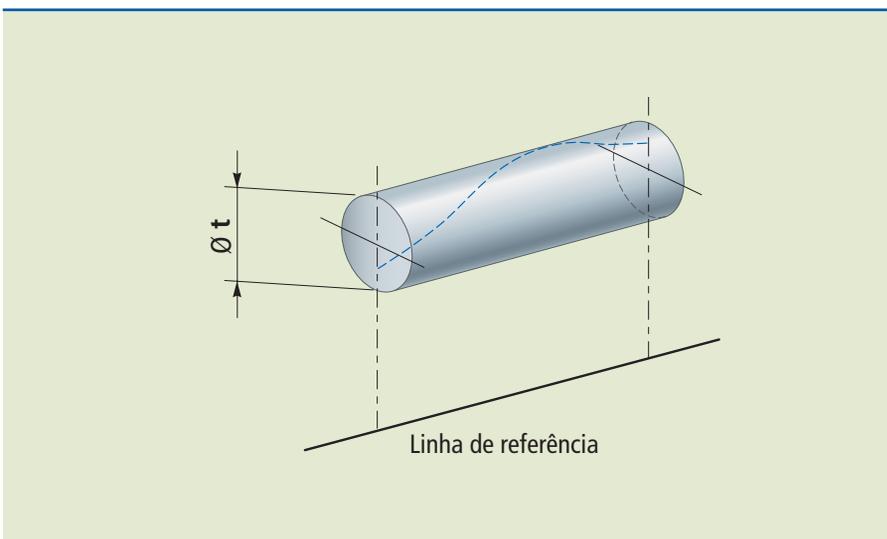
**Figura 5.44**

Linhas paralelas associadas a uma referência.

O campo de tolerância pode ser ainda definido por um paralelepípedo com seção transversal t_1 e t_2 ou um cilindro com diâmetro t , referenciados por uma linha paralela ao objeto (figuras 5.45 e 5.46).

**Figura 5.45**

Campo de tolerância definido por um prisma.

**Figura 5.46**

Campo de tolerância definido por um cilindro.

O campo de tolerância pode também ser definido por dois planos distantes entre si e paralelos à superfície ou a uma linha de referência (figuras 5.47 e 5.48).

Figura 5.47

O campo de tolerância também pode ser definido por dois planos paralelos à superfície.

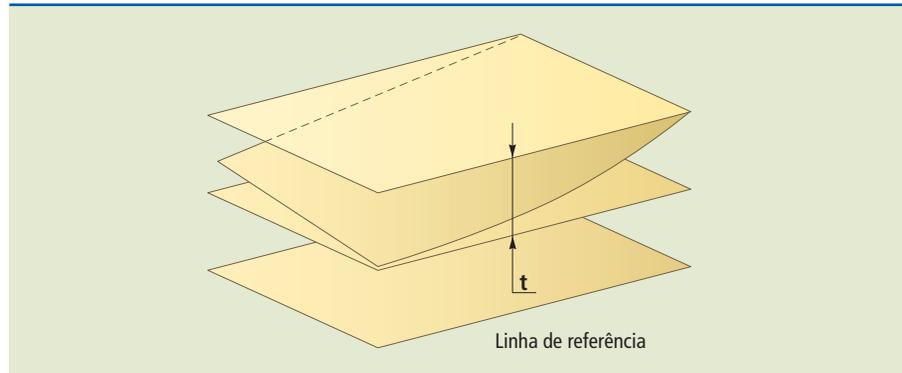
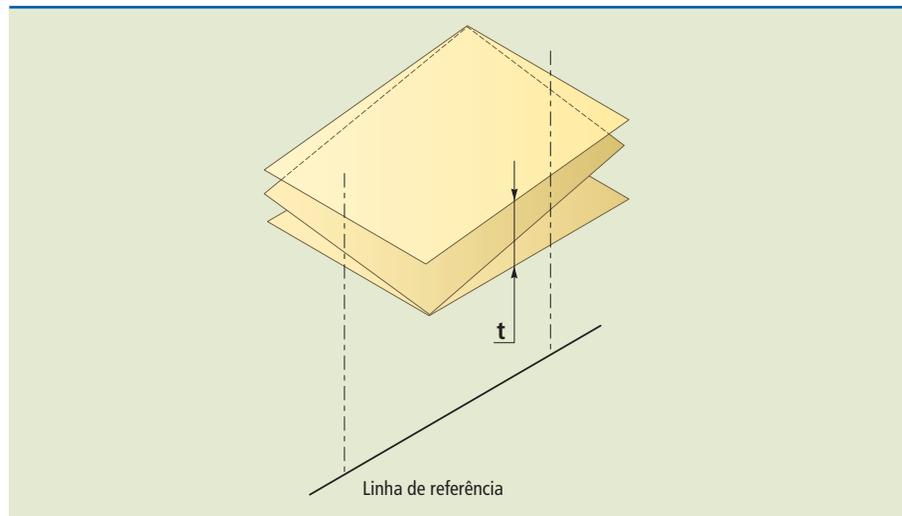


Figura 5.48

O campo de tolerância também pode ser definido por dois planos paralelos à linha de referência.

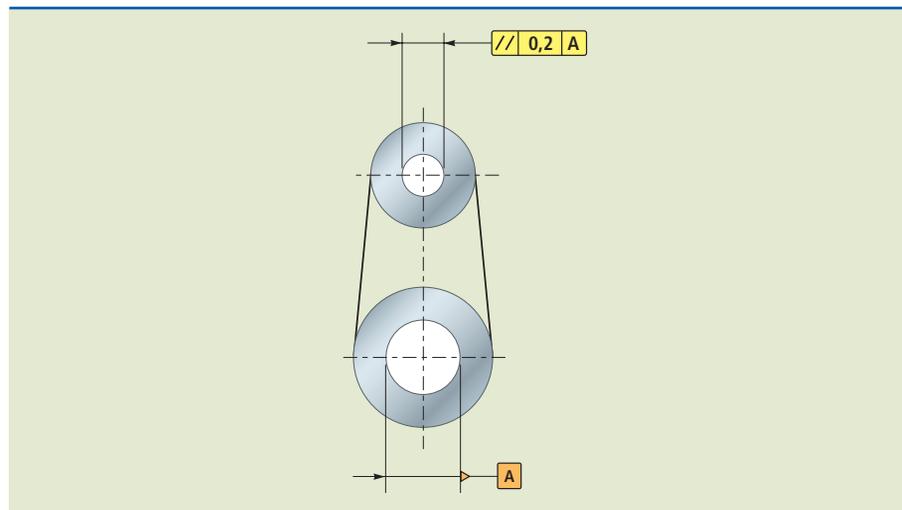


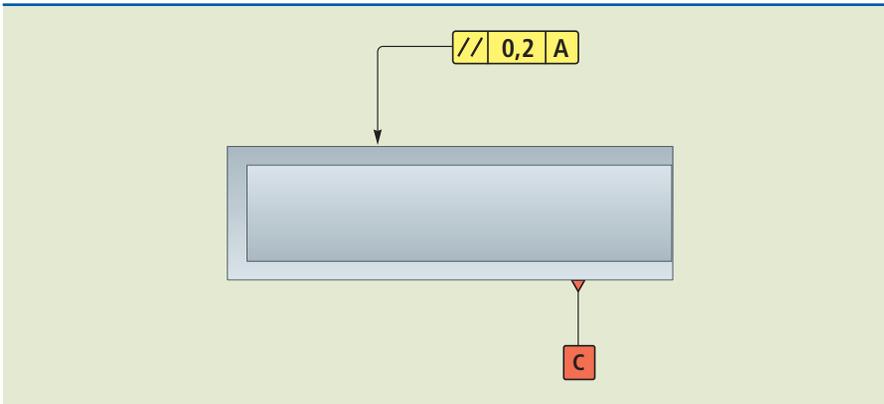
Aplicação

O paralelismo se aplica aos projetos nos quais se deseja alinhar linhas, furos e superfícies e suas combinações (figuras 5.49 e 5.50).

Figura 5.49

Aplicação de tolerância de paralelismo.



**Figura 5.50**

Aplicação de tolerância de paralelismo.

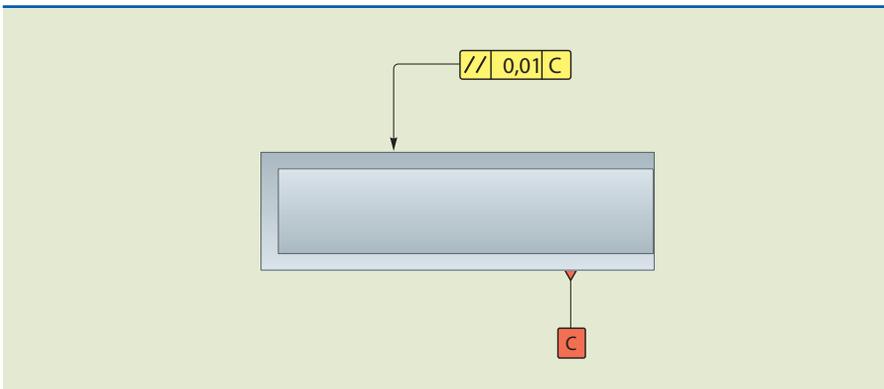
5.1.5 Tolerância de localização

A série de tolerância de localização, definida pela tolerância de posição, concentricidade e simetria, precisa de referencial para ser medida.

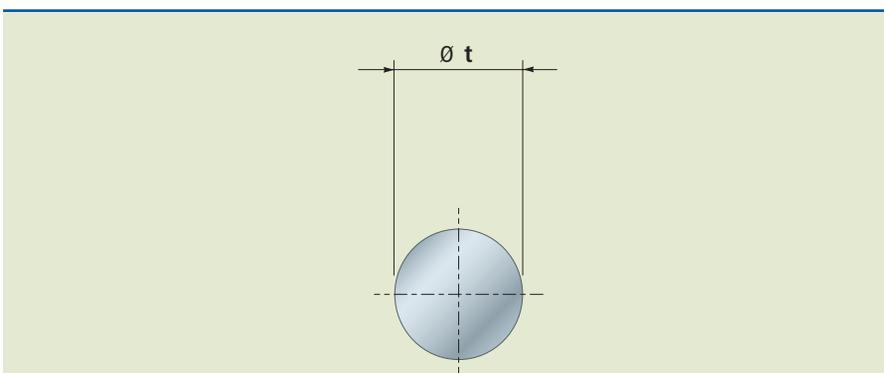
a) Posição

A tolerância de posição pode ser definida para um ponto, uma linha ou uma superfície ou plano médio.

