
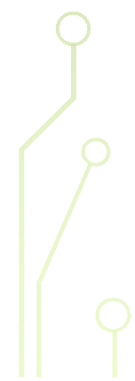


FORM- UND LAGETOLERANZEN



WAS SIND FORM- UND LAGETOLERANZEN



- Was sind Form- und Lagetoleranzen
 - Warum sind Form- und Lagetoleranzen notwendig?
 - Allgemeintoleranz für Form und Lage nach DIN 2768-2
 - Form und Lage nach DIN 1101
 - Symbole und Bezüge
 - Einteilung der Form- und Lagetoleranzen
- 
- 

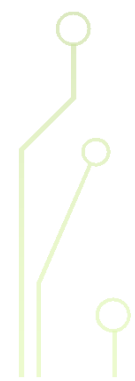



WAS SIND FORM- UND LAGETOLERANZEN



Form- und Lagetoleranzen beschreiben Abweichungen von der idealen Werkstückgeometrie, die sich nicht durch eine Messung an einem einzelnen Werkstückposition ermitteln lassen, wie das im Allgemeinen bei Maßtoleranzen der Fall ist.

Eine Formtoleranz ist zum Beispiel eine Angabe der maximal zulässigen Abweichung eines Wellenquerschnitts von der Kreisform, eine Lagetoleranz der Höchstwert, um den die Achse einer Bohrung von der vorgegebenen Ideallage abweichen darf.





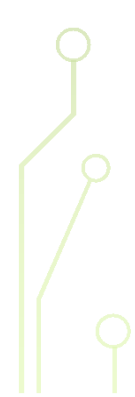
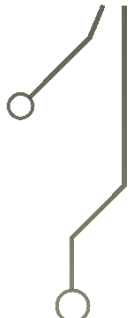

WARUM SIND FORM- UND LAGETOLERANZEN NOTWENDIG?

Form- und Lagetoleranzen werden zunächst aufgrund unvermeidbarer Abweichungen von der idealen Werkstückgeometrie erforderlich, die bei der Fertigung entstehen.

Ursachen sind zum Beispiel:


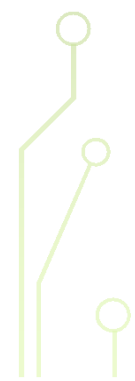
- Elastische Deformationen durch die Einspannung des Werkstücks bei der Zerspanung
- Nachgiebigkeit der Werkzeughalterung
- Eine durch die Werkstückgeometrie bedingt wechselnde Zerspankraft
- Maschinenschwingungen
- Eigenspannungen im Werkstück
- Temperaturunterschiede während der Fertigung

Ein weiterer Grund für die Spezifikation von Form- und Lagetoleranzen ist, dass Messungen die Werkstückgeometrie nicht exakt wiedergeben können. Zusätzlich zu den Fertigungstoleranzen sind also auch noch Messtoleranzen zu berücksichtigen.





ALLGEMEINTOLERANZ FÜR FORM UND LAGE NACH DIN 2768-2

- **DIN ISO 2768-2 dient zur Vereinfachung von Zeichnungen** und legt Allgemeintoleranzen in drei Toleranzklassen für form und Lage fest.
 - **Wenn kleinere Toleranzen für Form und Lage erforderlich sind oder größere wirtschaftlich sind,** sollen diese Toleranzen direkt nach DIN ISO 1101 angegeben werden.
 - **Allgemeintoleranzen für Form und Lage sollen angewendet werden , wenn der Tolerierungsgrundsatz nach ISO 8015 gilt und dies in der Zeichnung eingetragen ist.** Dieser Tolerierungsgrundsatz besagt, dass keine gegenseitige Beziehung zwischen Maß-, Form- und Lagetoleranzen besteht (Unabhängigkeitsprinzip).
 - **Allgemeintoleranzen für Form und Lage gelten für Formelemente, bei denen Form- und Lagetoleranzen nicht einzeln angegeben sind.** Sie sind für alle Eigenschaften der Formelemente anwendbar mit Ausnahme der Zylinderform, Profil einer beliebigen Linie oder Fläche, Neigung, Koaxialität, Position und Gesamtlauf
- 
- 

ALLGEMEINTOLERANZ FÜR FORM UND LAGE NACH DIN 2768-2

Allgemeintoleranzen für Geradheit und Ebenheit in mm						
Toleranz- klasse	Nennmaßbereich mm					
	bis 10	über 10 bis 30	über 30 bis 100	über 100 bis 300	über 300 bis 1000	über 1000 bis 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


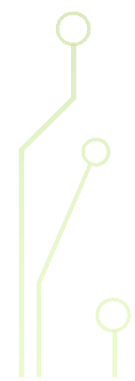
Allgemeintoleranzen für Rechtwinkligkeit					
Toleranz- klasse		Nennmaßbereich mm			
		bis 100	über 100 bis 300	über 300 bis 1000	über 1000 bis 3000
H		0,2	0,3	0,4	0,5
K		0,4	0,6	0,8	1
L		0,6	1	1,5	2

Allgemeintoleranzen für Symmetrie					
Toleranz- klasse		Nennmaßbereich mm			
		bis 100	über 100 bis 300	über 300 bis 1000	über 1000 bis 3000
H		0,5			
K		0,6	0,6	0,8	1
L		0,6	1	1,5	2

Tabelle: Allgemeintoleranzen für Form und Lage nach DIN ISO 2768-2



FORM UND LAGE NACH DIN ISO 1101

- Formtoleranzen begrenzen die Abweichungen eines einzelnen Elements von seiner geometrisch idealen Form
 - Richtungs-, Orts- und Lauftoleranzen begrenzen die Abweichungen der gemeinsamen Lage zweier und mehrerer Elemente.
Es können ein oder mehrere Elemente als Bezugselemente festgelegt werden.
 - Ein Bezugselement sollte für seine Zwecke genügend Formgenau sein. Es kann deshalb notwendig sein, für die Bezugselemente Formtoleranzen festzulegen!
 - Wenn nichts anderes angegeben ist, gilt die Toleranz für die gesamte Ausdehnung des tolerierten Elementes.
Bei Angabe eines begrenzten Bereiches bedeutet z.B. 0.02/50, dass für eine Länge von 50 mm an jeder beliebigen Stelle des tolerierten Elements eine Toleranz von 0.02mm gilt.
- 
- 




