POLITECHNIKA GDAŃSKA

ELŻBIETA MELLER, JOLANTA PREIHS

ĆWICZENIA Z ANALIZY TOLERANCJI W TECHNOLOGII MASZYN

Podręcznik dla studentów Wydziału Mechanicznego

Recenzent

Adam Boryczko

Wydanie I

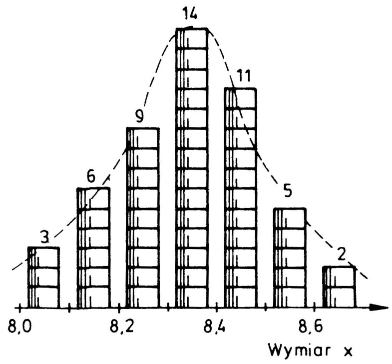
GDAŃSK 2006

SPIS TREŚCI

1. WIADOMOŚCI WSTĘPNE

1.1. Wymiar jako zmienna losowa

Celem procesu produkcyjnego jest uzyskanie wyrobu o wymiarach, kształtach i własnościach założonych przez konstruktora. Jednakże nieuniknione błędy układu obróbkowego, jak błędy geometryczne obrabiarki, niedokładności jej ruchów roboczych, ograniczona sztywność elementów, ograniczona dokładność sprzętu pomiarowego i zmysłów człowieka, odkształcenia cieplne itp. powodują, że wykonanie serii przedmiotów na jeden ściśle określony wymiar jest niemożliwe. Gdyby zmierzyć średnice serii przedmiotów wykonanych np. na automacie tokarskim, okazałoby się, że ich wymiary nie są identyczne. Analizując wyniki pomiarów można zauważyć, że niektóre wartości występują częściej, inne rzadziej. Ustawiając przedmioty, których wymiary mieszczą się w określonych przedziałach wymiarów w słupki (jeden na drugim), uzyska się obraz jak na rys. 1.1.



Rys. 1.1. Rozkład wymiarów przedmiotów w serii (histogram)

Analizując opisane, oraz wiele innych doświadczeń, można wyciągnąć następujące wnioski:

- wymiary osiągane w wyniku obróbki zmieniają się w pewnym zakresie,
- zakres zmian wymiarów zależy od sposobu obróbki i świadczy o jej dokładności,
- wymiary w środku zakresu zmienności występują częściej i częstość ta maleje przy zbliżaniu się do granic zakresu zmienności.

Dokładniejsza analiza statystyczna wykazuje, że jeżeli wśród przyczyn powodujących zróżnicowanie wyników nie ma przyczyny dominującej - rozrzut wymiarów zbliżony jest do rozkładu normalnego (rozkładu Gaussa). Na rys. 1.1 rozkład ten został naniesiony linią przerywaną.

Właściwość ta, spełniona z wystarczająco dokładnym przybliżeniem przez większość rzeczywistych rozkładów wymiarów, pozwala na traktowanie wymiarów jako zmiennych losowych oraz na przyjęcie rozkładu normalnego jako rozkładu modelowego. Umożliwia to wykorzystanie istniejącego bogatego aparatu matematycznego dotyczącego tego rozkładu.

1.2. Pojęcia podstawowe z rachunku prawdopodobieństwa

Dla lepszego zrozumienia i posługiwania się rozkładem normalnym należy sobie przypomnieć podstawowe informacje z rachunku prawdopodobieństwa i statystyki matematycznej.

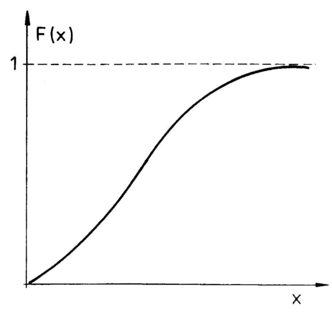
Zmienna losowa X - funkcja przyporządkowująca każdemu zdarzeniu losowemu wartość liczbową. Np. przyporządkowanie zdarzeniu losowemu polegającemu na wyrzuceniu 3 oczek w jednym rzucie kostką liczby 3, przyporządkowanie wyrzuceniu reszki liczby 0, a wyrzuceniu orła liczby l itp.

Zmienna losowa ciągła - zmienna losowa, która w każdym przedziale może przyjmować nieskończenie wiele wartości, a prawdopodobieństwo wystąpienia jej określonej wartości jest równe zero:

$$P(X = A, B, C, ...) = 0$$

Dystrybuanta F(x) zmiennej losowej X - prawdopodobieństwo zdarzenia polegającego na tym, że zmienna losowa X przyjmie wartość mniejszą od ustalonej wartości x (rys. 1.2):

$$F(x) = P(X < x).$$



Rys. 1.2. Dystrybuanta rozkładu normalnego

Gęstość prawdopodobieństwa f (x) zmiennej losowej ciągłej X jest to granica stosunku prawdopodobieństwa zdarzenia polegającego na tym, że zmienna losowa X przybiera jedną z wartości należących do przedziału $x \pm \Delta x$ do szerokości przedziału $2\Delta x$:

$$f(x) = \lim_{\Delta x \to 0} \frac{P[(x - \Delta x) < x < (x + \Delta x)]}{2\Delta x}$$

Gęstość prawdopodobieństwa zmiennej losowej ciągłej X jest pochodną dystrybuanty F(x) tej zmiennej:

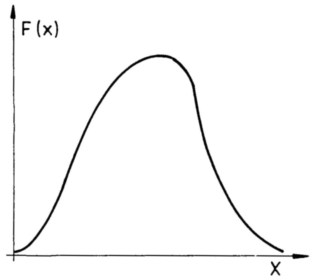
$$f(x) = \frac{dF(x)}{dx}.$$

Zachodzi również relacja odwrotna:

$$F(x) = \int_{-\infty}^{x} f(x)dx.$$

Rozkład gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej ciągłej X jest to zależność gęstości prawdopodobieństwa f(x) od poszczególnych wartości zmiennej losowej $X = x_i$ (rys. 1.3).

Pole pod krzywą gęstości rozkładu prawdopodobieństwa przedstawia prawdopodobieństwo uzyskania zmiennej X w całym zakresie jej zmienności, czyli prawdopodobieństwo zdarzenia pewnego, które wynosi 1.



Rys 1.3. Rozkład gęstości prawdopodobieństwa

Krzywe rozkładu gęstości prawdopodobieństwa pozwalają zorientować się, jakie wartości przyjmuje zmienna losowa. Zgodnie z klasyczną definicją prawdopodobieństwa należy oczekiwać większej liczby realizacji wartości x_i zmiennych losowych, którym odpowiada maksimum krzywej rozkładu, a mniejszej liczby realizacji dla wartości x_i bardziej odbiegających od maksimum krzywej.

Parametr rozkładu - liczba, która w pewien sposób charakteryzuje zbiór wartości, jakie może przybierać zmienna losowa. Parametry pozwalają za pomocą kilku zaledwie liczb dostatecznie dobrze odwzorować rozkład zmiennej losowej. Wyróżnia się dwie grupy parametrów. Jedne z nich określają wartość, dookoła której skupiają się wartości zmiennej losowej, a drugie są miarą rozproszenia tych wartości.
Podstawowym parametrem, będącym miarą skupienia, jest wartość oczekiwana.

Wartość oczekiwana E(X) zmiennej losowej ciągłej definiuje się wzorem:

$$E(X) = \int_{-\infty}^{\infty} x_i f(x_i) dx$$

Pojęcie wartości oczekiwanej, występujące w rachunku prawdopodobieństwa, jest analogiczne do pojęcia średniej arytmetycznej w statystyce oraz momentu statycznego w mechanice.

Drugim podstawowym parametrem zmiennej losowej opisującej rozproszenie jest wariancja $D^2(X)$ definiowana wzorem:

$$D^2(X) = E[X - E(X)]^2 .$$

Wariancja $D^2(X)$ jest więc wartością oczekiwaną kwadratu różnicy zmiennej losowej X od wartości oczekiwanej E(X). Dla zmiennej losowej ciągłej wariancję wyznacza się ze wzoru:

$$D^2(X) = \int_{-\infty}^{\infty} [x - E(X)]^2 f(x) dx .$$

Zazwyczaj, zamiast wariancji używa się odchylenia standardowego (średniego), które jest pierwiastkiem z wariancji:

$$\sigma = D(X) = \sqrt{D^2(X)}$$

1.3. Rozkład normalny

Gęstość rozkładu normalnego (por. rys. 1.4) opisana jest wzorem:

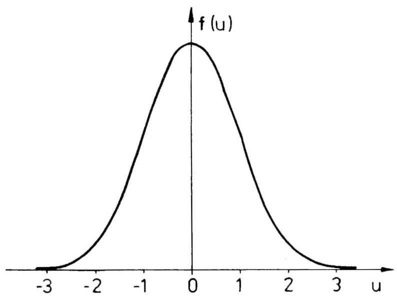
$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\Pi}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}}$$

gdzie: f(x) – gęstość prawdopodobieństwa,
μ – wartość oczekiwana zmiennej losowej X,
σ – odchylenie standardowe,
x – wartość, jaką może przybierać zmienna losowa X.