Tolerância de posição de um ponto – a zona de tolerância é definida por um círculo de diâmetro t (tolerância de diâmetro), dentro do qual deverá estar localizado o ponto de interseção considerado. No exemplo dado, o ponto central poderá se deslocar dentro de um raio de 0,05 mm (figuras 5.51 e 5.52).

**Figura 5.51**

Tolerância de posição de um ponto.

**Figura 5.52**

A zona de tolerância é definida por um círculo dentro do qual deverá estar o ponto de interseção.



Tolerância de posição de uma linha especificada em uma única direção – o campo de tolerância é limitado por duas retas paralelas separadas pela distância t , que é o valor da tolerância. As linhas consideradas devem estar dentro deste campo formado pelas retas paralelas (figuras 5.53 e 5.54).

Figura 5.53

O campo de tolerância é limitado por duas retas paralelas.

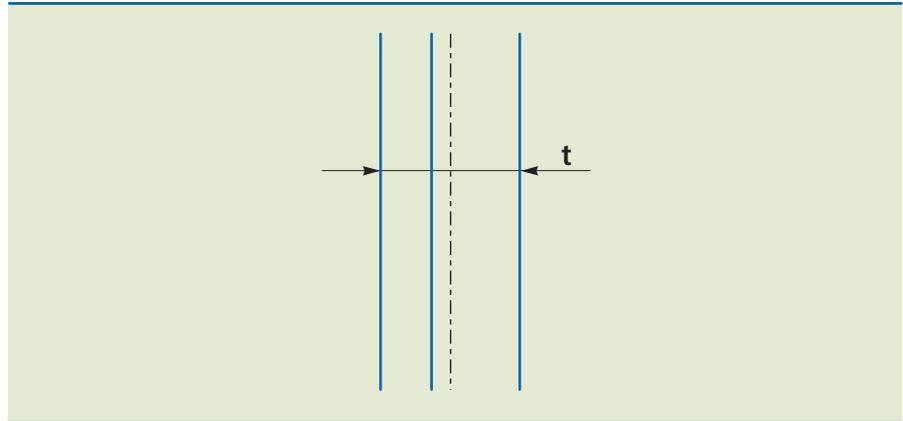
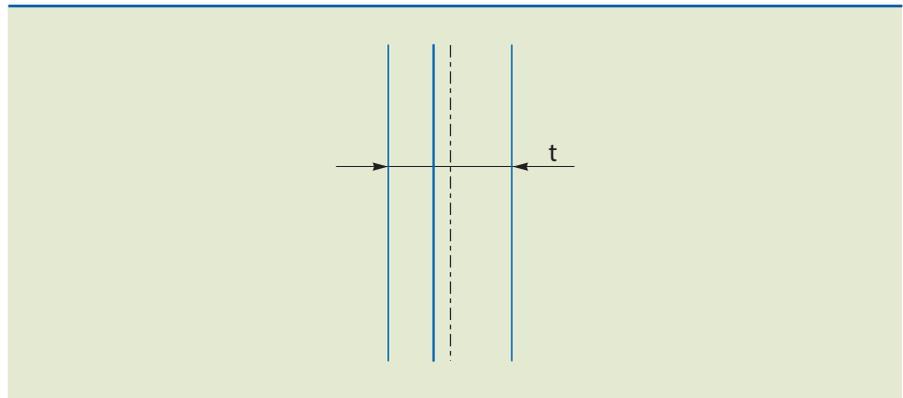


Figura 5.54

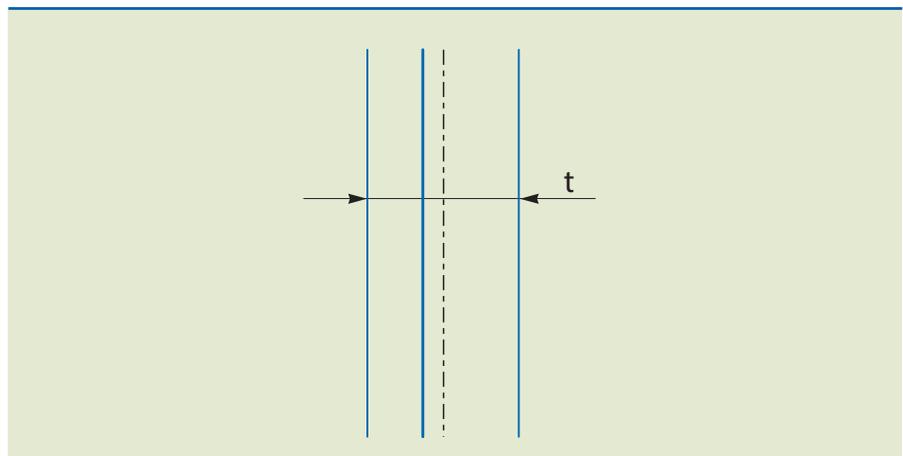
As linhas consideradas devem estar dentro do campo formado pelas retas paralelas.



Tolerância de posição de uma linha especificada em duas direções – o campo de tolerância é limitado por um paralelepípedo de seção transversal $t1 \times t2$ (figura 5.55).

Figura 5.55

O campo de tolerância é limitado por um paralelepípedo.



O eixo de cada furo deve estar localizado no campo de tolerância formado pelo retângulo $t1 = 0,05$ e $t2 = 0,02$ (figura 5.56).

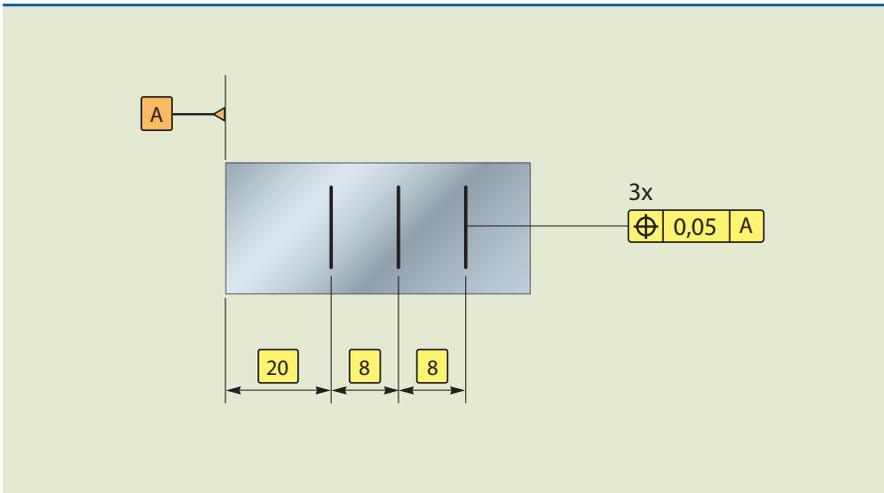


Figura 5.56

O eixo de cada furo deve estar no campo de tolerância formado pelo retângulo.

Tolerância de posição limitada pelo diâmetro de um cilindro – a linha de centro do furo deve estar localizada dentro de um cilindro de diâmetro t , tolerância de diâmetro (figuras 5.57 e 5.58).

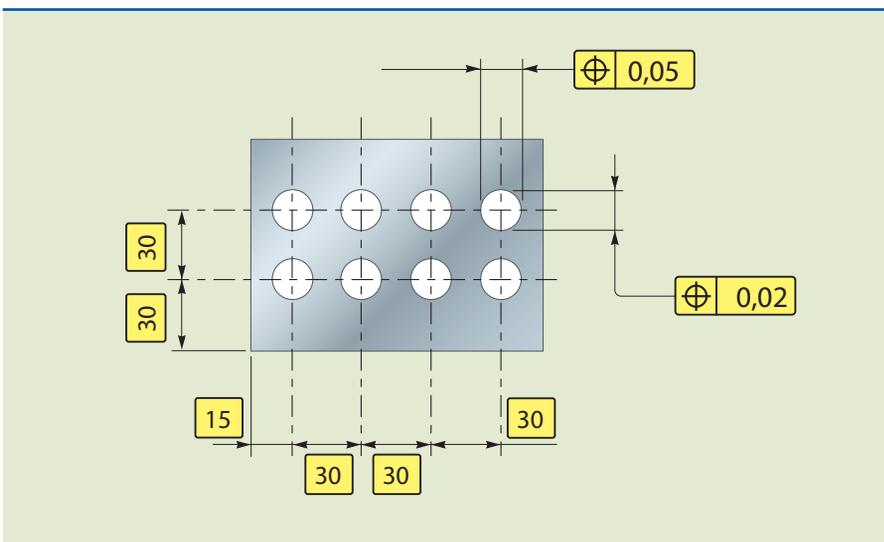


Figura 5.57

A linha de centro do furo deve estar dentro de um cilindro.

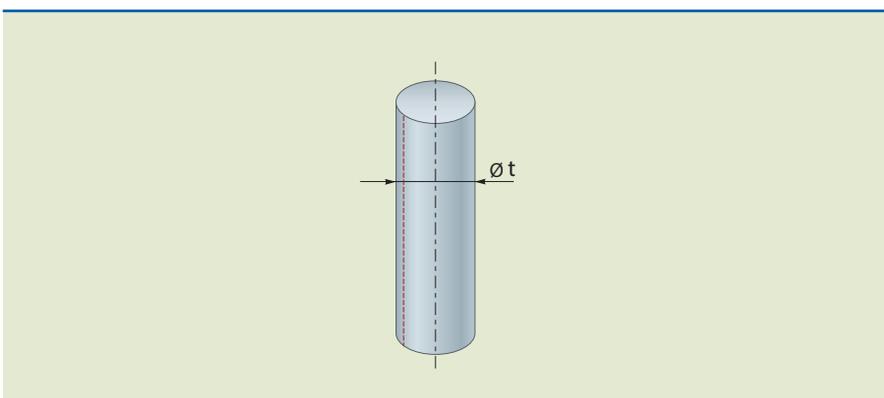


Figura 5.58

Tolerância de posição limitada pelo diâmetro de um cilindro.

Tolerância de posição de uma superfície ou plano médio – a superfície considerada deve estar contida entre dois planos paralelos distantes entre si na dimensão t e posicionados simetricamente em relação à posição teoricamente exata da superfície considerada (figuras 5.59 e 5.60).

Figura 5.59

A superfície considerada deve estar contida entre dois planos paralelos.