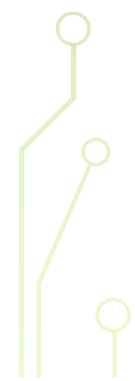
FORM UND LAGE NACH DIN ISO 1101



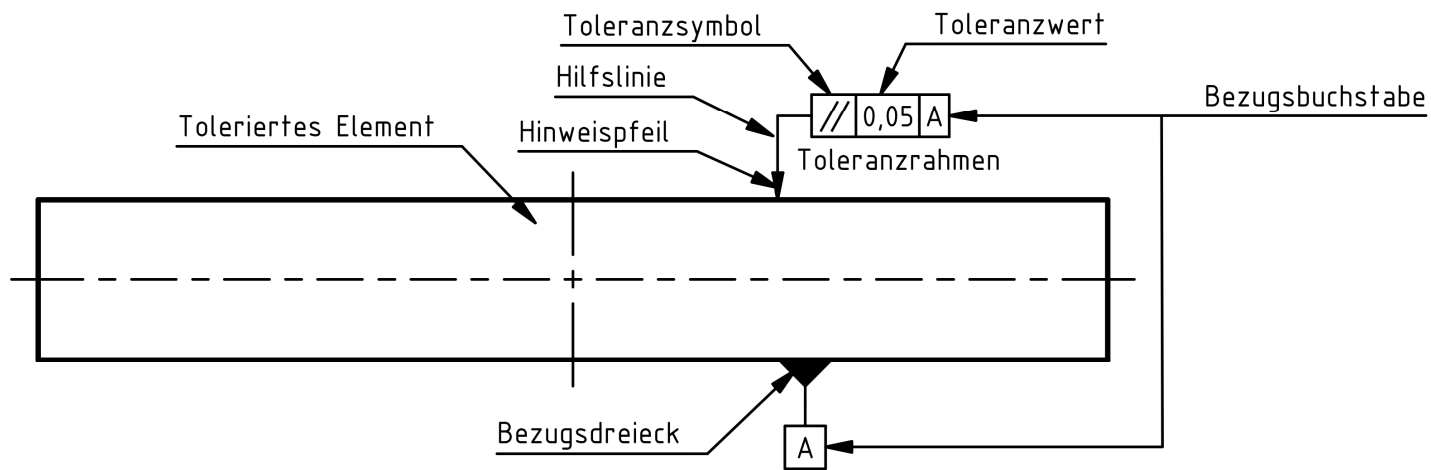
- Bei der Festlegung der Toleranzen ist folgende Vorgangsweise zu empfehlen:

1. Sind die Allgmeintoleranzen für Form- u. Lageabweichungen (DIN ISO 2768-2) abhängig vom Fertigungsverfahren ausreichend?

Wenn nein:

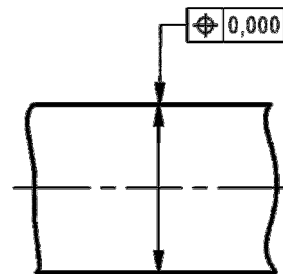
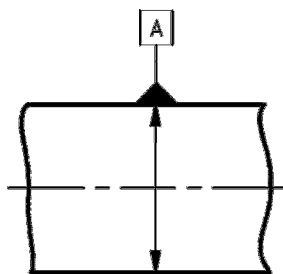
2. Festlegung des tolerierten Elements
 3. Festlegung des Bezuges (soweit erforderlich)
 4. Festlegung der Toleranzart
 5. Formtoleranz für Bezug erforderlich?
 6. Formtoleranz des tolerierten Elementes erforderlich
- 
- 

SYMBOLE UND BEZÜGE



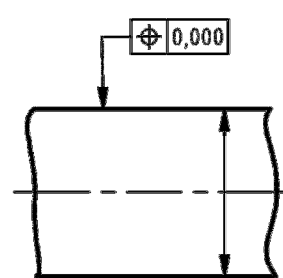
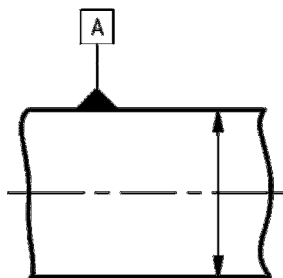
SYMBOLE UND BEZÜGE

Bezug ist die Achse
bzw. Mittelebene




Toleriertes Element ist
die Achse bzw.
Mittelebene


Bezug ist die
Mantellinie bzw.
Fläche

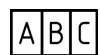


Toleriertes Element ist
die Mantellinie bzw.
Fläche

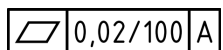
SYMBOLE UND BEZÜGE


 ➤ Ein einzelner Bezug wird durch einen Großbuchstaben gekennzeichnet

 ➤ Ein durch zwei Bezüge gebildeter gemeinsamer Bezug wird durch zwei mit einem waagrechten Strich verbundenen Großbuchstaben gekennzeichnet

 ➤ Bei mehreren Bezügen werden sie von links nach rechts nach ihrer Rangordnung eingetragen:

1. Primärbezug
2. Sekundärbezug
3. Tertiärbezug

 ➤ Soll der Toleranzwert auf eine eingeschränkte Länge an jeder beliebigen Stelle des tolerierten Elements gelten, wird dieser Wert durch einen Schrägstrich getrennt nach dem Toleranzwert angegeben

 ➤ Theoretische Maße sind Toleranzlose Maße, die zur Angabe der geometrisch idealen Lage oder Form des bemaßten Elements erforderlich sind.
Sie werden durch einen rechteckigen Rahmen gekennzeichnet.