Dla wyeliminowania zmiennej naturalnej x i umożliwienia zestawienia w tablicach tego rozkładu wprowadza się zmienną standaryzowaną.

Zmienna losowa standaryzowana u jest to stosunek odchylenia zmiennej losowej x od wartości oczekiwanej E(x) = μ. do odchylenia standardowego

$$u = \frac{x-\mu}{\sigma}$$



Rys. 1.4. Gęstość rozkładu normalnego

Po wprowadzeniu zmiennej standaryzowanej gęstość rozkładu normalnego opisana jest wzorem (rys. 1.4):

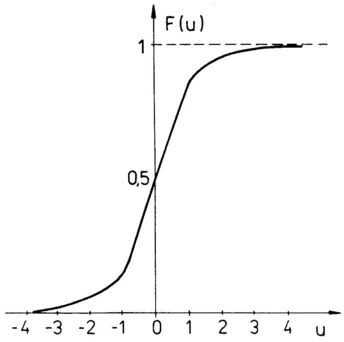
$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\Pi}} e^{-\frac{u^2}{2}}$$

Wartości te są podane w tabeli 1.1 . Także wartości dystrybuanty (rys. 1.5):

$$F(u) = \int_{-\infty}^{u} f(u)du$$

podane są w tabeli 1.1. Wartości dystrybuanty umożliwiają obliczenie prawdopodobieństwa realizacji zmiennej losowej X w dowolnym przedziale (x_1,x_2):

$$P[X \in (x_1, x_2)] = P(x_1 < X < x_2) = P(-\infty < X < x_2) - P(-\infty < X < x_1) = F(x_2) - F(x_1)$$



Rys. 1.5. Wartości dystrybuanty

Tabela 1.1.

Gęstość i dystrybuanta rozkładu normalnego

U	f(u)	F(u)	u	f(u)	F(u)	u	f(u)	F(u)
-4,0	$0,0^{3}134$	$0,0^{4}317$	-1,3	0,17137	0,09680	1,4	0,14973	0,91924
-3,9	$0,0^{3}199$	$0,0^{4}481$	-1,2	0,19419	0,11507	1,5	0,12952	0,93319
-3,8	$0,0^{3}292$	$0,0^{4}724$	-1,1	0,21785	0,13567	1,6	0,11092	0,94520
-3,7	$0,0^{3}425$	$0,0^{3}108$	-1,0	0,24197	0,15866	1,7	0,09405	0,95544
-3,6	$0,0^{3}612$	$0,0^{3}159$	-0,9	0,26608	0,18406	1,8	0,07895	0,96407
-3,5	$0,0^{3}873$	$0,0^{3}233$	-0,8	0,28969	0,21186	1,9	0,06562	0,97128
-3,4	0,00123	$0,0^{3}337$	-0,7	0,31225	0,24296	2,0	0,05339	0,97725
-3,3	0,00172	$0,0^{3}483$	-0,6	0,33322	0,27425	2,1	0,04398	0,98214
-3,2	0,00238	$0,0^{3}687$	-0,5	0,35206	0,30854	2,2	0,03548	0,98610
-3,1	0,00327	$0,0^{3}968$	-0,4	0,36827	0,34458	2,3	0,02833	0,98928
-3,0	0,00443	0,00135	-0,3	0,38139	0,38209	2,4	0,02240	0,99524
-2,9	0,00595	0,00187	-0,2	0,39104	0,42074	2,5	0,01753	0,99379
-2,8	0,00792	0,00265	-0,1	0,39695	0,46017	2,6	0,01358	0,99180
-2,7	0,01042	0,00347	0,0	0,39894	0,50000	2,7	0,01042	0,99653
-2,6	0,01358	0,00466	0,1	0,39695	0,53983	2,8	0,00792	0,99744
-2,5	0,01753	0,00621	0,2	0,39104	0,57926	2,9	0,00595	0,99813
-2,4	0,02240	0,00820	0,3	0,39139	0,61791	3,0	0,00443	0,99865
-2,3	0,02833	0,01072	0,4	0,36827	0,65542	3,1	0,00327	$0,9^{3}032$
-2,2	0,03548	0,01390	0,5	0,35206	0,69146	3,2	0,00238	$0,9^{3}313$
-2,1	0,04398	0,01786	0,6	0,33322	0,72575	3,3	0,00172	$0,9^{3}517$
-2,0	0,05399	0,02275	0,7	0,31225	0,75804	3,4	0,00123	$0,9^{3}663$
-1,9	0,06562	0,02872	0,8	0,28969	0,78814	3,5	$0,0^{3}873$	$0,9^{3}767$
-1,8	0,07895	0,03593	0,9	0,26608	0,81594	3,6	$0,0^{3}612$	$0,9^{3}841$
-1,7	0,09405	0,04457	1,0	0,24197	0,84134	3,7	$0,0^{3}425$	$0,9^{3}892$
-1,6	0,11092	0,05480	1,1	0,21785	0,86433	3,8	$0,0^{3}292$	0,9*276
-1,5	0,12952	0,06681	1,2	0,19419	0,88493	3,9	$0,0^{3}199$	0,4*519
-1,4	0,14973	0,08076	1,3	0,17137	0,90320	4,0	$0,0^{3}134$	0,9*683
Uwaga: $0,0^{3}134 = 0,000134$.								

Przykład 1.1

Wyznaczyć prawdopodobieństwo uzyskania wymiaru X w przedziale wymiarów od x_1 = 9,9 mm do x_2 = 10,4 mm, jeżeli wartość oczekiwana wynosi μ = 10,1 mm, zaś odchylenie standardowe σ = 0,2 mm.

1° Standaryzacja zmiennych:

$$u_1 = \frac{x_1 - \mu}{\sigma} = \frac{9{,}9 - 10{,}1}{0{,}2} = -1$$

$$u_2 = \frac{x_2 - \mu}{\sigma} = \frac{10{,}4 - 10{,}1}{0{,}2} = 1{,}5$$

2° Odczytanie z tabeli 1.1. wartości dystrybuant odpowiadających wartościom granicznym przedziału zmienności:

$$F(u_1) = F(-1) = 0{,}15866$$

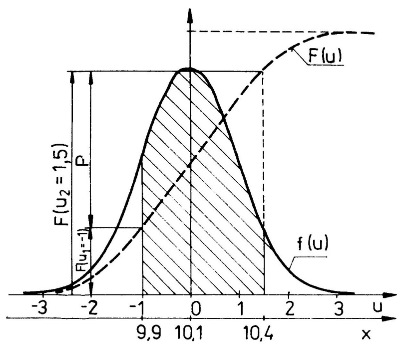
$$F(u_2) = F(1{,}5) = 0{,}93319$$

3° Obliczenie szukanego prawdopodobieństwa:

$$P(X_1 < X < x_2) = P(u_1 < U < u_2) = F(u_2) - F(U_1) = 0{,}93319 - 0{,}15866 = 0{,}77453$$

Prawdopodobieństwo wystąpienia wyniku X w przedziale (9,9; 10,4) dla przyjętych parametrów μ i σ rozkładu wynosi:

$$P(9{,}9 < X < 10{,}4) = 0{,}77453$$



Rys. 1.6. Prawdopodobieństwo wystąpieniu wyniku w określonym przedziale

Przykład 1.2

Wykorzystując dane z przykładu 1.1. obliczyć prawdopodobieństwo, że wymiar X nie znajdzie się w przedziale wymiarów od $x_1 = 9{,}9$ do $x_2 = 10{,}4$ (jest to prawdopodobieństwo uzyskania braku)

1° Standaryzacja zmiennych (jak w przykładzie 1.1.):

$$u_1 = \frac{x_1 - \mu}{\sigma} = \frac{9{,}9 - 10{,}1}{0{,}2} = -1$$

$$u_2 = \frac{x_2 - \mu}{\sigma} = \frac{10{,}4 - 10{,}1}{0{,}2} = 1{,}5$$

2° Wartości dystrybuant (jak w przykładzie 1.1.):

$$F(u_1) = 0{,}15866$$

$$F(u_2) = 0{,}93319$$

3° Obliczenie prawdopodobieństwa:

$$P(X < x_1) + P(X > x_2) = P(U < u_1) + P(U > u_2) = F(u_1) + [1 - F(u_2)] =$$

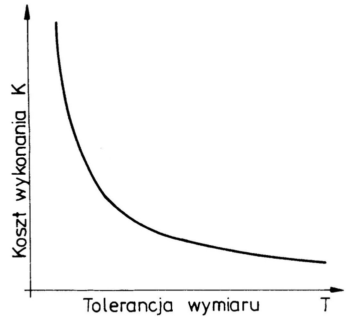
$$= 0{,}15866 + (1 - 0{,}93319) = 0{,}15866 + 0{,}06681 = 0{,}22547$$

Prawdopodobieństwo wystąpienia braku dla przyjętych parametrów μ i σ wynosi :

$$P(X < 9{,}9 \text{ i } X > 10{,}4) = 0{,}22547$$

Jego obrazem jest suma białych pól pod krzywą rozkładu normalnego na rys. 1.6

Fakt, że wartości wymiarów osiągane w procesie wytwórczym nie są identyczne, ale zmieniają się w pewnym zakresie, zmusza konstruktora do rozważenia, jak ta zmienność będzie wpływać na działanie mechanizmu. Oczywiście, duży zakres zmian ma na działanie mechanizmów niekorzystny wpływ – mały zakres zmian jest pożądany. Konstruktor wyznacza dopuszczalny zakres zmienności wymiaru, zwany **tolerancją**, uwzględniając jednak fakt, że decyzja ta ma także charakter ekonomiczny. Wynika to stąd, że im mniejszy jest dopuszczalny zakres zmienności, tym dokładniejszą, a tym samym droższą metodę obróbki należy zastosować. Charakter zależności kosztu obróbki od wartości dopuszczalnego zakresu zmienności przedstawiony jest na rys. 1.7.