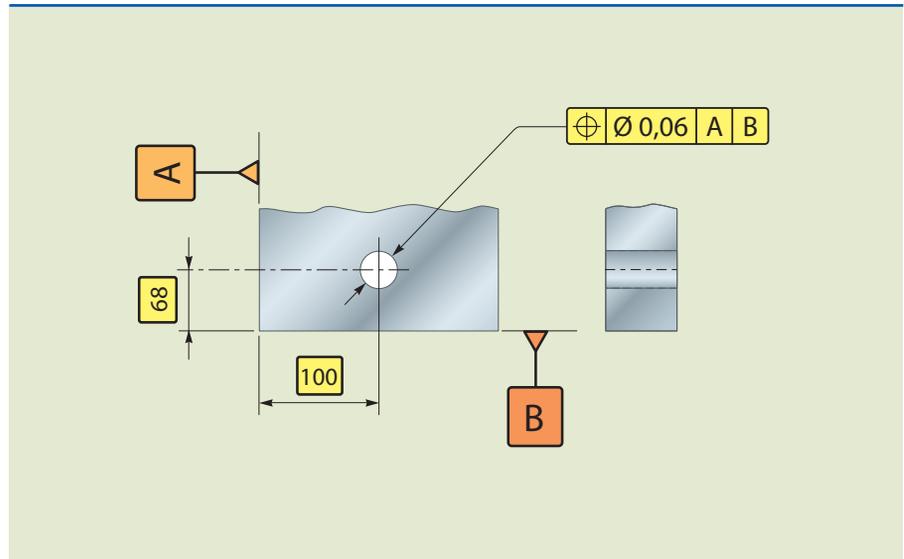
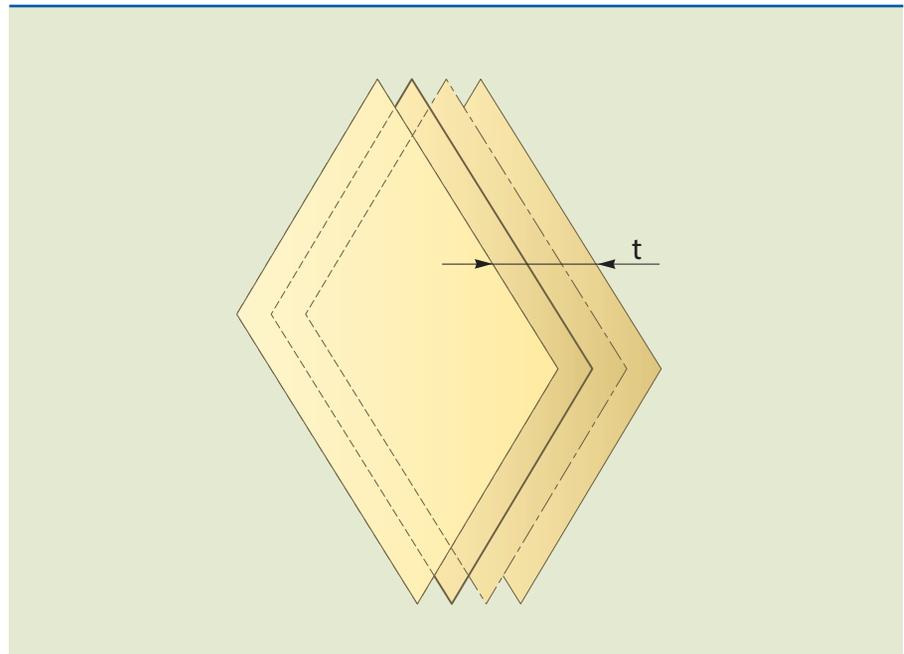


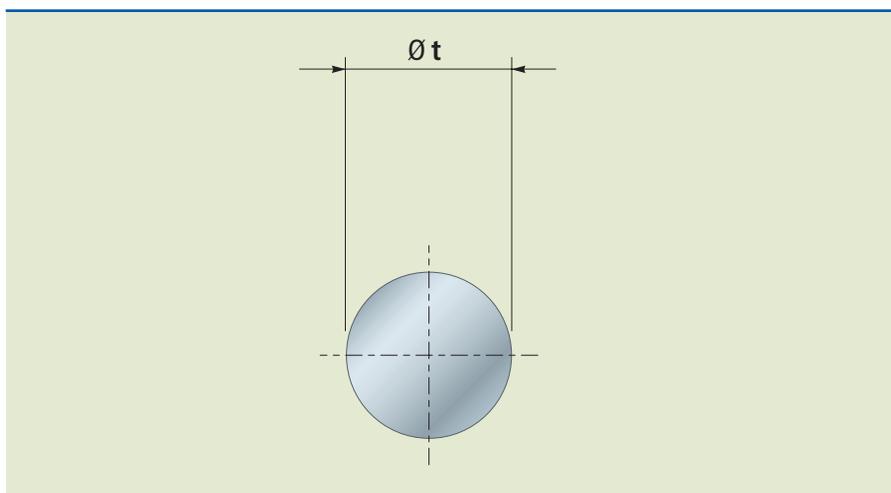
Figura 5.60

Tolerância de posição de uma superfície ou plano médio.

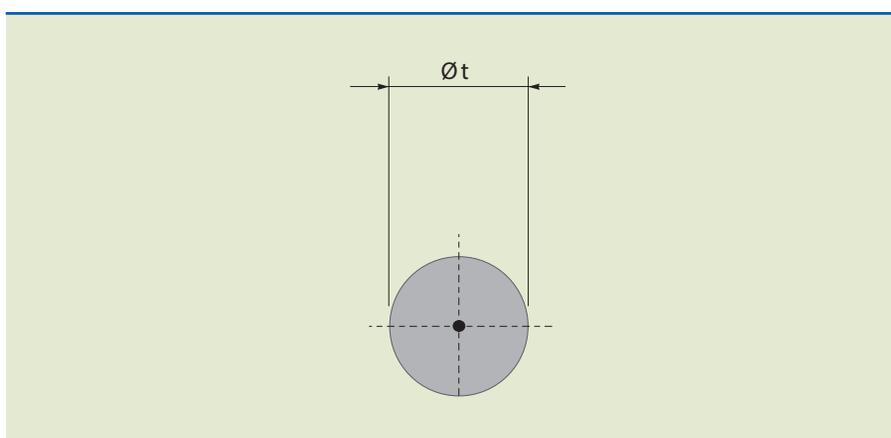


b) Concentricidade

Tolerância de concentricidade de um ponto – o centro do cilindro considerado deve estar contido numa zona de tolerância circular definida por um círculo de diâmetro t , cujo centro coincide com o ponto de referência (figuras 5.61 e 5.62).

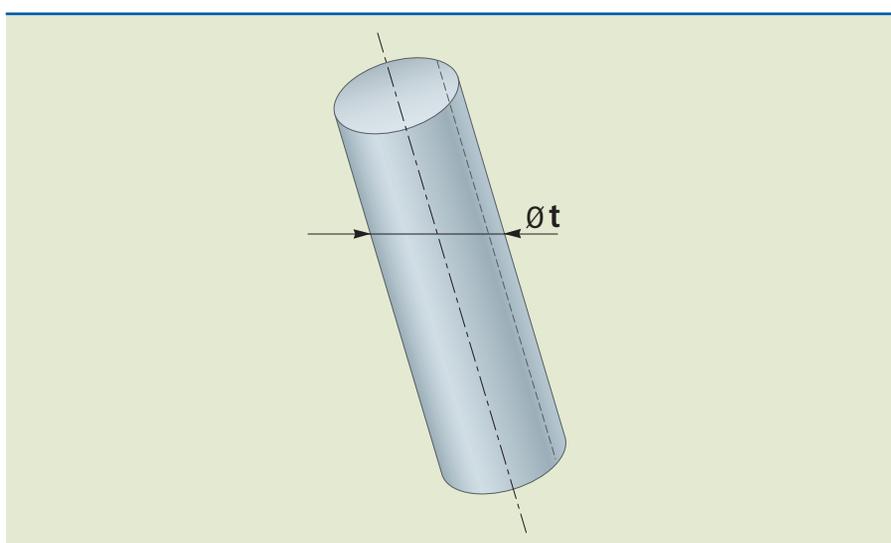
**Figura 5.61**

Tolerância de concentricidade de um ponto.

**Figura 5.62**

O centro do círculo coincide com o ponto de referência.

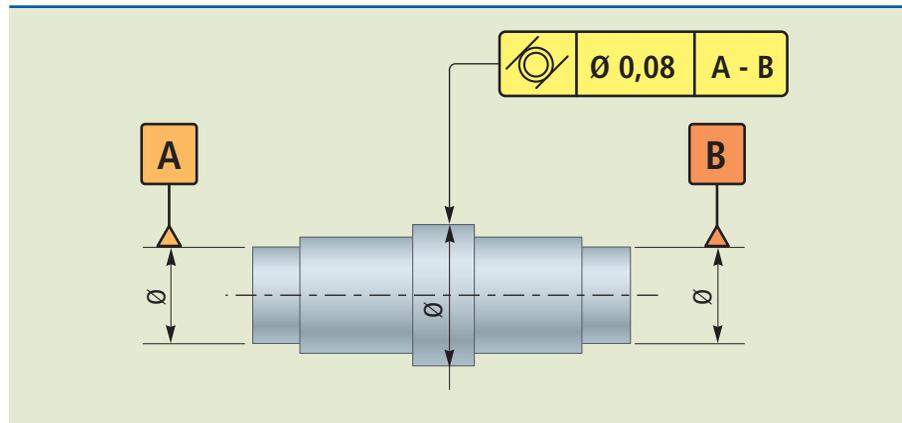
Tolerância de coaxialidade de um eixo – o eixo do cilindro considerado deve estar contido numa zona de tolerância cilíndrica de diâmetro t , cujo eixo coincide com o eixo de referência (figuras 5.63 e 5.64).

**Figura 5.63**

O eixo do cilindro deve estar contido numa zona de tolerância cilíndrica.

Figura 5.64

O eixo da zona de tolerância coincide com o eixo de referência.