SYMBOLE UND BEZÜGE

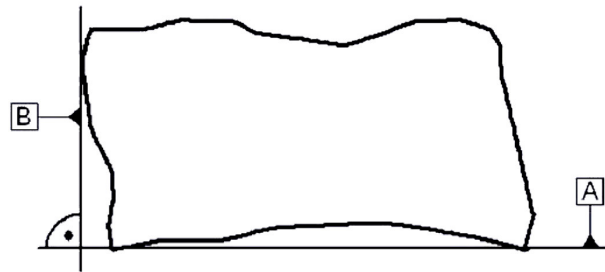


Bild 1: Bezugssystem **AB**
aus den Ebenen A und B



Bild 2: Bezugssystem **BA**
aus den Ebenen B und A

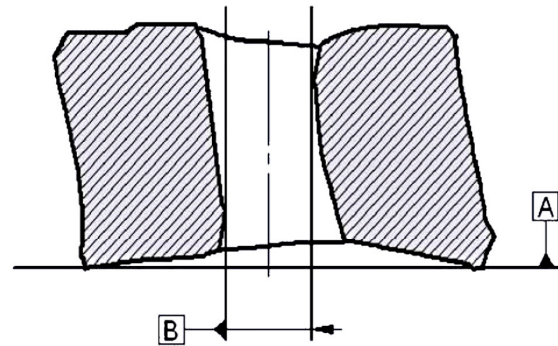


Bild 3: Bezugssystem **AB**
aus der Bohrung A und Ebene B

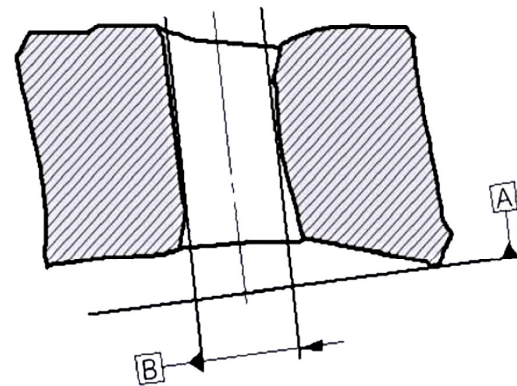
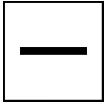


Bild 4: Bezugssystem **BA**
aus der Bohrung B und Ebene A

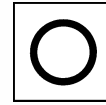
Formtoleranzen



Geradheit



Ebenheit



Rundheit

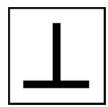


Zylinderform

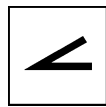
Richtungstoleranzen



Parallelität

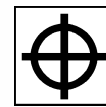


Rechtwinkligkeit

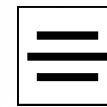


Neigung

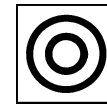
Ortstoleranzen



Position

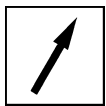


Symmetrie



Koaxialität
Konzentrität

Lauftoleranzen



Rundlauf



Planlauf



Gesamtrundlauf

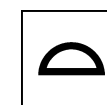


Gesamtplanlauf

Profiltoleranzen



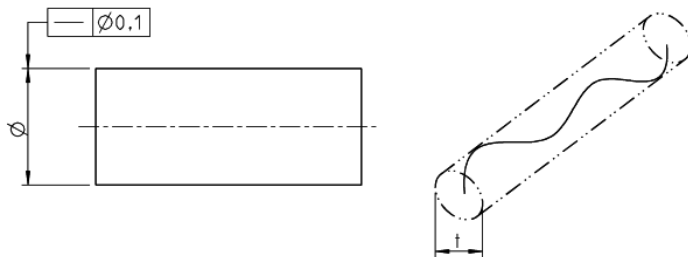
Profil einer beliebigen Linie



Profil einer beliebigen Fläche

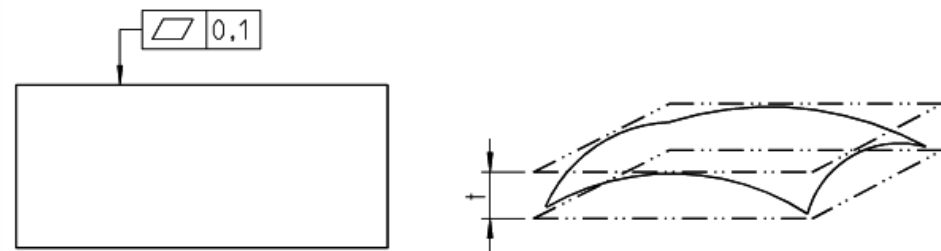
FORMTOLERANZEN

Geradheit 



Die Achse des Bolzens muss innerhalb eines Zylinders mit dem Durchmesser $t=0,1$ mm liegen

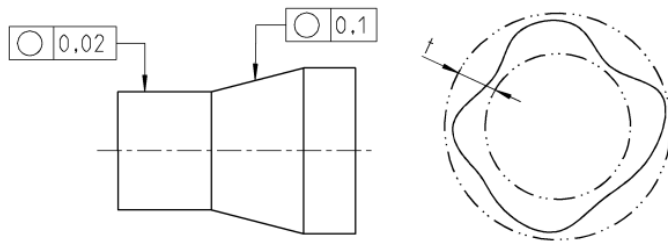
Ebenheit 



Die tolerierte Fläche muss zwischen zwei parallelen Ebenen mit dem Abstand $t=0,1$ mm liegen

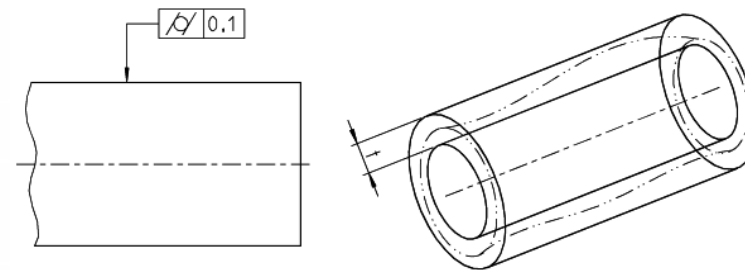
FORMTOLERANZEN

Rundheit 



Die erfasste Umfangslinie jedes beliebigen Querschnitts muss zwischen zwei konzentrischen Kreisen mit dem Abstand t liegen
(t am Zylinder=0,02)
(t am Kegel=0,1)