Rys. 1.7. Zależność kosztu wykonania od tolerancji

1.4. Pojęcie tolerancji

Według PN-EN 20286-1:1996 wartość tolerancji T określona jest przez dwa skrajne dopuszczalne wymiary elementu, miedzy którymi powinien być zawarty, lub którym może być równy wymiar zaobserwowany

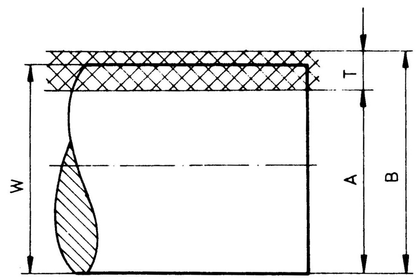
-najmniejszy dopuszczalny wymiar elementu, nosi nazwę wymiaru dolnego, najczęściej oznaczany jest literą A,

największy dopuszczalny wymiar elementu, nosi nazwę wymiaru górnego, najczęściej oznaczany jest literą B.

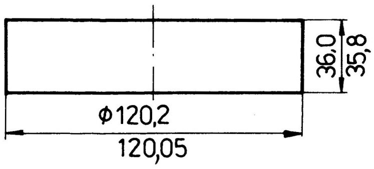
Wartość tolerancji T oblicza się jako różnicę wymiaru górnego i dolnego (rys. 1.8):

Wymiary górny i dolny często nazywa się górnym i dolnym wymiarem granicznym.

$$T = B - A.$$



Rys. 1.8. Tolerancja wymiaru



Rys. 1.9. Wartości graniczne wymiaru

Ponieważ, z definicji, górny wymiar graniczny B jest większy od dolnego A - **tolerancja ma zawsze wartość dodatnią.** Nie może także przyjmować wartości 0, gdyż stanowiłoby to żądanie idealnego wykonania wymiaru we wszystkich przedmiotach w serii na jedną konkretną wartość, co, jak już było powiedziane, jest praktycznie niemożliwe.

Ograniczanie zmienności wymiaru (tolerowanie wymiaru) przez podawanie jego dopuszczalnych wartości granicznych (rys. 1.9) nie jest wygodne, częściej stosuje się tolerowanie przez podanie dopuszczalnych odchyłek od wymiaru nominalnego.

Wymiar nominalny, oznaczany N - wymiar otrzymany z obliczeń konstrukcyjnych, zaokrąglony do wartości normalnej, względem którego określa się odchyłki.

Odchyłka graniczna dolna (wałka - ei, otworu - EI) - jest to różnica wymiaru dolnego i wymiaru nominalnego:

$$ei = A_w - N$$
$$EI = A_0 - N$$

Odchyłka graniczna górna (wałka - es, otworu - ES) - jest to różnica wymiaru górnego i wymiaru nominalnego:

$$es = B_w - N$$
$$ES = B_0 - N$$

Odchyłki mogą przyjmować wartości dodatnie, ujemne oraz być równe zeru.

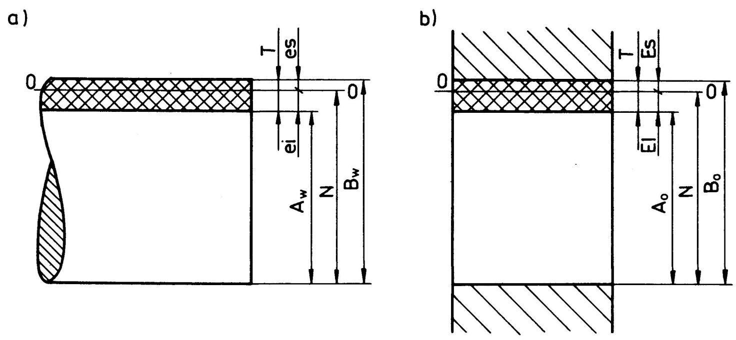
Rys. 1.10 przedstawia szkic pozwalający znaleźć związek między wymiarami granicznymi i odchyłkami w przypadkach:

wałka (rys. 1.l0a)

$$A_w = N + ei$$
$$B_w = N + es$$

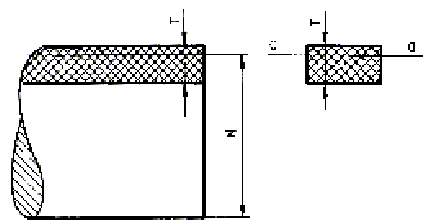
otworu (rys. 1.l0b)

$$A_0 = N + EI$$
$$B_0 = N + ES$$

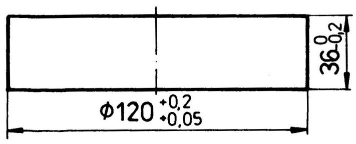


Rys. 1.10. Związek między wymiarem granicznym i odchyłkami: a) wałka, b) otworu

Przy przedstawieniu graficznym tolerancji na tle tolerowanego elementu przyjęto umownie zasadę umieszczania całej tolerancji po jednej stronie wymiaru jak na rys. 1.8 i 1.10. Stosowanym często sposobem przedstawiania tolerancji jest przedstawienie schematyczne, bez rysunku tolerowanego elementu. Wartość wymiaru nominalnego jest wtedy wyobrażona za pomocą poziomej linii, zwanej linią zerową, zaś tolerancja - za pomocą odpowiedniej wielkości prostokąta (rys. 1.11).



Rys. 1.11. Graficzne przedstawienie tolerancji



Rys. 1.12. Przykład tolerowania

Rys. 1.12 przedstawia przykład tolerowania wymiaru na rysunkach z zastosowaniem odchyłek.

Jeżeli wartości bezwzględne odchyłek są równe, można je podać łącznie:

$$50^{+0,1}_{-0,1} = 50 \pm 0,1$$

Przykład 1.3

Wymiary graniczne wałka wynoszą:

$$A_w = 79,945\,\text{mm},$$
$$B_w = 79,995\,\text{mm}.$$

Przyjmując wymiar nominalny N = 80 wyznaczyć odchyłki i tolerancję wałka:

$$ei = A_w - N = 79{,}945 - 80 = -0{,}055\,\text{mm},$$
$$es = B_w - N = 79{,}995 - 80 = -0{,}005\,\text{mm},$$
$$T = B_w - A_w = 79{,}995 - 79{,}945 = 0{,}05\,\text{mm},$$

lub

$$T = es - ei = -0{,}005 - (-0{,}055) = 0{,}05\text{mm}.$$

A więc wymiar wałka wynosi $W = 80^{-0{,}005}_{-0{,}055}$

Przykład 1.4

Dla otworu o wymiarze $40^{+0{,}02}_{-0{,}015}$ obliczyć wymiary graniczne i tolerancję:

$$A_0 = N + EI = 40 + (-0{,}015) = 39{,}985\,\text{mm},$$
$$B_0 = N + ES = 40 + 0{,}02 = 40{,}02\,\text{mm},$$
$$T = ES\text{-}EI = 0{,}02\text{-}(-0{,}015) = 0{,}035\ \text{mm}.$$

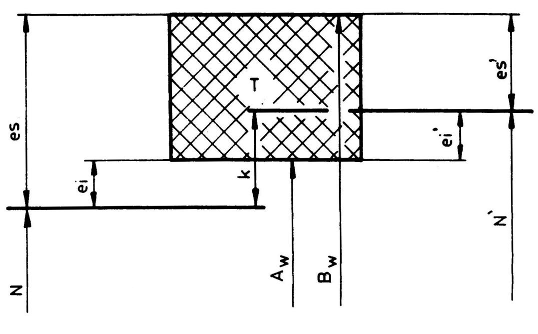
1.5. Zmiana wymiaru nominalnego

Zagadnieniem często występującym w praktyce jest ustalenie odchyłek od wymiaru nominalnego N', jeżeli znane są odchyłki od wymiaru N. Jest to zmiana formalna, dotycząca tylko zapisu, nie zmieniająca dopuszczalnego zakresu zmienności wymiaru, a więc tolerancji i wymiarów granicznych (rys. 1.13). Wymiary te w przypadku wałka można obliczyć z wzorów:

$$A_w = N + ei = N' + ei',$$
$$B_w = N + es = N' + es',$$

stąd

$$ei' = ei - N' + N,$$
$$es' = es - N' + N.$$



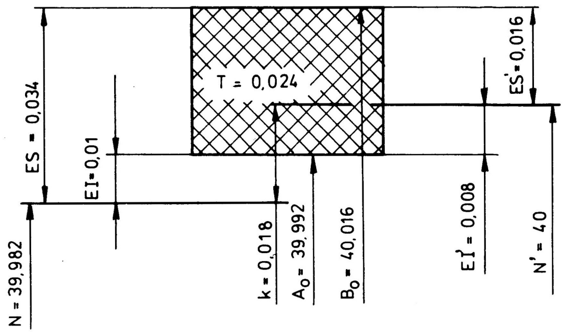
Rys.1.13. Zmiana wartości wymiaru nominalnego

Przykład 1.4

Przeliczyć odchyłki otworu o wymiarze $39{,}982^{+0{,}034}_{+0{,}010}$ na odchyłki od wymiaru 40 mm.