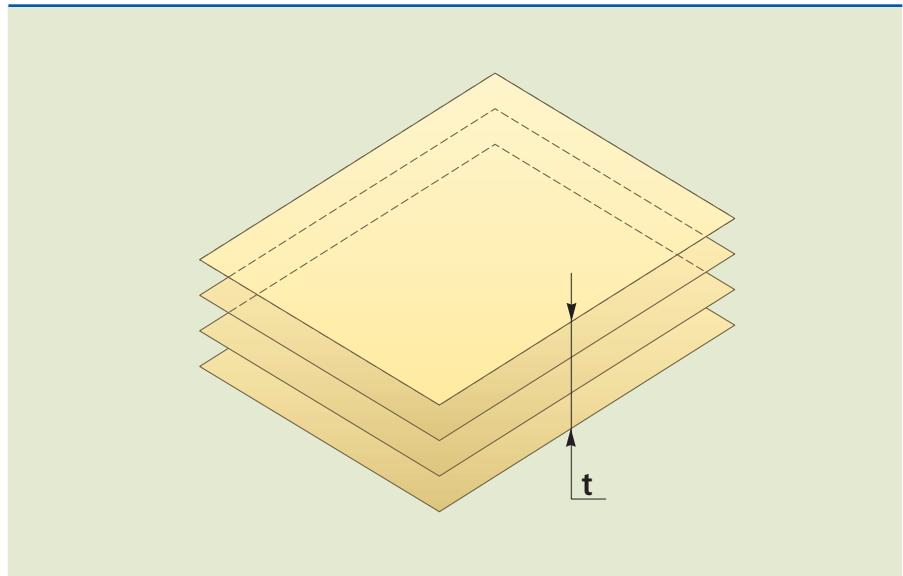


c) Simetria

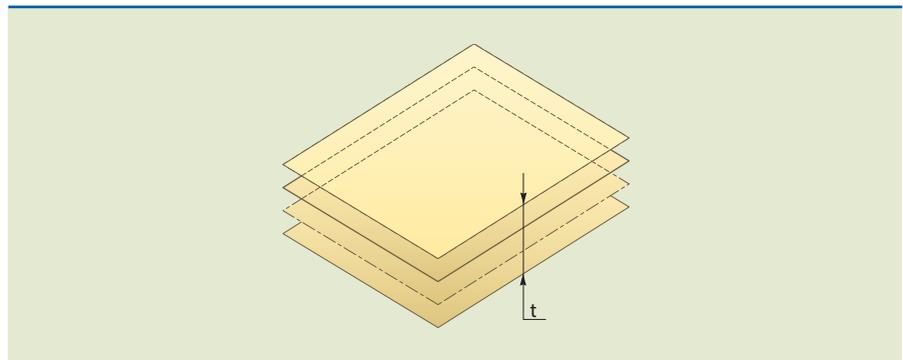
Tolerância de simetria de um plano médio em relação à referência – o plano médio do detalhe considerado deve estar posicionado entre dois planos paralelos distantes t entre si e dispostos simetricamente em relação ao plano médio de referência (figuras 5.65 e 5.66).

Figura 5.65

O plano médio deve estar posicionado entre dois planos paralelos.

**Figura 5.66**

Tolerância de simetria de um plano médio em relação à referência.



Tolerância de simetria de uma linha ou eixo em relação à referência: a linha de centro do detalhe considerado deve estar posicionada entre dois planos paralelos afastados t entre si e posicionados simetricamente em relação ao plano médio ou à linha de referência (figuras 5.67 e 5.68).

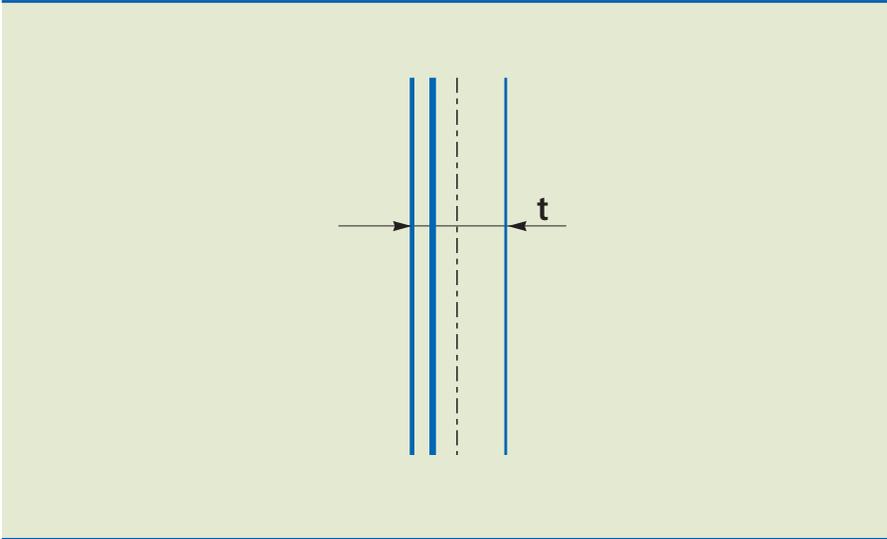


Figura 5.67

A linha do centro do detalhe deve estar posicionada entre dois planos paralelos.

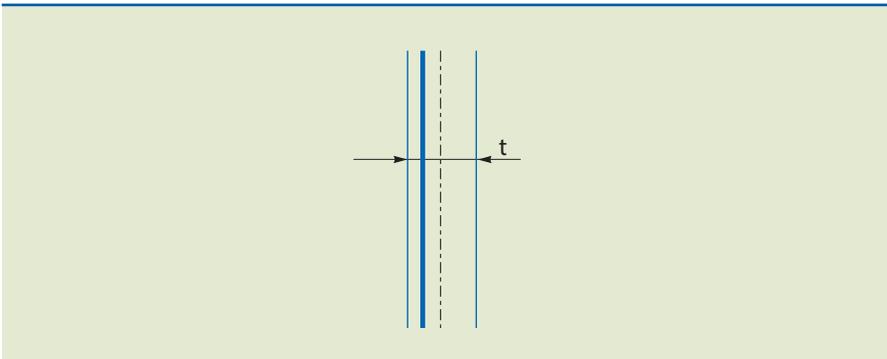


Figura 5.68

Tolerância de simetria de uma linha ou eixo em relação à referência.

Tolerância de simetria em duas direções perpendiculares entre si – neste caso, a região da tolerância é definida por um paralelogramo de lados t_1 e t_2 , cujo eixo coincide com o eixo de referência (figura 5.69 e 5.70).

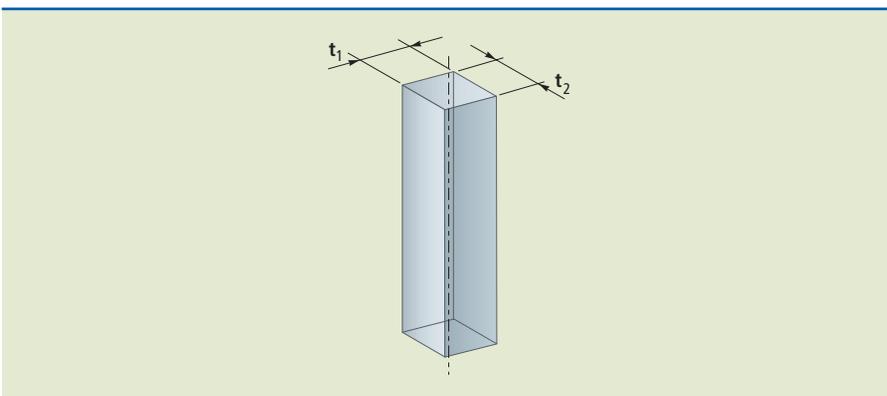
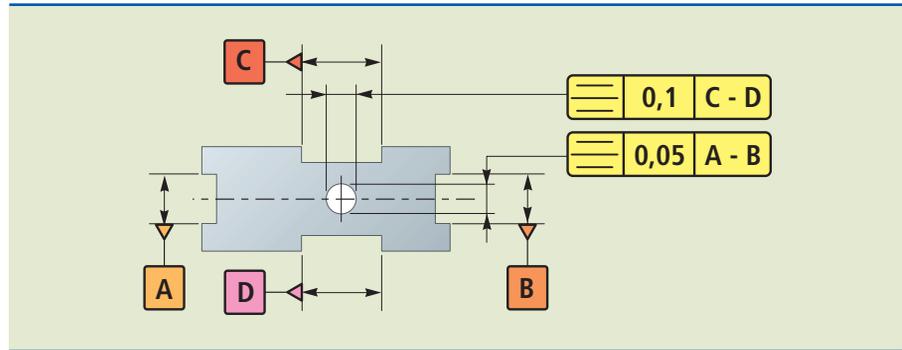


Figura 5.69

A região da tolerância é definida por um paralelogramo.

Figura 5.70

Tolerância de simetria em duas direções perpendiculares entre si.



5.1.6 Tolerâncias de batimento

Erros de fabricação que resultam em ovalização, conicidade e excentricidade da peça podem ser evitados ou controlados no desenho do produto. A tolerância de batimento deve ser utilizada para delimitar erros de circularidade, perpendicularidade, coaxialidade, excentricidade e planeza. Na tolerância de batimento considera-se que o eixo de referência não contém erros.

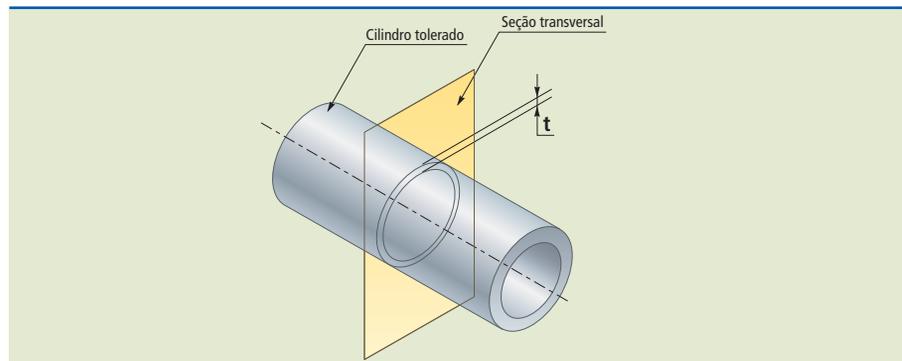
Os erros de batimento são medidos dinamicamente dando uma volta da peça em relação ao eixo de referência e medindo ao mesmo tempo a forma e a posição dos elementos em relação às referências.

a) Batimento circular

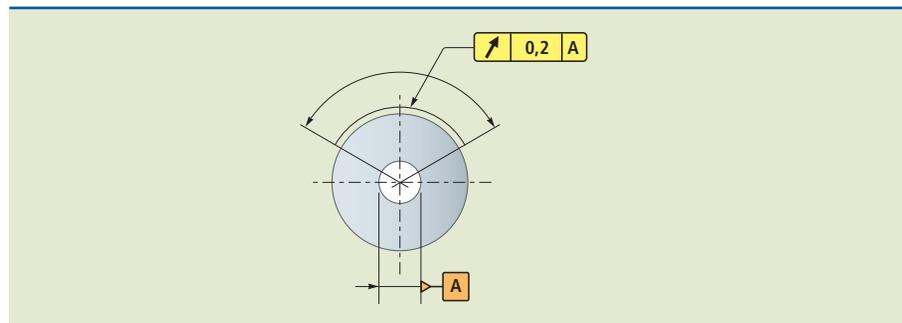
Batimento circular radial – em qualquer plano perpendicular ao eixo de giro da peça, o campo de tolerância é limitado por um anel circular de espessura t e centro coincidente com a linha de referência (figuras 5.71 e 5.72).