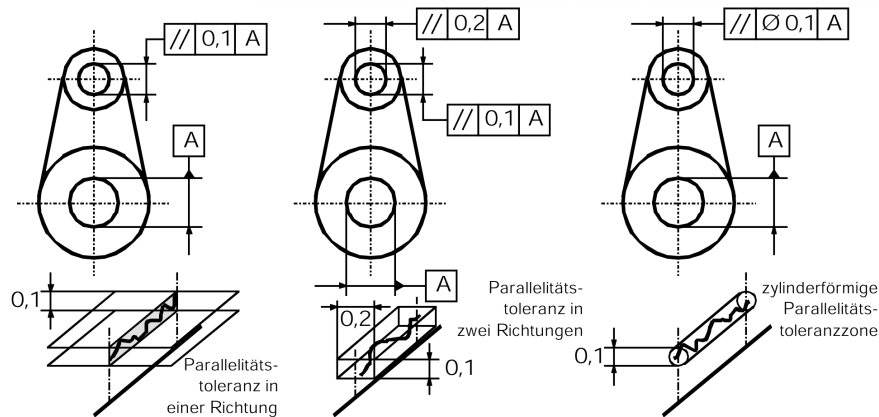
Zylinderform 



Die erfasste Zylindermantelfläche muss zwischen zwei coaxialen Zylindern liegen, die einen radialen Abstand von $t=0,1$ mm haben

RICHTUNGSTOLERANZEN

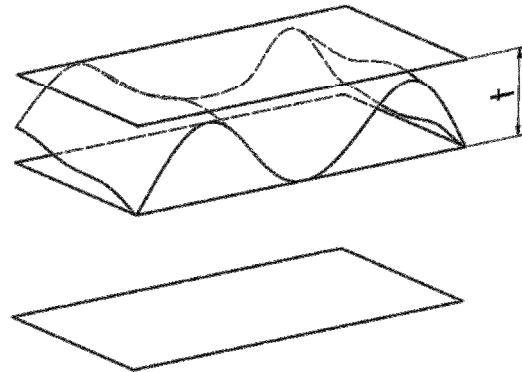
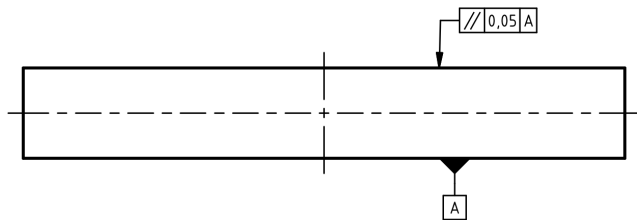
Parallelität (Achsen) \parallel



1. Die erfasste Achse muss zwischen zwei zur Bezugsachse A Parallel liegenden Ebenen mit dem Abstand 0,1 mm liegen
2. Die erfasste Achse muss innerhalb eines zur Bezugsachse A Parallel liegenden Quaders mit den Seitenlängen 0,2mmx0,1 mm liegen
3. Die erfasste Achse muss innerhalb eines zur Bezugsachse A Parallel liegenden Zylinders mit dem $\varnothing 0,1$ mm liegen

RICHTUNGSTOLERANZEN

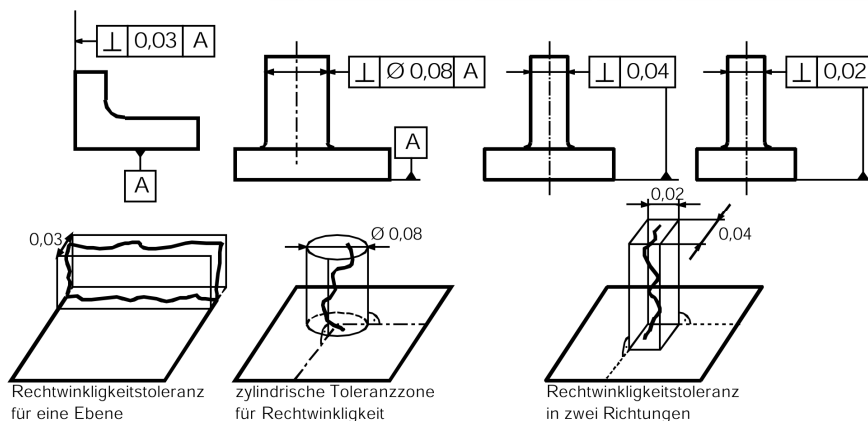
Parallelität (Flächen) \parallel



Die erfasste Fläche muss zwischen zwei zur Bezugsfläche A parallelen Ebenen mit dem Abstand $t=0,05\text{mm}$ liegen