1° Obliczenie wymiarów granicznych (rys. 1.14)

$$A_0 = N + EI = 39{,}982 + 0{,}01 = 39{,}992\,\text{mm},$$
$$B_0 = N + ES = 39{,}982 + 0{,}034 = 40{,}016\,\text{mm}.$$



Rys. 1.14. Rysunek do przykładu 1.4

2° Obliczenie odchyłek od wymiaru nominalnego N' = 40 mm

$$EI' = A_0 - N' = 39{,}992 - 40 = -0{,}008\,\text{mm},$$
$$ES' = B_0 - N' = 40{,}016 - 40 = 0{,}016\,\text{mm}.$$

Stąd, przeliczony wymiar wynosi $40^{+0{,}016}_{-0{,}008}$. Taki sam wynik można osiągnąć obliczając różnicę k:

$$k = N' - N = 40 - 39{,}982 = 0{,}018,$$

$$N'\frac{ES'}{EI'} = (N+k)\frac{ES-k}{EI-k} = (39{,}982 + 0{,}018)^{0{,}034-0{,}018}_{0{,}01-0{,}018} = 40^{+0{,}016}_{-0{,}008}.$$

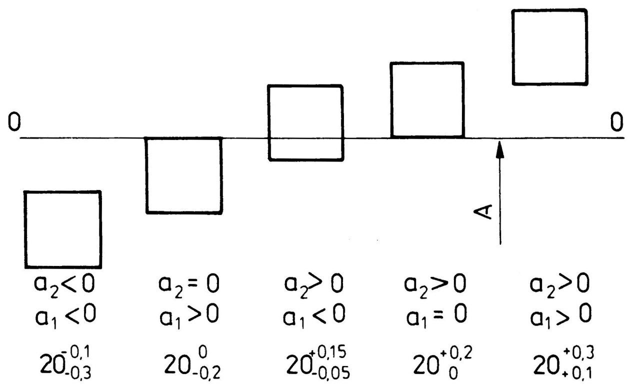
Zaletą pierwszego sposobu jest oparcie na logicznym rozumowaniu - bez potrzeby pamiętania wzorów.

Należy dodać, że spotyka się także inne oznaczenia odchyłek, używane szczególnie wtedy, gdy rozpatruje się kilka wymiarów tolerowanych. Wówczas wartości nominalne oznacza się dużymi literami alfabetu, np. A, B, C, zaś odchyłki odpowiednimi małymi literami dodając wskaźnik 1 w przypadku odchyłki dolnej, zaś w przypadku odchyłki górnej - wskaźnik 2:

$$A^{a_2}_{a_1}; B^{b_2}_{b_1}, \ldots$$

1.6. Położenie tolerancji

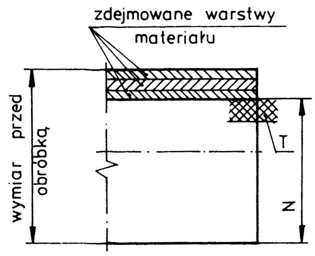
Przedział tolerancji może być w zasadzie dowolnie położony względem linii zerowej. Może on leżeć poniżej linii zerowej, stykać się górnym wymiarem granicznym, zawierać linię zerową, stykać się dolnym wymiarem granicznym lub leżeć ponad linią zerową. Przykładowe wartości odchyłek podano na rys. 1.15.



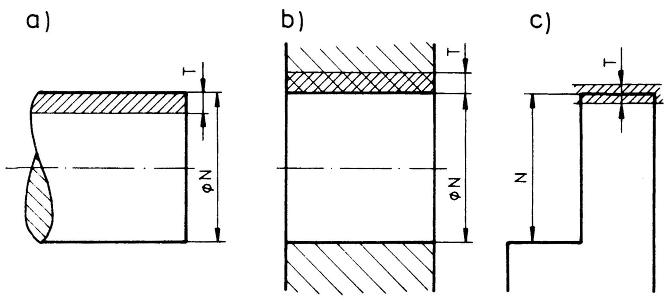
Rys. 1.15. Położenie tolerancji

W praktyce dowolność tę celowo się ogranicza przyjmując położenie tolerancji minimalizujące prawdopodobieństwo wystąpienia braku podczas obróbki. Przebieg rozumowania prowadzącego do wyboru położenia przedziału tolerancji można prześledzić na przykładzie obróbki wymiaru zewnętrznego (np. wałka).

Obróbka polega na zdjęciu warstwy materiału - a więc przed obróbką wałek ma wymiar większy od nominalnego (rys. 1.16). Wykonawca przystępując do obróbki zwraca uwagę na wymiar nominalny - i stara się do niego zbliżyć, w dalszej kolejności uwzględniając odchyłki. Stąd przedział tolerancji powinien leżeć poniżej linii zerowej. Najczęściej przyjmuje się położenie styczne do linii zerowej, leżące pod linią, czyli - jak to się najczęściej określa - w głąb materiału (rys. 1.17a). Podobnie, w przypadku wymiarów wewnętrznych (np. otworów), przyjmując z tych samych założeń, przedział tolerancji powinien leżeć także od linii zerowej w głąb materiału, czyli ponad linią zerową (rys. 1.17b).



Rys. 1.16. Zmiana wymiaru przy obróbce



Rys. 1.17. Położenie pola tolerancji w głąb materiału

W przypadku wymiarów mieszanych i pośrednich między elementami, z których co najmniej jeden jest elementem teoretycznym (osią lub płaszczyzną symetrii), zaleca się symetryczne położenie tolerancji względem linii zerowej (rys. 1.17c).

Ten sposób tolerowania stosowany jest zawsze w przypadkach, gdy prawidłowe działanie zespołu nie stawia innych wymagań, a więc szczególnie wtedy, gdy powierzchnie ograniczające wymiar nie współdziałają z innymi powierzchniami.

2. ANALIZA WYMIAROWA

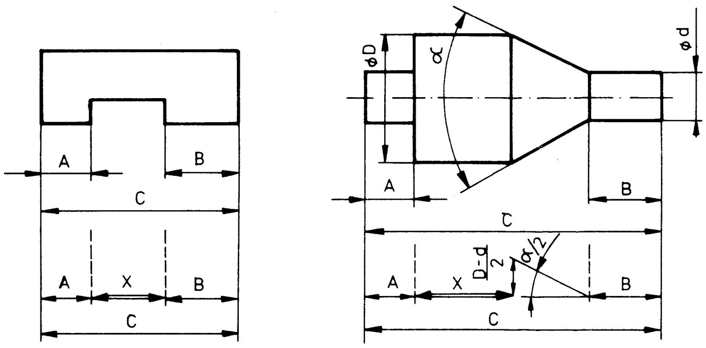
2.1. Łańcuchy wymiarowe

Łańcuch wymiarowy jest to zamknięty ciąg wymiarów tolerowanych połączonych wspólnymi bazami wymiarowymi, zawierający jeden wymiar wynikowy (X) oraz wymiary składowe (A, B, C, ...).(rys. 2.1.)

Wymiarem wynikowym (X) jest ten spośród wymiarów łańcucha, którego wartość zależy od wszystkich pozostałych wymiarów łańcucha. Wymiary składowe A, B, C, są wymiarami ustalonymi niezależnie od jakiegokolwiek wymiaru łańcucha.