Figura 5.71

O campo de tolerância é limitado por um anel circular:

**Figura 5.72**

O centro do anel circular coincide com a linha de referência.



Batimento circular axial – o campo de tolerância é determinado por duas superfícies paralelas entre si, afastadas por uma distância t , e perpendiculares ao eixo de rotação da peça, formando um cilindro. Dentro dele deverá estar a superfície real da peça quando esta completar uma volta em seu eixo de rotação (figura 5.73 a 5.75)

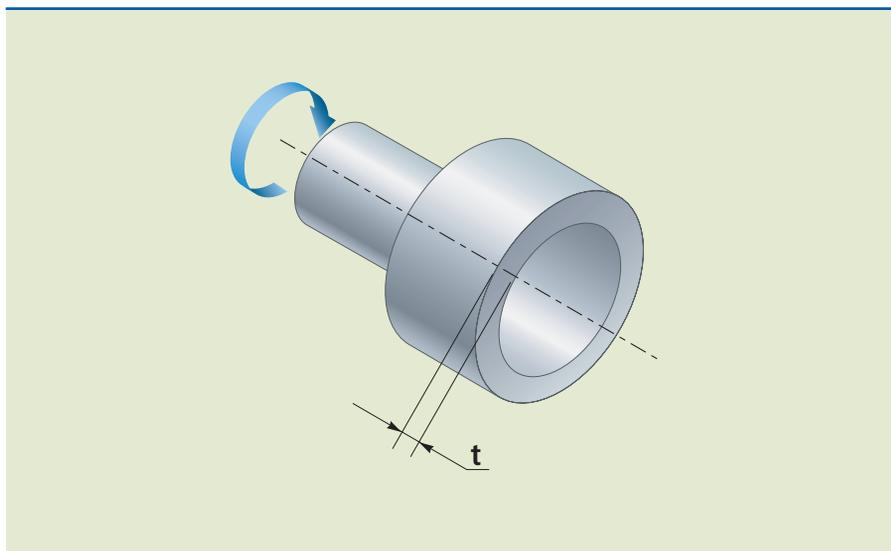


Figura 5.73

O campo de tolerância é determinado por duas superfícies paralelas, perpendiculares ao eixo de rotação da peça.

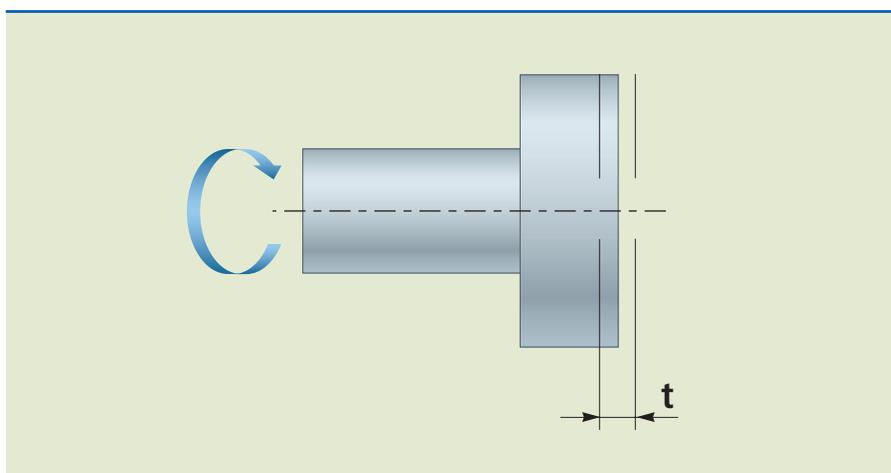


Figura 5.74

Dentro do cilindro deverá estar a superfície real da peça.

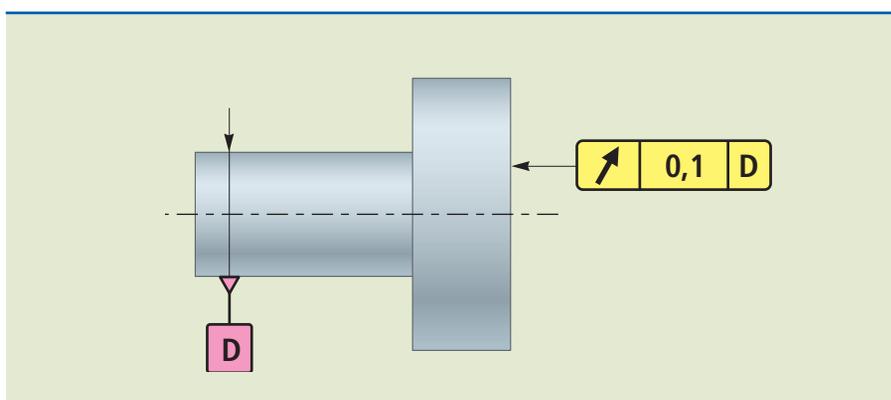


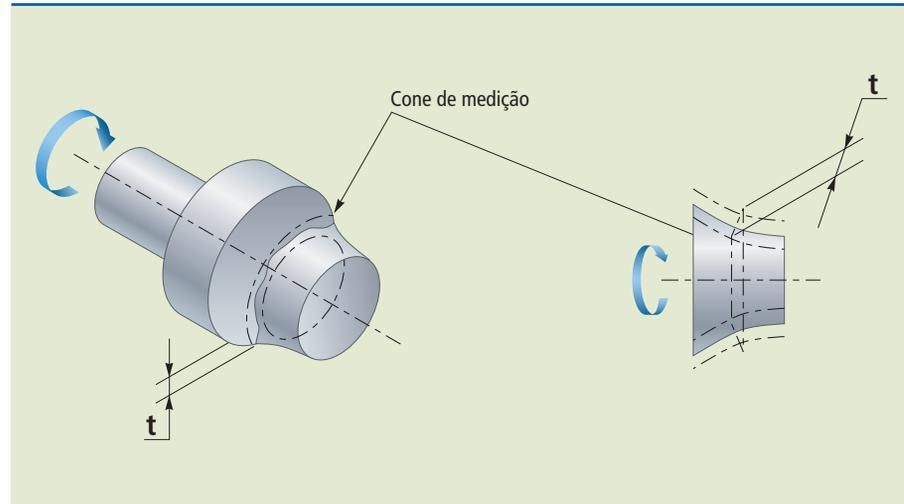
Figura 5.75

Batimento circular axial.

Batimento circular em qualquer direção – o campo de tolerância de distância t é a medida radial do anel formado por duas circunferências de diâmetros diferentes, cujos eixos coincidem com o eixo de referência da peça, e se aplica em qualquer cone de medição ao longo da superfície de revolução da peça. A direção do batimento é perpendicular à superfície da peça (figura 5.76).

Figura 5.76

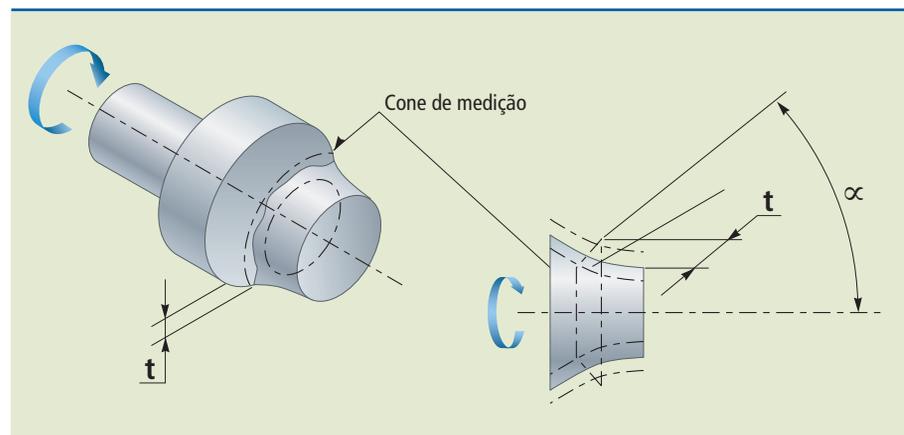
O campo de tolerância é a medida radial do anel formado por duas circunferências de diâmetros diferentes.



Batimento circular numa direção especificada – o campo de tolerância segue a mesma definição do batimento circular em qualquer direção. A direção de medição, no entanto, não é perpendicular à superfície da peça. Ela segue uma direção especificada (figura 5.77).