RICHTUNGSTOLERANZEN

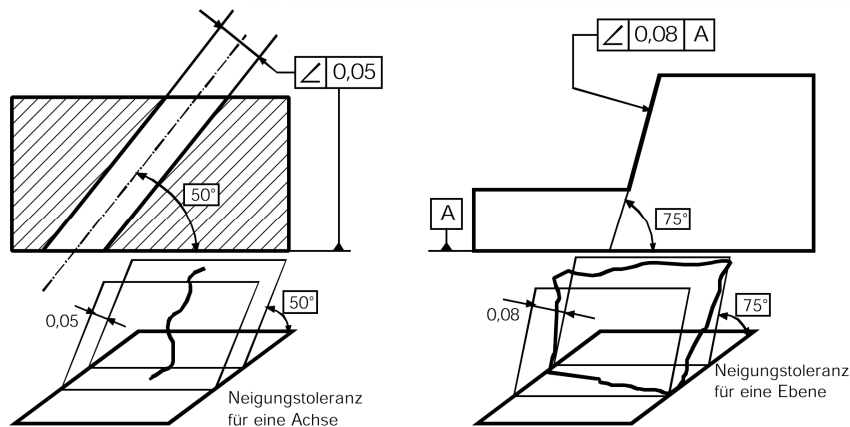
Rechtwinkligkeit \perp



- Das tolerierte Element muss zwischen zwei Ebenen mit dem Abstand 0,03mm liegen, wobei die Toleranzzone senkrecht zum Bezug A ausgerichtet ist.
- Das tolerierte Element muss innerhalb eines Zylinders mit dem $\varnothing 0,08$ mm liegen, wobei die Toleranzzone senkrecht zum Bezug A ausgerichtet ist.
- Das tolerierte Element muss innerhalb eines Quaders mit den Seitenlängen 0,04x0,02mm liegen, wobei die Toleranzzone senkrecht zum Bezug A ausgerichtet ist.

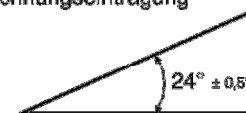
RICHTUNGSTOLERANZEN

Neigung (Winkligkeit)

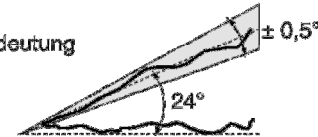


Winkelmaßtoleranz

Zeichnungseintragung



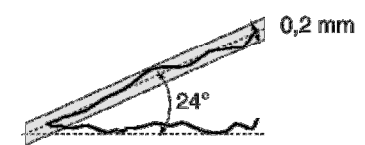
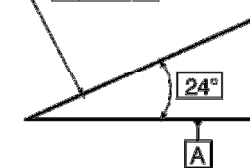
Bedeutung



 Toleranzzone

Neigungstoleranz

$\angle 0,2 \text{ A}$

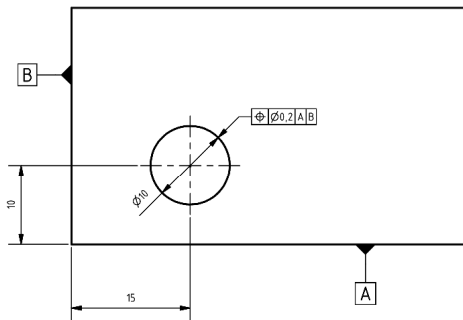
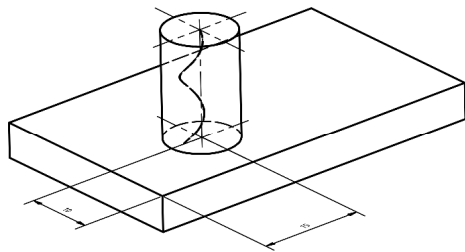


Das tolerierte Element (Achse oder Ebene) muss zwischen zwei Ebenen mit dem tolerierten Abstand t liegen, wobei die Toleranzzone um einen vorgegebenen Winkel dem Bezug A gegenüber geneigt ist.

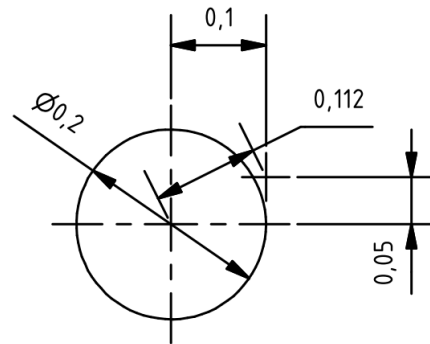
Bei Achsen ist auch ein Zylinderförmiger Toleranzbereich möglich

ORTSTOLERANZEN

Position



Das tolerierte Element (Punkt, Gerade, Ebene) muss innerhalb eines Zylinders mit „ $\varnothing t$ “ bzw. zwischen zwei Ebenen mit dem Abstand „ t “ liegen. Der Ort der Toleranzzone ist theoretisch genau festgelegt (mit eingerahmten Maßen)



Bsp.:
Toleranz: $\varnothing 0,2$
Abweichung $x=0,1$ mm
Abweichung $y=0,05$ mm

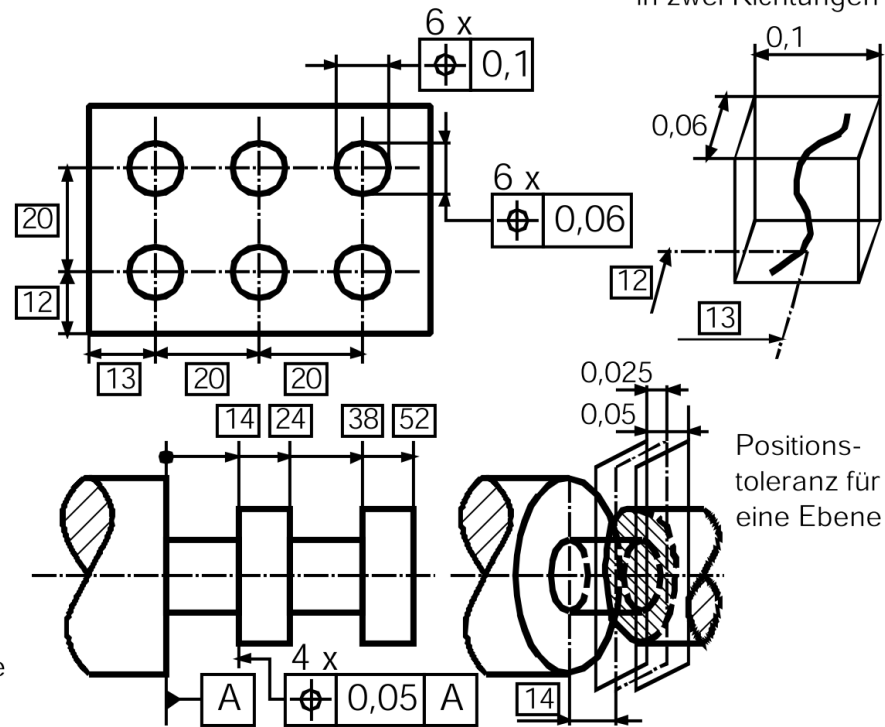
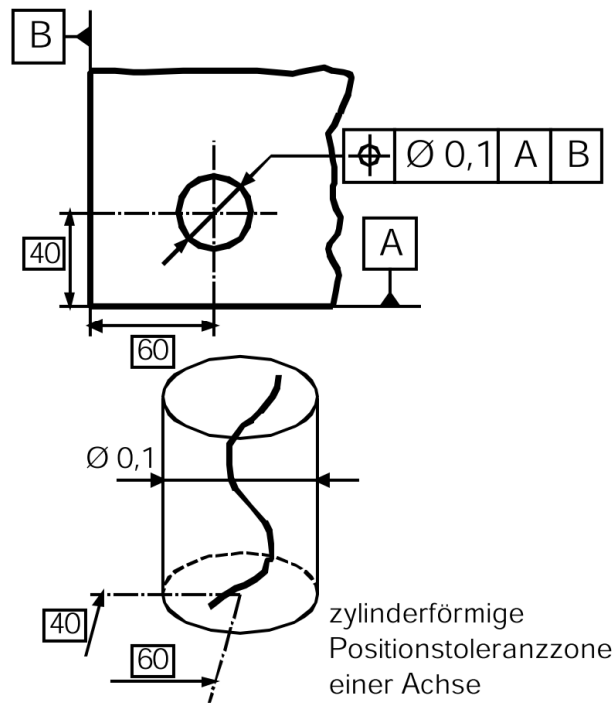
Die Radialabweichung von $0,112$ mm $\times 2 = 0,224$