Na podstawie analizy łańcucha wymiarowego można wyznaczyć wymiar wynikowy X jako funkcję wymiarów składowych A, B, C, ...

$$X = f(A, B, C, \ldots).$$



Rys. 2.1. Łańcuch wymiarowy

Ponieważ wymiary składowe są wymiarami tolerowanymi, należy ustalić zakres zmienności wymiaru wynikowego X spowodowany zmianami wymiarów składowych w zakresach ich tolerancji. Te zmiany wymiaru X, spowodowane zmianami wymiarów składowych, można wyznaczyć rozwijając analizowaną funkcję w szereg Taylora:

$$f(A+\Delta A, B+\Delta B, C+\Delta C, \ldots) = f(A,B,C,\ldots) + \frac{1}{1!}\left(\frac{\partial f}{\partial A}\Delta A + \frac{\partial f}{\partial B}\Delta B + \frac{\partial f}{\partial C}\Delta C + \ldots\right) f(A,B,C,\ldots) +$$
$$+ \frac{1}{2!}\left(\frac{\partial^2 f}{\partial A^2}\Delta A + \frac{\partial^2 f}{\partial B^2}\Delta B + \frac{\partial^2 f}{\partial C}\Delta C + \ldots\right) f(A,B,C,\ldots) + \ldots +$$
$$+ \frac{1}{n!}\left(\frac{\partial^n f}{\partial A^n}\Delta A + \frac{\partial^n f}{\partial B^n}\Delta B + \frac{\partial^n f}{\partial C^n}\Delta C + \ldots\right) f(A,B,C,\ldots) + R_n$$

W praktyce jako wystarczające przybliżenie uwzględnia się jedynie wyrazy z pierwszymi pochodnymi:

$$f(A+\Delta A, B+\Delta B, C+\Delta C, \ldots) \approx f(A,B,C,\ldots) + \frac{1}{1!}\left(\frac{\partial f}{\partial A}\Delta A + \frac{\partial f}{\partial B}\Delta B + \frac{\partial f}{\partial C}\Delta C + \ldots\right) f(A,B,C,\ldots),$$

stąd przyrost Δf spowodowany przyrostami zmiennych niezależnych (składników) można wyrazić wzorem:

$$\Delta f \approx f(A+\Delta A, B+\Delta B, C+\Delta C, \ldots) - f(A,B,C,\ldots),$$

$$\Delta f \approx \frac{\partial f}{\partial A}\Delta A + \frac{\partial f}{\partial B}\Delta B + \frac{\partial f}{\partial C}\Delta C + ...$$

A więc przyrost wymiaru wynikowego X spowodowany przyrostami wymiarów składowych oblicza się wzorem:

$$\Delta X \approx \frac{\partial f}{\partial A}\Delta A + \frac{\partial f}{\partial B}\Delta B + \frac{\partial f}{\partial C}\Delta C + ...$$

Wartości różniczek cząstkowych, $\frac{\partial f}{\partial A}, \frac{\partial f}{\partial B}, \frac{\partial f}{\partial C}, ...$ znajdujące się przed przyrostami poszczególnych składników, spełniają rolę współczynników wagowych, określających stopień wpływu składników na wymiar wynikowy. Znak różniczki informuje, czy przyrost składnika powoduje wzrost, czy zmniejszenie wymiaru wynikowego.
Stąd badanie różniczek cząstkowych stanowi istotny element prowadzonej analizy, poprzedzającej wyznaczanie odchyłek wymiaru wynikowego.

2.2. Wyznaczanie wymiaru wynikowego

Aby obliczyć całkowity zakres zmienności wymiaru wynikowego, spowodowany zmianami wymiarów składowych należy wykonać następujące obliczenia:

1° Wyznaczyć wartość nominalną wymiaru wynikowego podstawiając do wzoru:

$$x = f(A, B, C, ...)$$

wartości nominalne wymiarów składowych.

2° Wyznaczyć wartości i znaki różniczek cząstkowych:

$$\frac{\partial f}{\partial A}, \frac{\partial f}{\partial B}, \frac{\partial f}{\partial C}, ...$$

3° Wyznaczyć wartość dolnej odchyłki, czyli najmniejszą wartość przyrostu wartości funkcji, odpowiadającą zmianom składników w ramach tolerancji. Wartość ta wystąpi, gdy przyrosty wymiarów dodatnich w łańcuchu przyjmą swe najmniejsze wartości (dolne odchyłki), a ujemnych wymiarów - największe wartości (górne odchyłki):

$$x_1 = \frac{\partial f}{\partial K}k_1 + \frac{\partial f}{\partial L}l_1 + \frac{\partial f}{\partial M}m_1 + ... + \frac{\partial f}{\partial P}p_2 + \frac{\partial f}{\partial R}r_2 + \frac{\partial f}{\partial S}s_2 + ...$$

gdzie: K, L, M,... - wymiary względem których różniczki cząstkowe mają znak dodatni,
P, R, S,... - wymiary względem których różniczki cząstkowe mają znak ujemny.

4° Wyznaczyć wartość górnej odchyłki, czyli największą wartość przyrostu wartości funkcji, odpowiadającą zmianom składników w ramach tolerancji. Wartość ta wystąpi, gdy przyrosty wymiarów dodatnich w łańcuchu przyjmą swe największe wartości (górne odchyłki), a ujemnych wymiarów - najmniejsze wartości (dolne odchyłki):

$$x_2 = \frac{\partial f}{\partial K}k_2 + \frac{\partial f}{\partial L}l_2 + \frac{\partial f}{\partial M}m_2 + ... + \frac{\partial f}{\partial P}p_1 + \frac{\partial f}{\partial R}r_1 + \frac{\partial f}{\partial S}s_1 + ...$$

2.3. Tolerancja wymiaru wynikowego

Tolerancja jest różnicą odchyłek granicznych:

$$
\begin{aligned}
T_x &= x_2 - x_1 = \frac{\partial f}{\partial K}k_2 + \frac{\partial f}{\partial L}l_2 + \frac{\partial f}{\partial M}m_2 + \ldots + \frac{\partial f}{\partial P}p_1 + \frac{\partial f}{\partial R}r_1 + \frac{\partial f}{\partial S}s_1 + \ldots - \\
&- \left(\frac{\partial f}{\partial R}k_1 + \frac{\partial f}{\partial L}l_1 + \frac{\partial f}{\partial M}m_1 + \ldots + \frac{\partial f}{\partial P}p_2 + \frac{\partial f}{\partial R}r_2 + \frac{\partial f}{\partial S}s_2 + \ldots\right) = \\
&= \frac{\partial f}{\partial K}(k_2 - k_1) + \frac{\partial f}{\partial L}(l_2 - l_1) + \frac{\partial f}{\partial M}(m_2 - m_1) + \ldots - \\
&- \frac{\partial f}{\partial P}(p_2 - p_1) - \frac{\partial f}{\partial R}(r_2 - r_1) - \frac{\partial f}{\partial S}(s_2 - s_1) = \ldots = \\
&= \frac{\partial f}{\partial K}T_K + \frac{\partial f}{\partial L}T_L + \frac{\partial f}{\partial M}T_M + \ldots. - \frac{\partial f}{\partial P}T_P - \frac{\partial f}{\partial R}T_R - \frac{\partial f}{\partial S}T_S - \ldots
\end{aligned}
$$

Ponieważ różniczki cząstkowe wielkości P, R, S, ... mają wartość ujemną, stąd tolerancja wymiaru wynikowego jest sumą iloczynów bezwzględnych wartości różniczek cząstkowych i tolerancji wymiarów składowych:

$$
T_x = \left|\frac{\partial f}{\partial K}\right|T_K + \left|\frac{\partial f}{\partial L}\right|T_L + \left|\frac{\partial f}{\partial M}\right|T_M + \ldots + \left|\frac{\partial f}{\partial P}\right|T_P + \left|\frac{\partial f}{\partial R}\right|T_R + \left|\frac{\partial f}{\partial S}\right|T_S + \ldots
$$

2.4. Obliczanie łańcuchów wymiarowych

Przykład 2.1

Obliczyć naprężenie panujące w rozciąganym pręcie o przekroju kwadratowym. Bok kwadratu wynosi $A = 10^{0}_{-0,1}$ mm, a siła rozciągająca $P = 5000 \pm 20\,\mathrm{N}$. Poszukiwane naprężenie wyraża się wzorem:

$$
\sigma = \frac{P}{A^2}
$$

1° Obliczenie wartości nominalnej naprężenia:

$$
\sigma = \frac{P}{A^2} = \frac{5000}{10^2} = 50\mathrm{N/mm^2} = 50\frac{\mathrm{MN}}{\mathrm{m^2}}.
$$

2° Wyznaczenie wartości różniczek cząstkowych:

$$
\frac{\partial \sigma}{\partial P} = \frac{1}{A^2} = 0{,}01\frac{1}{\mathrm{mm^2}},
$$

$$
\frac{\partial \sigma}{\partial A} = -\frac{2P}{A^3} = \frac{-2\cdot 5000}{10^3} = -10\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm^3}}.
$$

stąd

$$
\Delta\sigma = 0{,}01\cdot\Delta P - 10\cdot\Delta A\,.
$$

3° Obliczenie dolnej odchyłki:

$$\sigma_1 = 0{,}01p_1 - 10a_2 = 0{,}01 \cdot (-20) - 0 = -0{,}2\frac{N}{mm^2} = -0{,}2\frac{MN}{m^2}$$

4° Obliczenie górnej odchyłki:

$$\sigma_2 = 0{,}01p_2 - 10a_1 = 0{,}01 \cdot 20 - 10(-0{,}1) = 0{,}2 + 1 = 1{,}2\frac{N}{mm^2} = 1{,}2\frac{MN}{m^2}$$