Figura 5.77

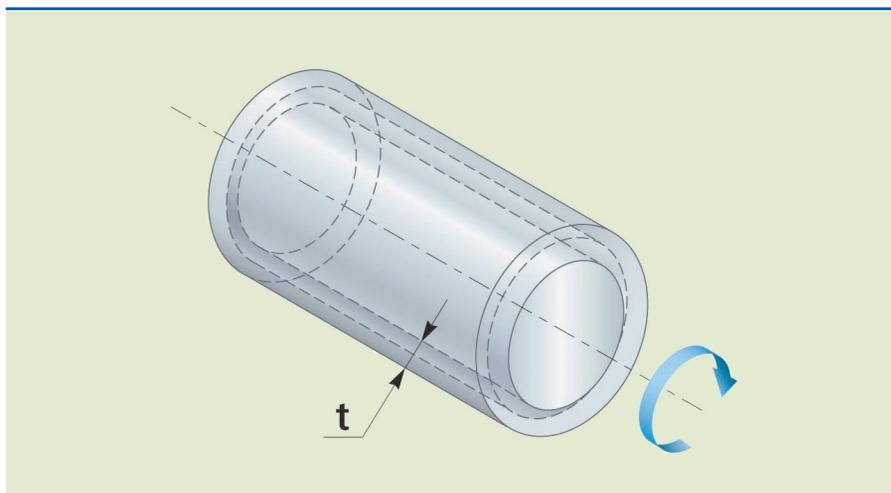
O campo de tolerância segue a mesma definição do batimento circular em qualquer direção, mas a direção de medição não é perpendicular:



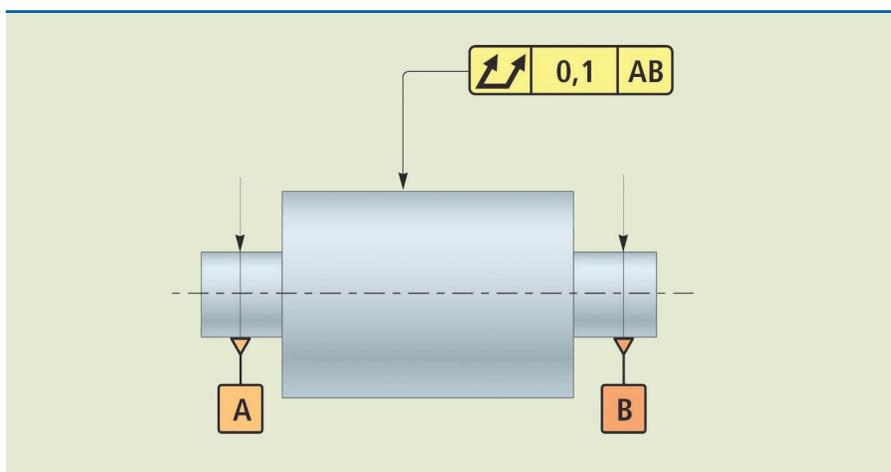
a) Batimento total

O batimento total é usado quando se deseja o controle simultâneo sobre mais de uma superfície.

Batimento total radial – o campo de tolerância t é formado por duas superfícies cilíndricas coaxiais de diâmetros diferentes, cujo eixo coincide com o eixo de referência da peça. Em qualquer ponto da superfície deve haver simultaneamente circularidade e cilindricidade geometricamente perfeitas em relação ao eixo de referência (figuras 5.78 e 5.79).

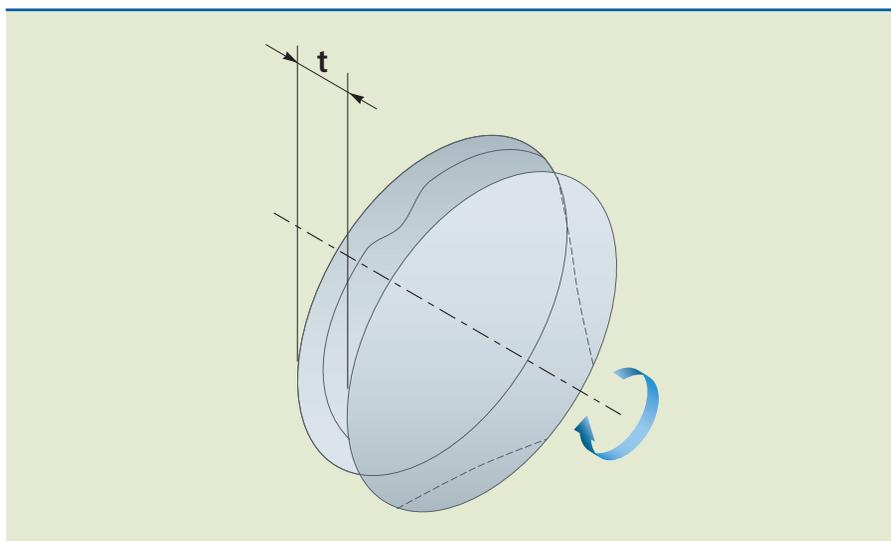
**Figura 5.78**

O campo de tolerância é formado por duas superfícies cilíndricas coaxiais de diâmetros diferentes.

**Figura 5.79**

Em qualquer ponto da superfície deve haver circularidade e cilindricidade perfeitas em relação ao eixo de referência.

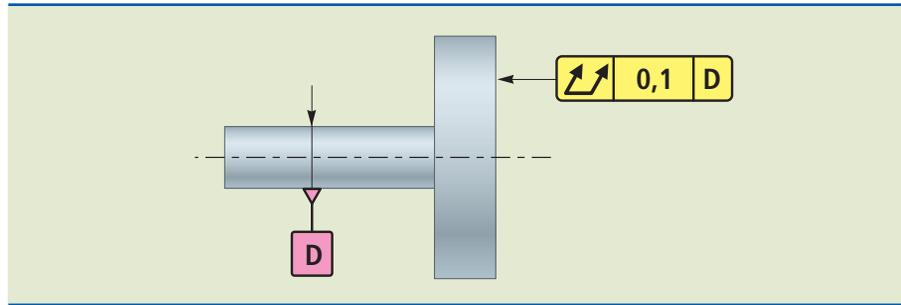
Batimento total axial – o campo de tolerância t é uma faixa formada por dois planos paralelos e perpendiculares à linha de referência (figuras 5.80 e 5.81).

**Figura 5.80**

Batimento total axial.

Figura 5.81

O campo de tolerância é uma faixa formada por dois planos paralelos e perpendiculares à linha de referência.



5.2 Aplicação das tolerâncias geométricas

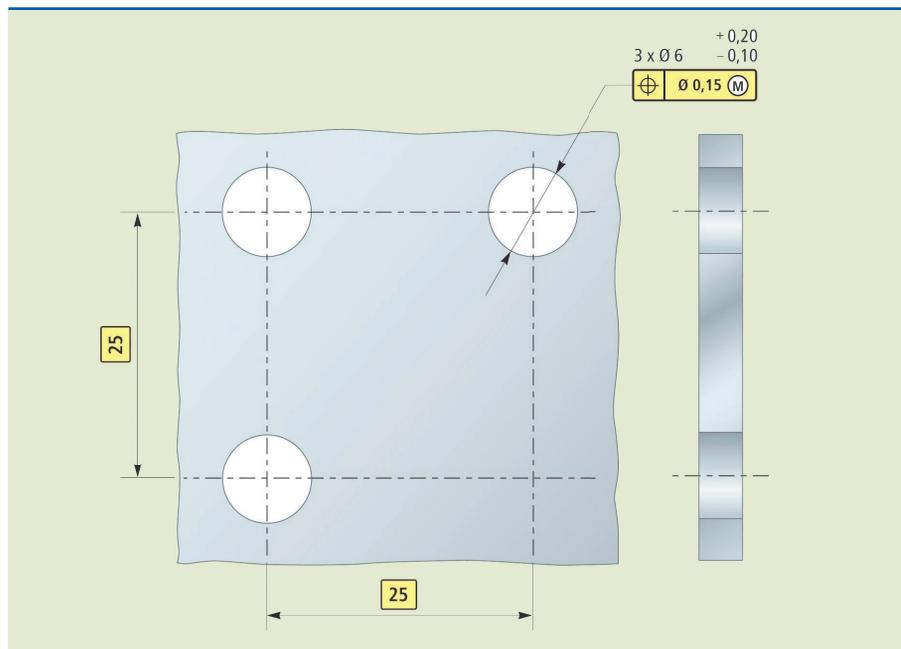
Considerando que a peça pode sofrer desvios durante a fabricação devido às condições de geometria (nivelamento e alinhamento) da máquina, dos dispositivos e das ferramentas, o projetista deve colocar no desenho as informações de tolerância geométrica nos elementos que precisam de cuidado para não haver problemas na montagem. A peça a ser fabricada precisa de tolerância nos pontos de acoplamento, como por exemplo: furos e eixos para as peças de montagem, pinos e buchas para os dispositivos de fixação e verificação.

a) Definindo a tolerância de posição de um furo na condição de máximo e de mínimo material

Na peça da figura 5.82, o diâmetro dos três furos com tolerância dimensional é $\varnothing 6^{+0,20}_{-0,10}$ mm. Na usinagem, os três furos podem se afastar um pouco, mas dentro de certos limites. Na condição de máximo material – MMC ($\varnothing 6,10$ mm) – quando houver mais material na peça e o diâmetro do furo diminuir, a posição do centro de cada um dos três furos pode variar dentro de um diâmetro de 0,15 mm. Na condição de mínimo material – LMC ($\varnothing 6,20$ mm), inverso do MMC – a tolerância de posicionamento pode variar até $\varnothing 0,25$ mm (tabela 5.3).

Figura 5.82

Na usinagem, os três furos podem se afastar um pouco, mas dentro de certos limites.



O diâmetro resultante na usinagem, dentro do limite teórico, amplia o campo da tolerância de posicionamento do furo. Conforme a norma ASME Y 14.5M, de 1994, a posição do furo pode variar, mas nenhum ponto sob sua superfície deve estar dentro do limite teórico (figuras 5.83 e 5.84).

	Ø furo	Ø [Ⓜ] – limite da tolerância de posição do centro do furo
MMC	6,10	0,15
	6,15	0,20
LMC	6,20	0,25

Tabela 5.3

Deslocamento do furo.

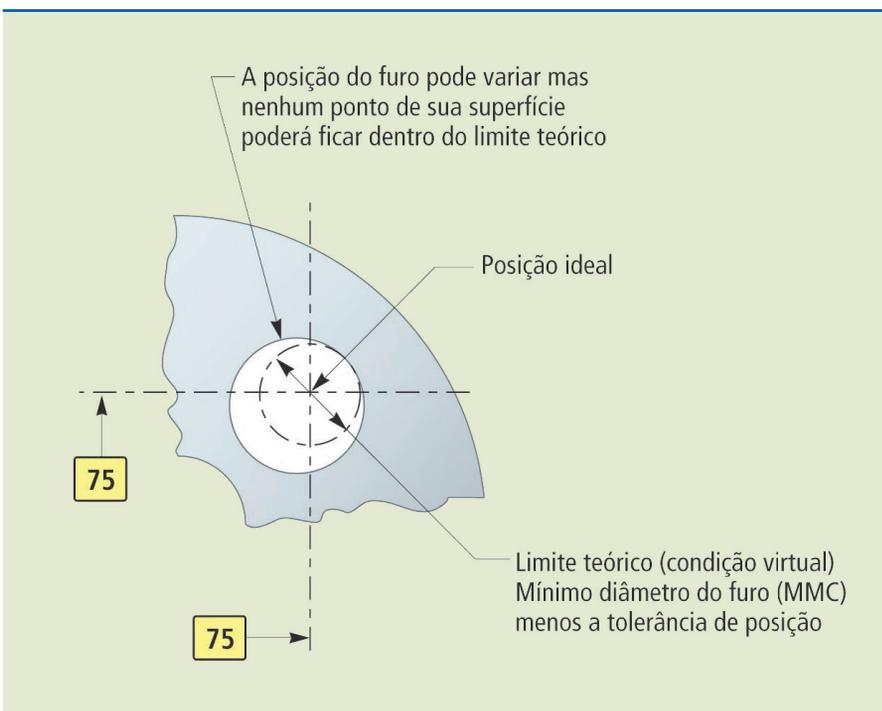


Figura 5.83

Posição de um furo e condição virtual.