Die Positionsabweichung beträgt **0,224 mm**

(liegt also außerhalb der Toleranz)

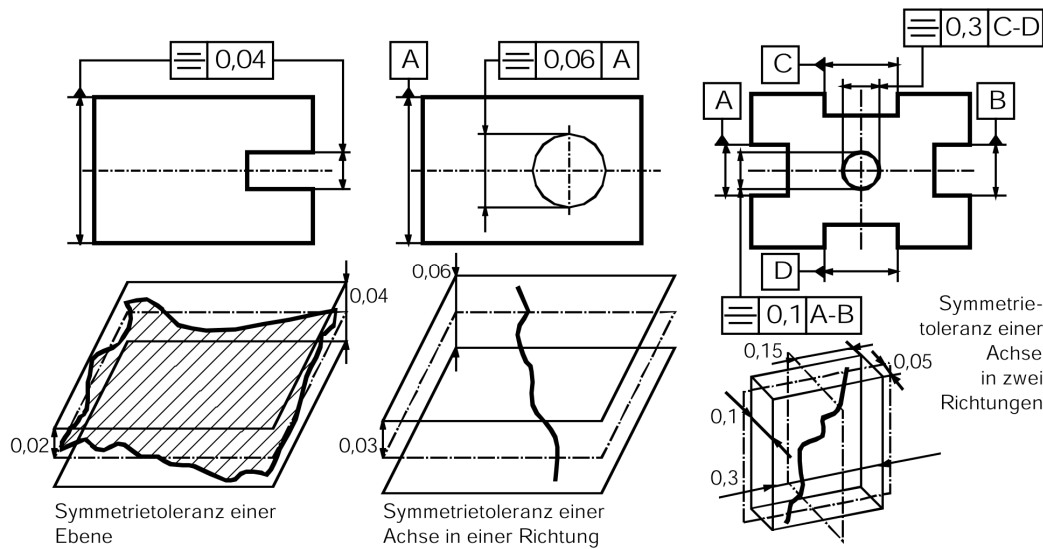
ORTSTOLERANZEN

Position \oplus



ORTSTOLERANZEN

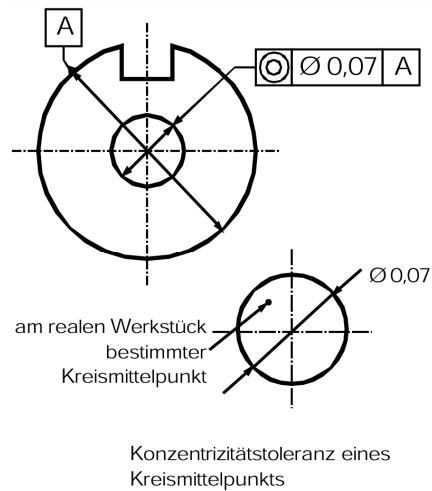
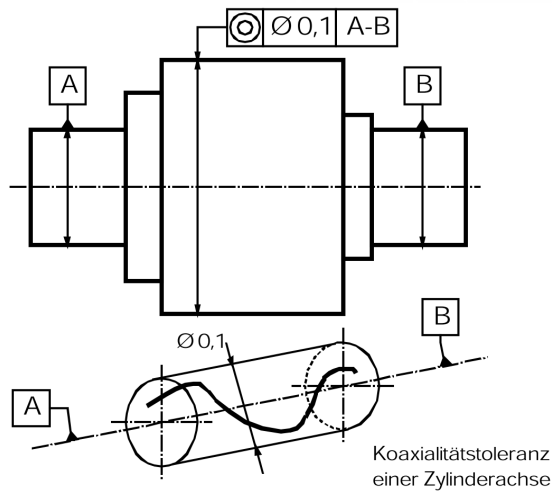
Symmetrie



Das tolerierte Element (Mittlebene oder Achse) muss zwischen zwei parallelen Ebenen liegen, die einen Abstand von „t“ haben und symmetrisch zum Bezug liegen.