5° Obliczenie i sprawdzenie tolerancji wymiaru wynikowego:

$$T = \sigma_2 - \sigma_1 = 1{,}2 - (-0{,}2) = 1{,}4\frac{MN}{m^2}$$

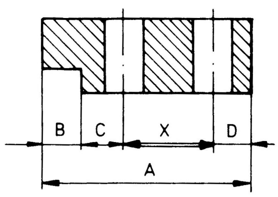
ale także

$$T_\sigma = \left|\frac{\partial \sigma}{\partial P}\right| T_p + \left|\frac{\partial \sigma}{\partial A}\right| T_A = 0{,}01 \cdot T_p + 10 \cdot T_A = 0{,}1 \cdot 40 + 10 \cdot 0{,}1 = 1{,}4\frac{MN}{m^2}.$$

Przykład 2.2

Obliczyć wymiar wynikowy X dla przedmiotu przedstawionego na rys. 2.2, jeżeli poszczególne wymiary wynoszą:

$$A = 100^{\ 0}_{-0{,}2}\ mm,$$
$$B = 15 \pm 0{,}05\ mm,$$
$$C = 20 \pm 0{,}1 mm,$$
$$D = 25 \pm 0{,}06\ mm.$$



Rys. 2.2. Rysunek do przykładu 2.2

1° Obliczenie nominalnej wartości wymiaru wynikowego:

$$X = A - B - C - D = 100 - 15 - 20 - 25 = 40\ mm$$

2° Wyznaczenie wartości różniczek cząstkowych:

$$\frac{\partial X}{\partial A} = 1 \qquad \frac{\partial X}{\partial B} = -1$$

$$\frac{\partial X}{\partial C} = -1 \qquad \frac{\partial X}{\partial D} = -1$$

stąd

3° Obliczenie dolnej odchyłki wymiaru wynikowego:

$$x_1 = a_1 - b_2 - c_2 - d_2 = -0{,}2 - 0{,}05 - 0{,}1 - 0{,}06 = -0{,}41\text{mm}.$$

4° Obliczenie górnej odchyłki wymiaru wynikowego:

$$x_2 = a_2 - b_1 - c_1 - d_1 = 0 - (-0{,}05) - (-0{,}1) - (-0{,}06) = 0{,}21\text{mm}.$$

A więc wymiar wynikowy wynosi:

$$X = 40^{+0{,}21}_{-0{,}41}$$

5° Obliczenie i sprawdzenie tolerancji wymiaru wynikowego:

$$T_x = x_2 - x_1 = 0{,}21 - (-0{,}41) = 0{,}62\text{ mm},$$

a także:

$$T_x = \left|\frac{\partial X}{\partial A}\right| T_A + \left|\frac{\partial X}{\partial B}\right| T_B + \left|\frac{\partial X}{\partial C}\right| T_C + \left|\frac{\partial X}{\partial D}\right| T_D = T_A + T_B + T_C + T_D =$$
$$= 0{,}2 + 0{,}1 + 0{,}2 + 0{,}12 = 0{,}62\text{mm}.$$

Zgodność wartości tolerancji otrzymanych różnymi metodami jest sprawdzeniem prawidłowości przeprowadzonych obliczeń.

W przedstawionym przykładzie otrzymano nadzwyczaj prostą postać równań odchyłek, gdyż wartość bezwzględna różniczek cząstkowych była równa 1. Ma to miejsce wtedy, gdy poszczególne wymiary składowe są do siebie równoległe, a funkcja opisująca wymiar wynikowy ma postać sumy lub różnicy. Łańcuchy wymiarowe o wymiarach równoległych noszą nazwę łańcuchów prostych. Przy rozwiązywaniu takich łańcuchów wymiar wynikowy można wyznaczyć ze wzoru:

$$X = K^{k_2}_{k_1} + L^{l_2}_{l_1} + M^{m_2}_{m_1} + \ldots - P^{p_2}_{p_1} - R^{r_2}_{r_1} - S^{s_2}_{s_1} - \ldots =$$
$$(K + L + M + \ldots - P - R - S - \ldots)^{k_2 + l_2 + m_2 + \ldots - p_1 - r_1 - s_1 - \ldots}_{k_1 + l_1 + m_1 + \ldots - p_2 - r_2 - s_2 - \ldots}$$

gdzie: K, L, M,… - wymiary dodatnie w równaniu łańcucha,
P, R, S,… - wymiary ujemne w równaniu łańcucha.

Tolerancja zaś wynosi:

$$T_x = T_K + T_L + T_M + \ldots + T_P + T_R + T_S + \ldots$$

Czyli jest zawsze sumą tolerancji wymiarów składowych, niezależnie od ich znaku w równaniu łańcucha.

Łańcuchy wymiarowe proste zawierają wymiary jednego typu – tzn. wyłącznie długościowe lub wyłącznie kątowe .o wspólnym wierzchołku. Łańcuch wymiarowy, który zawiera wymiary różnych typów nazywany jest łańcuchem wymiarowym złożonym. Rozróżnić można także łańcuchy złożone płaskie i przestrzenne.

Przykład 2.3

Obliczyć współrzędne środka otworu w przedmiocie przedstawionym na rys. 2.3, jeżeli:

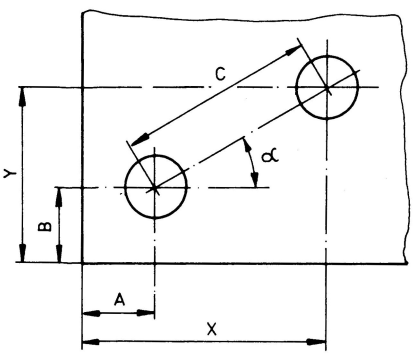
$A = B = 100^{0}_{-0,2}\,\text{mm}$,

$C = 200^{+0,2}_{-0,1}\,\text{mm}$,

$\alpha = 30^\circ + 15' = 30^\circ \pm 4{,}5 \cdot 10^{-3}\,\text{rad}$

1° Obliczenie wartości nominalnych wymiarów wynikowych:

$$X = A + C \cdot \cos\alpha = 100 + 200\cos 30^\circ = 273{,}2\text{mm}$$
$$Y = B + C \cdot \sin\alpha = 100 + 200\sin 30^\circ = 200\text{mm}.$$



Rys. 2.3. Rysunek do przykładu 2.3

2° Wyznaczenie wartości różniczek cząstkowych:

$$\frac{\partial X}{\partial A} = 1 \qquad \frac{\partial X}{\partial C} = \cos\alpha \qquad \frac{\partial X}{\partial \alpha} = -C\sin\alpha$$
$$\frac{\partial Y}{\partial B} = 1 \qquad \frac{\partial Y}{\partial C} = \sin\alpha \qquad \frac{\partial Y}{\partial C} = C\cos\alpha$$

stąd:

$$\mathbf{\Delta X = \Delta A + \cos\alpha \cdot \Delta C - C\sin\alpha \cdot \Delta\alpha},$$
$$\Delta Y = \Delta B + \sin\alpha \cdot \Delta C + C\cos\alpha \cdot \Delta\alpha.$$

3° Obliczenie dolnych odchyłek:

$$x_1 = a_1 + \cos\alpha \cdot c_1 - C\sin\alpha \cdot \alpha_2 = -0{,}2 + (-0{,}1)\cos 30^\circ - 200\sin 30^\circ(+0{,}0045) = -0{,}736\text{mm},$$
$$y_1 = b_1 + \sin\alpha \cdot c_1 + C\cos\alpha \cdot \alpha_1 = -0{,}2 + \sin 30^\circ \cdot (-0{,}1) + 200 \cdot \cos 30^\circ \cdot (-0{,}0045) = -1{,}029\text{mm}.$$

4° Obliczenie górnych odchyłek:

$$x_2 = a_2 + \cos\alpha \cdot c_2 - C\sin\alpha \cdot \alpha_1 = 0 + \cos 30^\circ \cdot 0{,}2 - 200 \cdot \sin 30^\circ \cdot (-0{,}0045) = +0{,}623\text{mm},$$

$$y_2 = b_2 + \sin\alpha \cdot c_2 + C\cos\alpha \cdot \alpha_2 = 0 + \sin 30^\circ \cdot 0{,}2 + 200 \cdot \cos 30^\circ \cdot (+0{,}0045) = 0{,}879\text{mm}.$$

5° Obliczenie i sprawdzenie tolerancji wymiaru wynikowego:

$$T_x = x_2 - x_1 = 0{,}623 - (-0{,}736) = 1{,}359\text{mm},$$

$$T_y = y_2 - y_1 = 0{,}879 - (-1{,}029) = 1{,}908\text{mm},$$

lub

$$T_x = T_A + \cos\alpha \cdot T_c + C\sin\alpha \cdot T_\alpha = -0{,}2 + \cos 30^\circ \cdot 0{,}3 + 200 \cdot \sin 30^\circ \cdot 0{,}009 = 1{,}359\text{mm},$$

$$T_y = T_B + \sin\alpha - T_c + C \cdot \cos\alpha \cdot T_\alpha = 0{,}2 + \sin 30^\circ \cdot 0{,}3 + 200 \cdot \cos 30^\circ \cdot 0{,}009 = 1{,}908\text{mm}.$$