Conforme ASMEY14.5 M, de 1994. Fig. 5.5

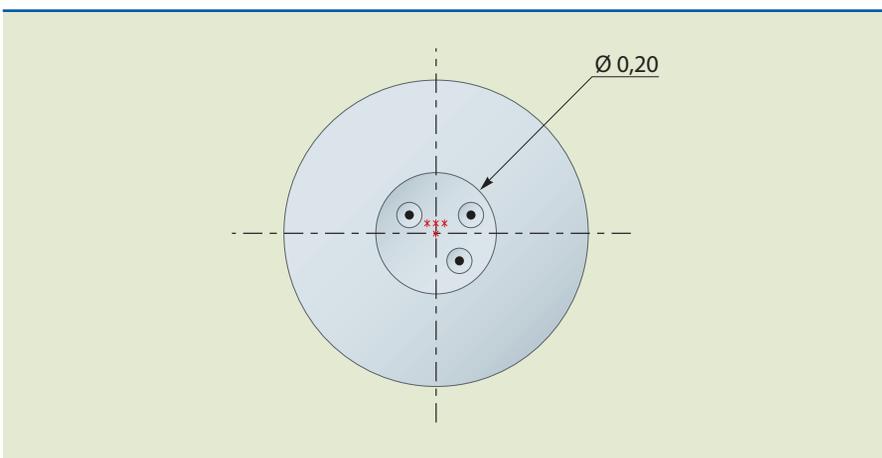


Figura 5.84

A posição do furo dentro do limite de tolerância de posicionamento.

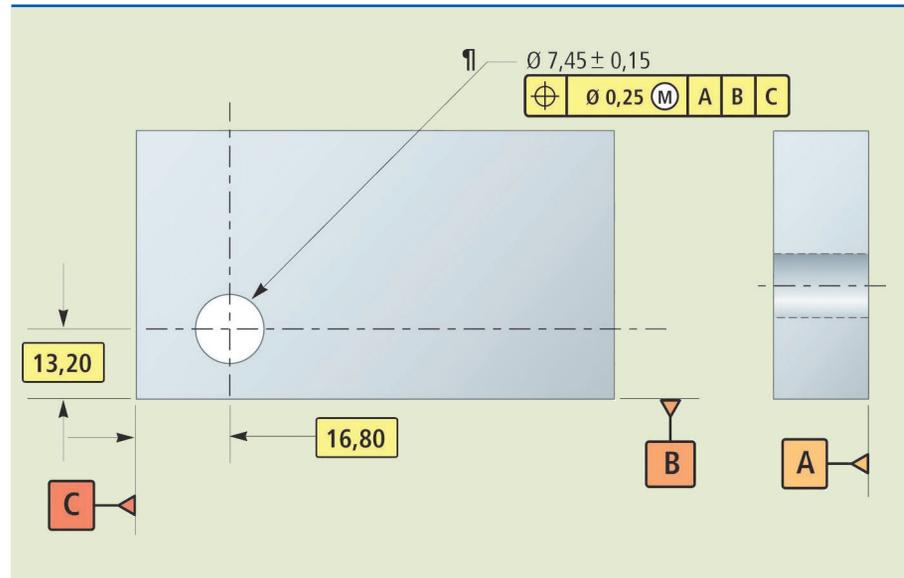
b) A peça pronta conforme especificação

É preciso inspecionar a peça pronta e verificar se é possível aprová-la conforme o desenho.

1. **Como estava o desenho** – o desenho permite a usinagem do furo com tolerância dimensional no diâmetro de $\pm 0,15$ mm e um deslocamento de posição dentro de um diâmetro de $\varnothing 0,25$ mm (figura 5.86).

Figura 5.86

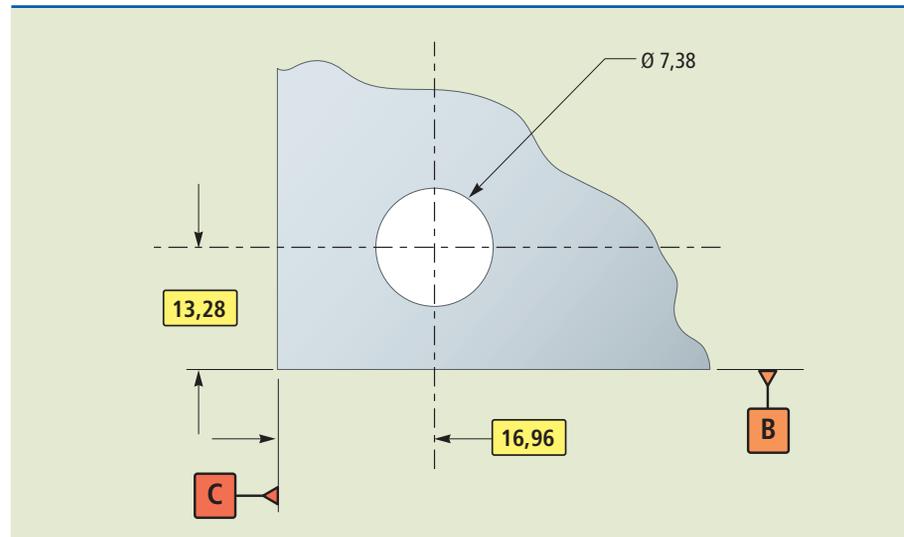
Como estava o desenho.



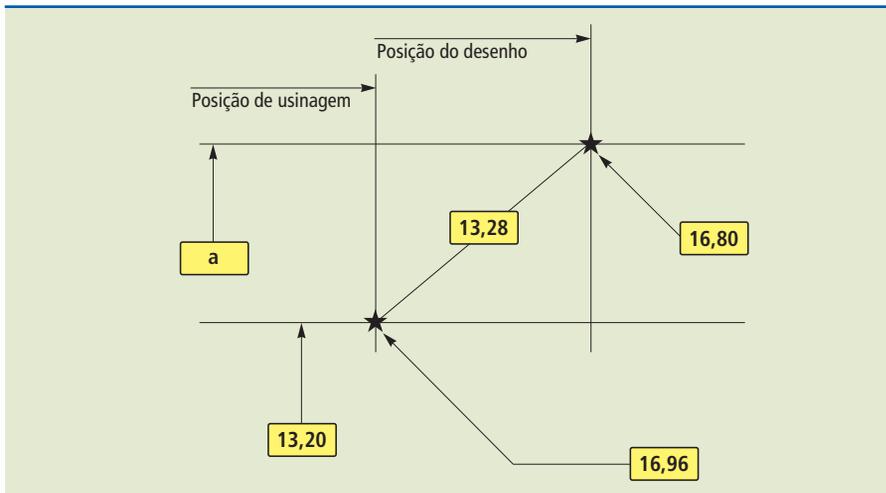
Como a peça foi produzida – na usinagem, devido às condições adversas, houve um deslocamento da posição do furo. É preciso saber se este deslocamento comprometeu a qualidade da peça (figura 5.87).

Figura 5.87

Como a peça foi produzida.



Coordenadas de posição do furo – considerando as coordenadas, é possível definir o quanto se deslocou no diâmetro e comparar o resultado com as tolerâncias do desenho (figura 5.88).

**Figura 5.88**

Com base nas coordenadas, é possível definir o quanto o furo deslocou-se.

Na usinagem, houve um deslocamento das coordenadas do furo no eixo x de 16,80 mm para 16,96, igual a 0,16 mm; e no eixo y, de 13,20 para 13,28, igual a 0,08 mm.

Então, o furo ficou deslocado um raio $a = \sqrt{0,16^2 + 0,08^2}$. Esta nova posição representa um círculo $2 \cdot a = 0,36$ mm. Para permitir a montagem, este deslocamento tem que ser compensado no diâmetro do furo. A tolerância dimensional do furo varia de + 0,15 mm e - 0,15 mm, o furo pode sair com $\varnothing 7,45$ mm + 0,15 = 7,60 mm e $\varnothing 7,45$ mm - 0,15 = 7,30 mm.

Pela NBR 14646 a condição de máximo material para o furo é quando o furo tem diâmetro menor; $\varnothing 7,30$ mm.

Tomando como referência $\varnothing 7,30$ mm, condição de máximo material do furo no desenho e o diâmetro da usinagem $\varnothing 7,38$ mm, houve um bônus de 0,08 mm de tolerância dimensional.

7,30	- Desenho	Ⓜ
7,38	- Usinagem	
<hr/>		
0,08 mm	- Vantagem	

Somando este ganho de tolerância dimensional de 0,08 mm com a tolerância geométrica especificada de $\varnothing 0,25$ Ⓜ, temos um bônus de 0,33 mm.

0,08 mm	- Dimensional
0,25 mm	- Geométrica
<hr/>	
0,33 mm	- Bônus

Considerando a tolerância dimensional e a tolerância geométrica especificadas no desenho, e o deslocamento da posição do furo e o diâmetro resultante na usinagem, o furo saiu fora de posição, comprometendo a montagem.

$\varnothing 0,36$ mm	- Descolamento da posição na usinagem
$\varnothing 0,33$ mm	- Vantagem no diâmetro na condição Ⓜ
<hr/>	
$\varnothing 0,03$ mm	- A peça está fora de posição

Como o projetista especificou condição de máximo material, significa que ainda há material no furo, que pode ser removido, alargando o furo e permitindo a montagem.

Tabela 5.4
Coordenadas de posição do furo.