ORTSTOLERANZEN

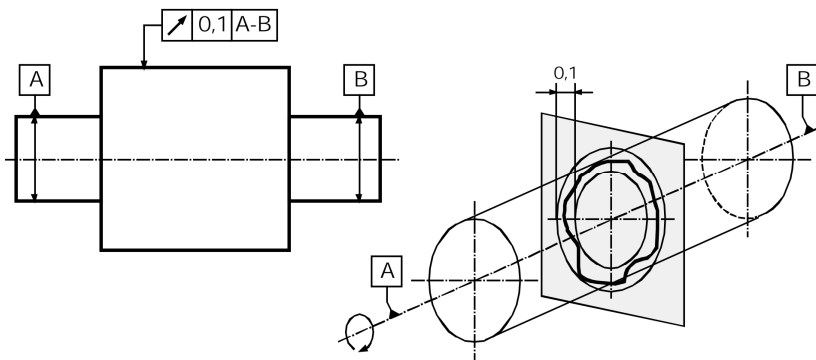
Koaxialität / Konzentrität



- **Koaxialität**
Eine tolerierte Zylinderachse muss innerhalb eines Zylinders („ \varnothing t“) mit der Achslage des Bezugslements liegen.
- **Konzentrität**
Ein tolerierter Kreismittelpunkt muss innerhalb eines Kreises mit „ \varnothing t“ liegen, der auf dem Mittelpunkt des Bezugskreises liegt.

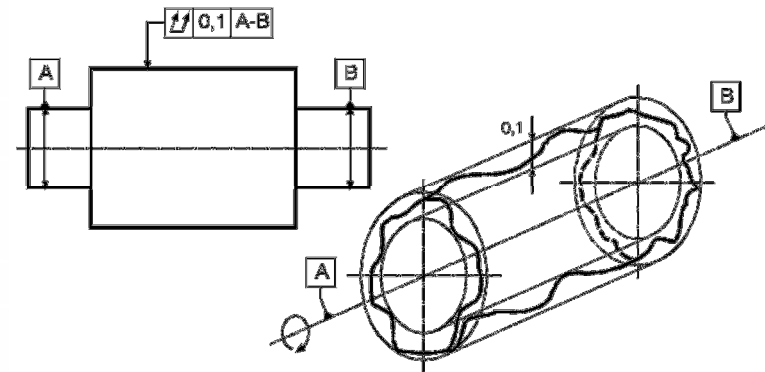
LAUFTOLERANZEN

Rundlauf



Jede Umfanglinie jedes Querschnitts auf dem tolerierten Zylindermantel muss sich innerhalb zweier konzentrisch zur Bezugsachse liegenden Kreise befinden. Der radiale Abstand der Kreise beträgt „t“ (Bsp.: $t=0,1$)

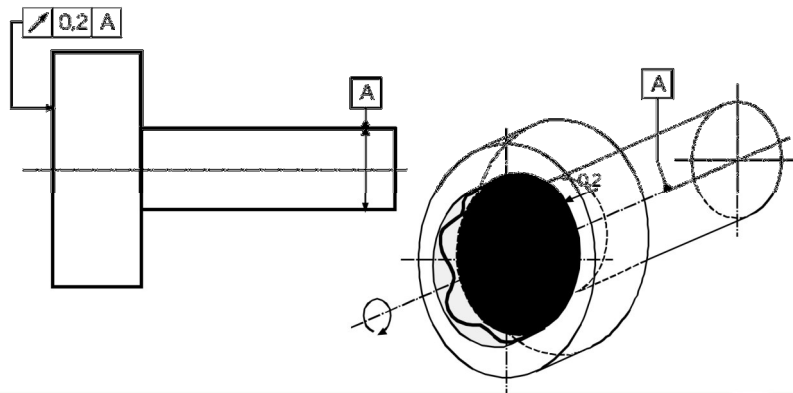
Gesamtrundlauf



Die tolerierte Zylindermantelfläche muss sich innerhalb zweier koaxial zur Bezugsachse liegenden Zylinder befinden. Der radiale Abstand der Zylinder beträgt „t“ (Bsp.: $t=0,1$)

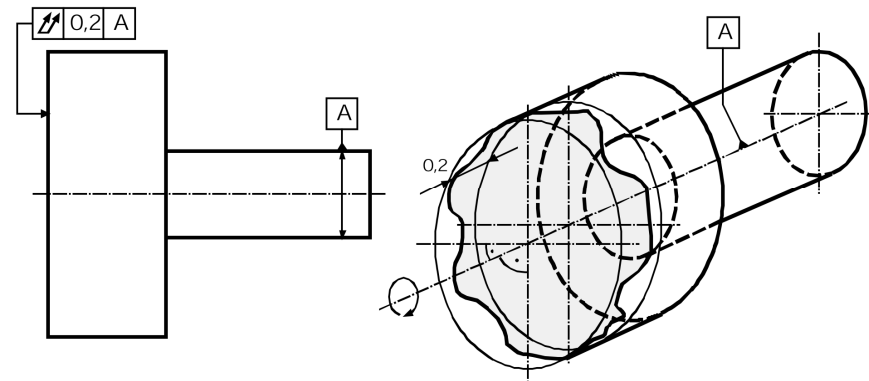
LAUFTOLERANZEN

Planlauf



Jede erfasste Profillinie, in jedem radialen Abstand, muss zwischen zwei zur Bezugsachse senkrechten, parallelen Ebenen mit dem Abstand „t“ liegen. (Bsp.: $t=0,2$)

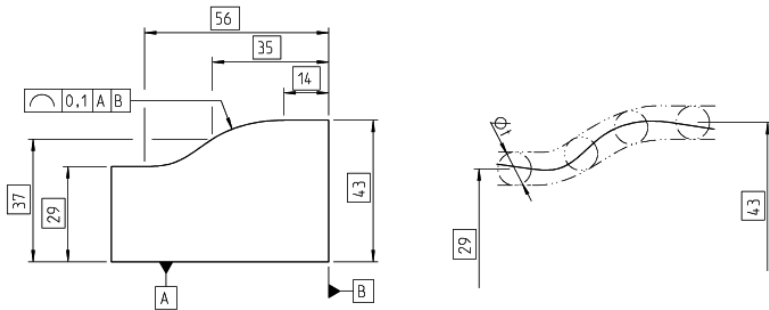
Gesamtplanlauf



Jeder erfasste Punkt auf der tolerierten Fläche, muss zwischen zwei zur Bezugsachse senkrechten, parallelen Ebenen mit dem Abstand „t“ liegen. (Bsp.: $t=0,2$)