Stąd współrzędne otworu wynoszą:

$$X = 273{,}2^{+0{,}623}_{-0{,}736}\ \text{mm},$$

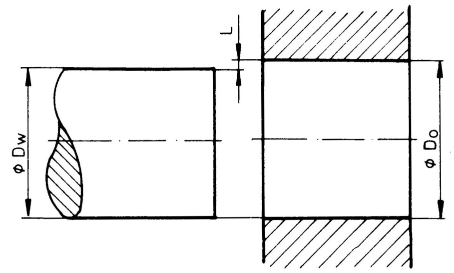
$$Y = 200^{+0{,}879}_{-1{,}029}\ \text{mm}$$

3. TOLERANCJE I PASOWANIA ŚREDNIC

3.1 Pasowania i ich rodzaje

Przy współdziałaniu powierzchni walcowych (wałka i otworu) wymiarem wynikowym jest różnica średnic otworu D_o i wałka D_w , którą nazywa się **wskaźnikiem pasowania** bądź **luzem – L** (rys. 3.1):

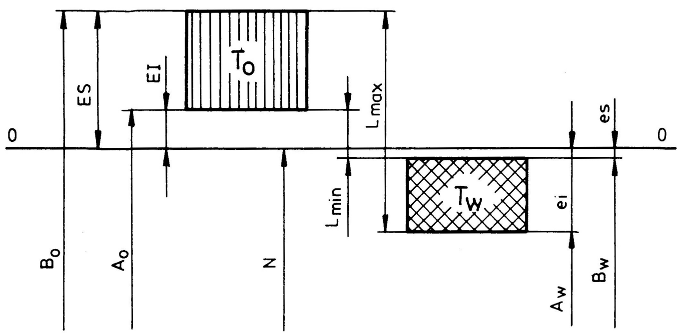
Pasowanie jest to wzajemna relacja między wymiarami dwóch łączonych elementów (otworu i wałka) przed ich połączeniem wynikająca z ich różnicy (EN-PN 20286-1:1996)



Rys. 3.1. Luz współdziałania wałka i otworu

$$L = D_o - D_w$$

Wskaźnik pasowania jak każdy wymiar wynikowy, powinien mieć określone granice zamienności, gwarantujące wymaganą pracę połączenia, a więc musi mieć określone wartości graniczne. Można to uzyskać przez odpowiedni dobór wartości i wzajemnego położenia pól tolerancji wałka i otworu.



Rys. 3.2. Luzy graniczne

Luzy graniczne związane są z wymiarami granicznymi wałka i otworu w następujący sposób (rys. 3.2):

Luz najmniejszy (minimalny – L_{min}) jest to luz wynikający z różnicy wymiaru dolnego otworu (A_o) i wymiaru górnego wałka (B_w) albo różnicy odpowiednich odchyłek granicznych:

$$L_{min} = A_o - B_w$$
$$L_{min} = EI - es$$

Luz największy (maksymalny - L_{max}) jest to luz wynikający z różnicy wymiaru górnego (B_o) otworu i wymiaru dolnego (A_w) wałka albo różnicy odpowiednich odchyłek granicznych:

$$L_{max} = B_o - A_w$$
$$L_{max} = ES - ei$$

Luz w pasowaniu ma wartość dodatnią, jeżeli średnica otworu jest większa od średnicy wałka. Jeżeli natomiast średnica otworu jest mniejsza od średnicy wałka to tą ujemną wartość różnicy średnic nazywa się **wciskiem**

$$W = D_o - D_w$$

Ujemną wartość może mieć luz minimalny lub oba luzy graniczne pasowania – wynika to z wzajemnego położenia pól tolerancji otworu i wałka.

Ponieważ luz określa charakter pasowania, przeto dopuszczalny zakres zmienności luzu (tolerancja luzu) zwany jest tolerancją pasowania (T_p) i wyrażony jest wzorem

$$T_p = L_{max} - L_{min} .$$

Jednocześnie

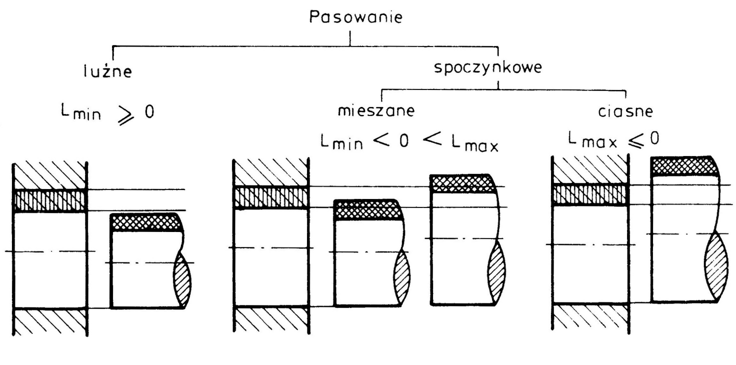
$$T_p = L_{max} - L_{min} = (B_o - A_w) - (A_o - B_w) = (B_o - A_o) + (B_w - A_w) = T_p = T_o + T_w ,$$

co wynika zresztą z rozważań przeprowadzonych w poprzednim rozdziale.

Średnia arytmetyczna luzów granicznych nosi nazwę luzu średniego:

$$L_{śr} = \frac{L_{max} + L_{min}}{2} .$$

Wartość luzu występującego w połączeniu określa charakter współdziałania części i służy do klasyfikacji pasowań. Pasowania dzieli się na (rys. 3.3):



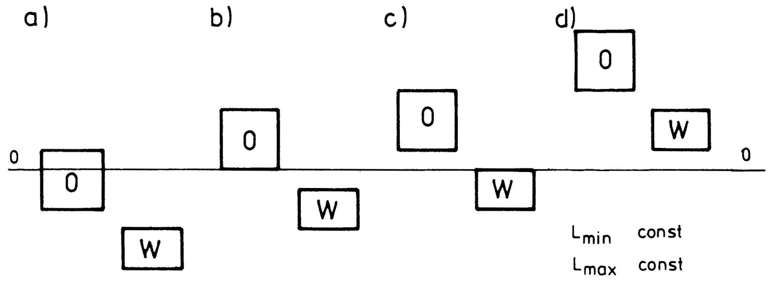
Rys. 3.3. Klasyfikacja pasowań

- pasowania luźne w których $L_{min} \geq 0$,
- pasowania mieszane, w których $L_{min} < 0 < L_{max}$,
- pasowania ciasne, w których $L_{max} \leq 0$

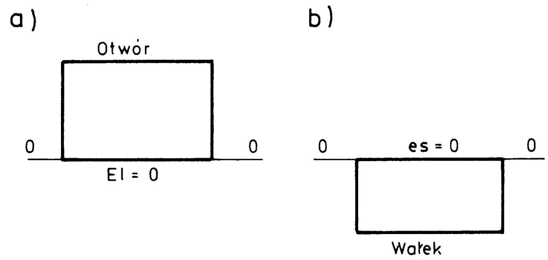
W pasowaniach luźnych wałek i otwór mogą wykonywać względem siebie ruch, w pasowaniach mieszanych i ciasnych nie przewiduje się wzajemnego ruchu części.

Rodzaj pasowania i wielkości luzów są zależne wyłącznie od wzajemnego położenia pól tolerancji wałka i otworu, nie zależą zaś od położenia tych pól względem linii zerowej (linii wymiaru nominalnego). Istnieje więc możliwość uzyskania określonego pasowania bardzo wieloma kombinacjami położeń pól tolerancji otworu i wałka (rys. 3.4). Jednak wykonanie części o tak różnych położeniach pól tolerancji jest kłopotliwe i kosztowne. Dlatego w układzie tolerancji i pasowań ISO przyjęto umownie wybrane położenia tolerancji **stałego wałka i stałego otworu**, w których :

- wymiar górny stałego wałka jest równy wymiarowi nominalnemu, tzn. odchyłka górna jest równa zeru (rys. 3.5b),
- wymiar dolny stałego otworu jest równy wymiarowi nominalnemu, tzn. odchyłka dolna jest równa zeru (rys. 3.5a).



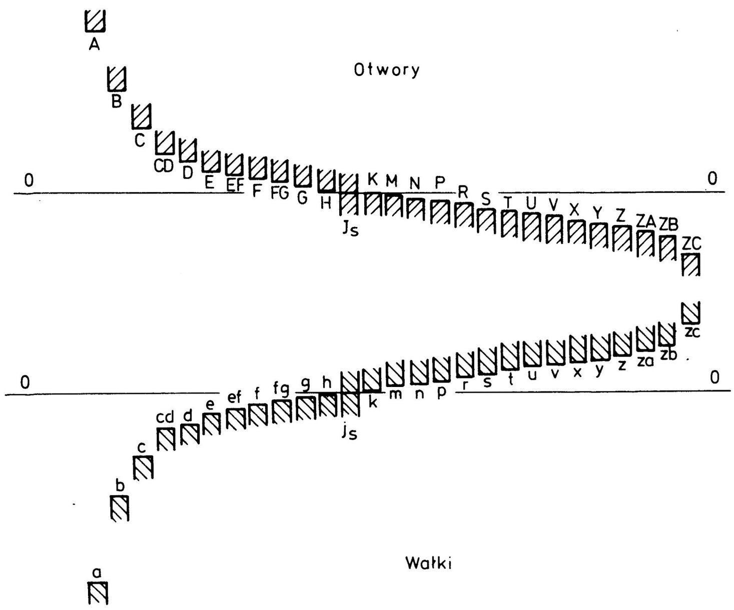
Rys. 3.4. Stałe wartości luzów dla różnie położonych tolerancji wałka i otworu



Rys. 3.5. Położenie tolerancji: a)stały otwór b) stały wałek

Przedziały tolerancji wybranego wałka i otworu leżą od linii zerowej stycznie w głąb materiału, czyli spełniają zasadę minimalizującą możliwość powstawania braków, którą omówiono w rozdziale 1.