Ø Desenho (M)	Ø Usinagem	Vantagem (bônus)		
		Tolerância dimensional	Tolerância geométrica	Total
7,30	Ø 7,38	0,08	0,25	0,33
	Ø 7,41	0,11		0,36
	Ø 7,50	0,20		0,45
	Ø 7,60	0,30		0,55

Se o furo for alargado para Ø 7,41, já permite a montagem:

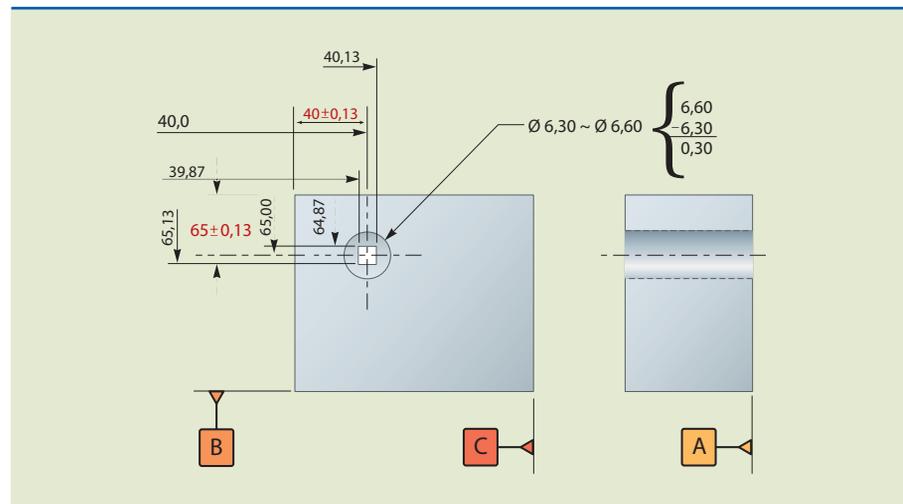
$$\begin{array}{r}
 \text{Ø } 7,41 \\
 \text{Ø } 7,30 \\
 \hline
 0,11 \\
 0,25 \\
 \hline
 \text{Ø } 0,36
 \end{array}$$

O eixo dentro do Ø 0,36 possibilita a montagem e a peça está aprovada.

c) Projetando com tolerância geométrica

Para determinar a tolerância geométrica do furo, e montar a “caixa de instruções”, é necessário analisar o campo de tolerância dimensional do furo e a tolerância dimensional do posicionamento dele (figura 5.89).

Figura 5.89
Determinação da tolerância geométrica do furo e da montagem da “caixa de instruções”.



Na peça do desenho, o diâmetro do furo varia de Ø 0,30 mm, deslocando-se $\pm 0,13$ mm no eixo X e $\pm 0,13$ mm no eixo Y. As faces A, B e C são planos de referência (figuras 5.90 e 5.91).

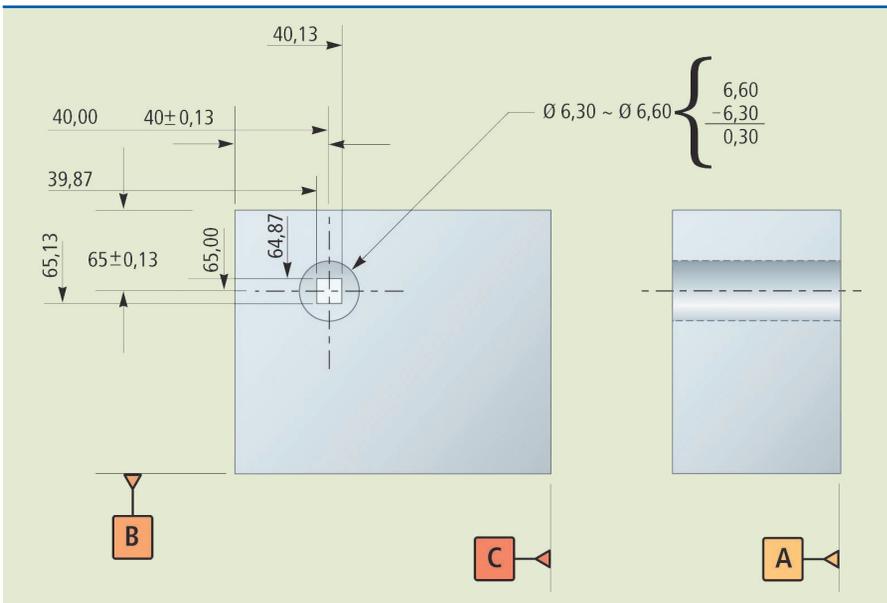


Figura 5.90

As faces A, B e C são planos de referência.

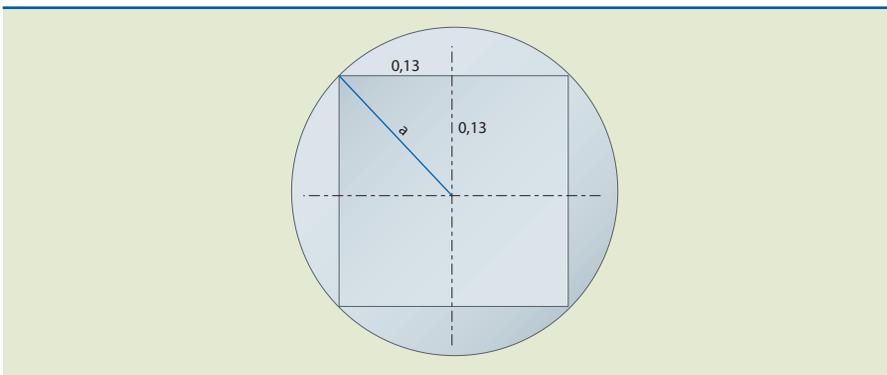


Figura 5.91

O diâmetro do furo de Ø 0,30 mm, deslocando-se 0,13 mm no eixo X e 0,13 mm no eixo Y.

A metade do deslocamento do furo corresponde a 0,13 mm. Calculando a diagonal, encontra-se o diâmetro limite de deslocamento do furo.

$$a = \sqrt{0,13^2 + 0,13^2} = 0,18$$

Diagonal = 2 x a = diâmetro limite de deslocamento do furo

$$2a = 2 \times 0,18 = \text{Ø } 0,36 \text{ mm}$$

Quando o furo estiver na condição de máximo material (MMC) = Ø 6,30 mm, o campo de tolerância será Ø 0,36 mm (figura 5.92 A).

$$\text{Ø } 0,36 + \text{Ø } 0,30 = \text{Ø } 0,66 \text{ mm}$$

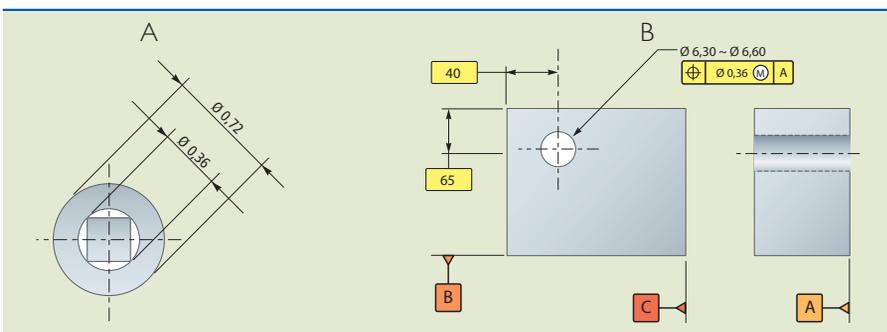


Figura 5.92

Quando o furo estiver na condição de máximo material (mmc) = Ø 6,30 mm, o campo de tolerância será Ø 0,36 mm (A) e o indicador da tolerância geométrica para orientação do furo fica estabelecido (B).

E o indicador da tolerância geométrica para orientação do furo fica estabelecido, conforme a figura 5.92 B.

5.3 O estudo do GD&T

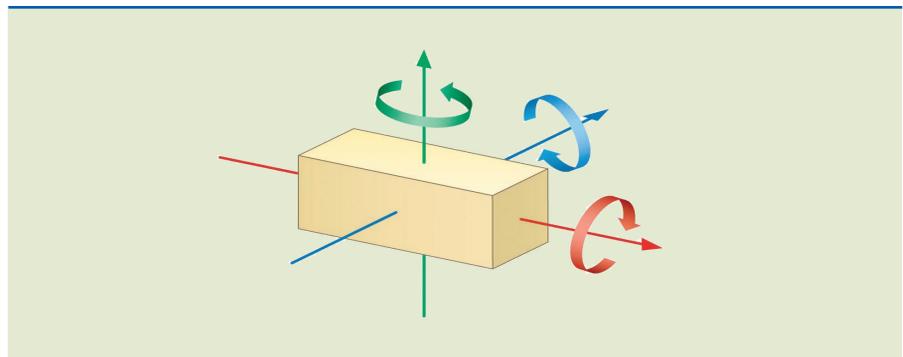
A aplicação da tolerância geométrica é citada na literatura como GD&T – *Geometric Dimensioning and Tolerancing*. GD&T reúne símbolos (NBR 6409), regras (MMC e LMC, entre outras) e definições (elemento, datum, função, relação, elemento de referência etc.) que auxiliam o projetista de produtos a se comunicar com o chão de fábrica na realização de peças, dispositivos e ferramentas.

A GD&T foi criada nos anos 1930 por Stanley Parker, engenheiro da fábrica de torpedos da marinha inglesa (WANDECK, 2008). No modelo industrial da época parte das peças fabricadas era rejeitada ao final do processo. A GD&T só foi usada durante a Segunda Guerra Mundial, pois até então as peças eram feitas “em casa” (NADCA *Product Specification Standards for Die Castings*, 2009). O desenhista podia discutir com a fábrica o que ele desejava. No curso da guerra foi necessário terceirizar a fabricação de peças devido ao grande volume. E uma nova forma de comunicação entre os projetistas e a produção precisou ser implementada. Havia pontos não funcionais no desenho que antes eram desnecessários e que passaram a ser considerados importantes. O GD&T facilitou esse processo.

A GD&T parte do princípio que no espaço um corpo sólido tem 6 graus de liberdade: três translações e três rotações (figura 5.93). Para se usar uma peça é necessário travar alguns graus de liberdade, tomando alguns elementos de contato como referência. Na GD&T as superfícies das peças que tocam os dispositivos são chamadas elemento datum e as superfícies dos dispositivos que tocam a máquina chamam-se simuladores. Códigos e regras são gerados para a comunicação do trabalho. As características dos elementos datum determinam a forma de fixação da peça e o resultado na montagem e na aplicação. Uma vez dominado o assunto, o GD&T facilita o trabalho do projetista, especialmente quando trabalha com *softwares* de desenho auxiliado por computador em que as tolerâncias são facilmente plotadas no desenho.

Figura 5.93

Graus de liberdade.



Este tópico deste livro de Mecânica procurou aproximar o aluno do conhecimento da tolerância geométrica, principalmente a sua interpretação no desenho técnico. Para ampliar o conhecimento é fundamental continuar estudando o assunto e acompanhar as mudanças que são atualizadas nas normas técnicas.