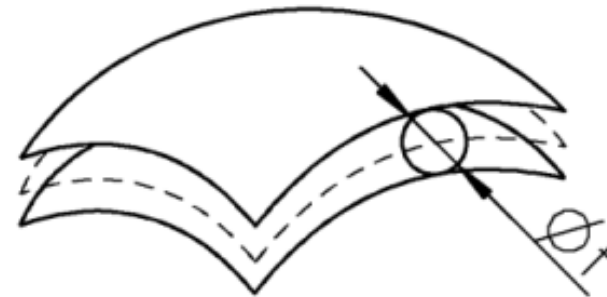
PROFILTOLERANZEN

Profil einer beliebigen Linie 



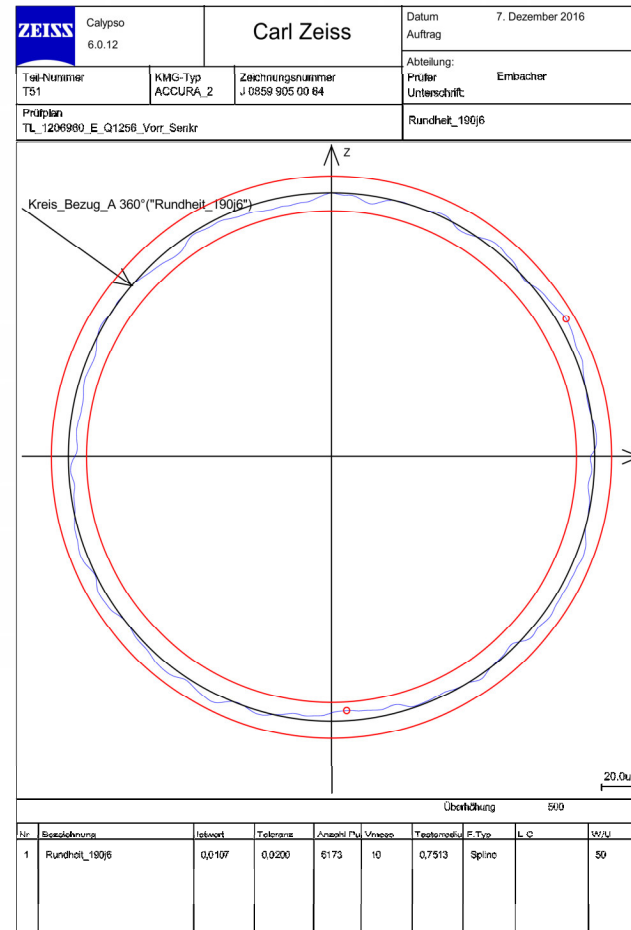
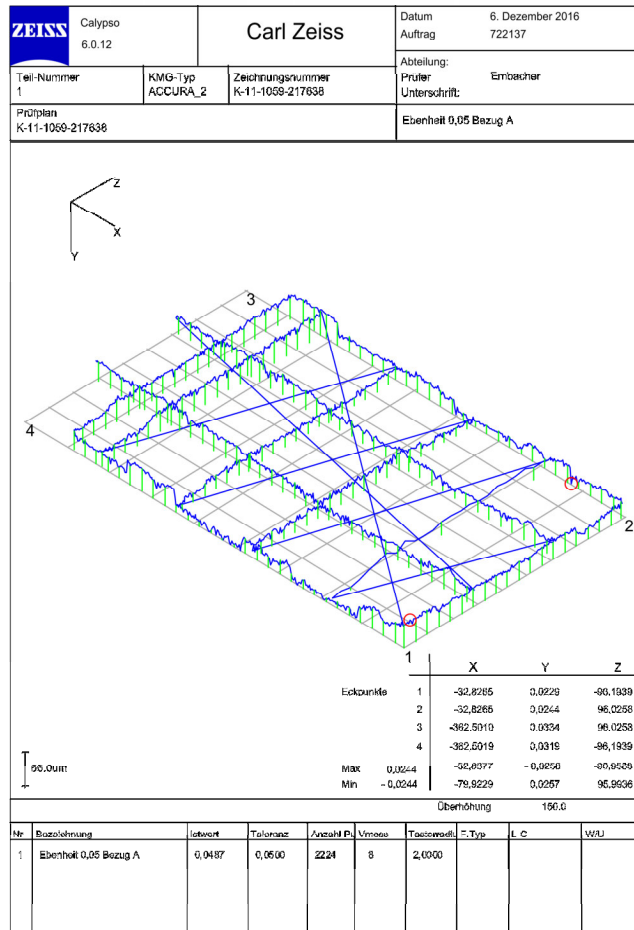
Jede erfasste Profillinie, muss zwischen zwei Hüll- Linien liegen, deren Abstand durch Kreise mit dem Durchmesser „t“ begrenzt wird. Die Mittelpunkte der Kreise liegen auf der theoretisch idealen Linie.

Profil einer beliebigen Fläche 



Die gesamte tolerierte Fläche, muss zwischen zwei Hüll- Flächen liegen, deren Abstand durch Kugeln mit dem Durchmesser „t“ begrenzt wird. Die Mittelpunkte der Kugeln liegen auf der theoretisch idealen Fläche.

FORMPLOTS (EBENHEIT/RUNDHEIT)



The image features a white background with decorative circuit-like lines in the corners. The top-left and bottom-left corners have black lines, while the top-right and bottom-right corners have light green lines. Each corner design consists of several vertical lines that branch out at various angles, ending in small circles, resembling a stylized circuit board or a network diagram.

**VIELEN DANK FÜR EURE
AUFMERKSAMKEIT**