Położenia tolerancji wałków i otworów względem linii wymiaru nominalnego są oznaczone kolejnymi literami alfabetu łacińskiego: otworów – dużymi, wałków – małymi. Dla stałego wałka i otworu są to odpowiednio litery h i H. Oznaczenia pozostałych wałków przedstawiono na rys. 3.6.

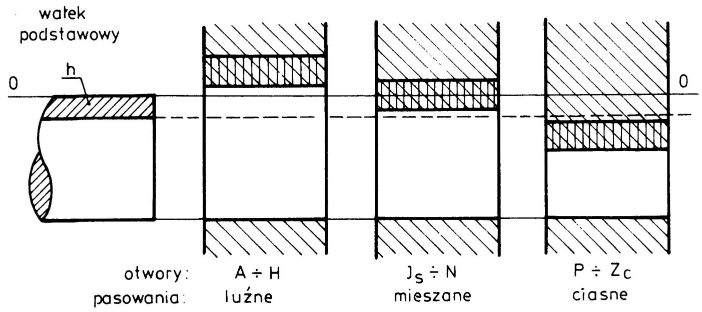


Rys. 3.6. Położenie tolerancji wałków i otworów

Pasowanie uzyskuje się kojarząc otwór i wałek zgodnie z jedną z dwu podanych niżej zasad - do wyboru.

Tworzenie pasowań na bazie stałego wałka nosi nazwę układu pasowań stałego wałka.

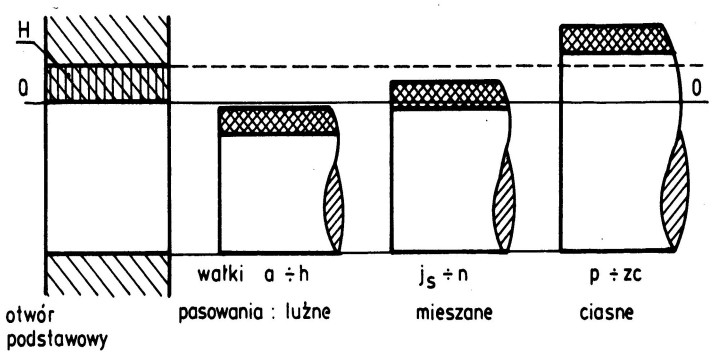
Układ pasowań stałego wałka jest to zasada tworzenia pasowań, według której różne luzy i wciski wynikają z kojarzenia stałego wałka z otworami o różnie położonych przedziałach tolerancji (rys. 3.7).



Rys. 3.7. Układ pasowań stałego wałka

Tworzenie pasowań na bazie stałego otworu nosi nazwę układu pasowań stałego otworu.

Układ pasowań stałego otworu jest to zasada tworzenia pasowań, według której różne luzy i wciski wynikają z kojarzenia otworu podstawowego z wałkami o różnie położonych przedziałach tolerancji (rys. 3.8). W praktyce stosuje się wyłącznie zasadę stałego wałka lub otworu. Stosowanie dowolnych skojarzeń nie jest zalecane.



rys. 3.8. Układ pasowań stałego otworu

Przykład 3.1

Dla pasowania złożonego z wałka o wymiarze Ø $40^{-0,05}_{-0,15}$ i otworu o wymiarze Ø $40^{+0,12}_{0}$ określić:

- wymiary graniczne,
- tolerancje,
- luzy graniczne i średni,
- tolerancję pasowania,
- układ pasowania,
- rodzaj pasowania

1° Określenie wymiarów granicznych:

$$B_o = N + ES = 40 + 0,12 = 40,12\text{mm},$$
$$A_o = N + EI = 40 + 0 = 40,0\text{mm},$$
$$B_w = N + es = 40 + (-0,05) = 39,95\text{mm},$$
$$A_w = N + ei = 40 + (-0,15) = 39,85\text{mm}.$$

2° Określenie tolerancji:

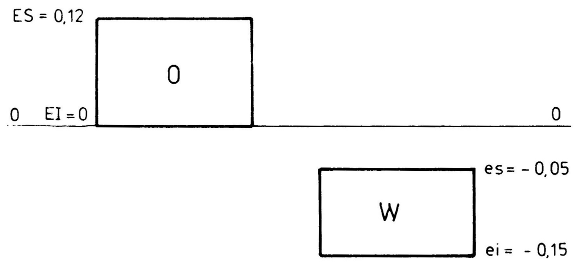
$$T_o = B_o - A_o = ES - EI = 40,12 - 40,0 = 0,12 - 0 = 0,12\text{mm},$$
$$T_w = B_w - A_w = es - ei = 39,95 - 39,85 = -0,05 - (-0,15) = 0,10\text{mm}.$$

3° Określenie luzów

$$L_{max} = B_o - A_w = ES - ei = 40,12 - 39,85 = 0,12 - (-0,15) = 0,27\text{mm},$$
$$L_{min} = A_o - B_w = EI - es = 40,0 - 39,95 = 0 - (-0,05) = 0,05\text{mm},$$
$$L_{śr} = \frac{L_{max} + L_{min}}{2} = \frac{0,27 + 0,05}{2} = 0,16\text{mm},$$
$$T_p = T_o + T_w = 0,12 + 0,10 = 0,22\text{mm}.$$

4° Określenie układu pasowania

Z rysunku 3.9 wynika, że elementem podstawowym jest otwór, gdyż jego tolerancja jest styczna do linii zerowej i leży w głąb materiału, jest to więc układ pasowania stałego otworu.



Rys. 3.9. Rysunek do przykładu 3.1

5° Określenie rodzaju pasowania
Ponieważ

$$L_{min} > 0$$

jest to pasowanie luźne.

3.2 Układ tolerancji i pasowań

Już w roku 1935, kiedy pojawiła się konieczność kooperacji międzyzakładowej i międzynarodowej, podjęto próbę ujednolicenia wartości i położenia pól tolerancji. Obecnie obowiązujący układ, opracowany przez ISO (International Organization for Standardization – Międzynarodowa Organizacja Normalizacyjna) i przyjęty przez większość krajów, także Polskę, przewiduje:

- 20 klas dokładności, oznaczonych numerami 01, 0, 1, 2,... 18. w kierunku malejącej dokładności, czyli rosnącej wartości tolerancji,
- 21 przedziałów wymiarowych w zakresie od zera do 3150 mm
- Oznaczenie położenia tolerancji (której wartość określa wymiar i klasa dokładności) względem linii wymiaru nominalnego za pomocą liter alfabetu łacińskiego; stosuje się litery duże – dla otworów i małe dla wałków.

Norma podaje wzory do obliczenia tolerancji.
Najczęściej wartość jej oblicza się wg zależności:

$$IT_x = k_x \cdot i,$$

gdzie: IT_x – wartość tolerancji w klasie dokładności (np. dla x=8 - IT_8),
k_x – wartość (niemianowana) współczynnika klasy dokładności, zależna od numeru klasy,
i – jednostka tolerancji (w μm), zależna od wartości wymiaru.

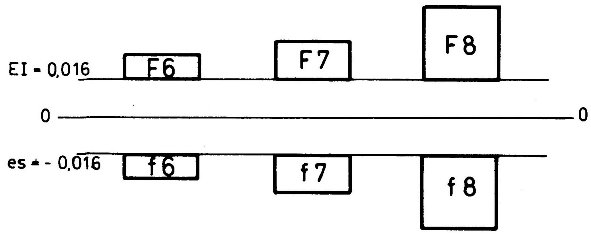
Wzory te służą do opracowania tablic, z których korzysta się w praktyce. Znormalizowane wartości tolerancji podano w tabeli I umieszczonej w końcowej części skryptu.

Położenie pól tolerancji otworów i wałków podają tablice, w których dla odpowiedniego oznaczenia literowego i wartości wymiaru znajduje się odchyłki: górną i dolną.

Układ tolerancji podaje także zalecane – wybrane z wielu możliwych – skojarzenia wałków i otworów. Wybór ten wynika z przesłanek technologicznych, gdyż ograniczenie ilości używanych części ogranicza także ilość narzędzi, potrzebnych do ich wykonania.

Przy tworzeniu układu wykorzystano pewną prawidłowość. Mianowicie dla wałków i otworów oznaczonych tą samą literą odchyłki bliższe linii zerowej mają tę samą wartość w różnych klasach dokładności i nazywają się podstawowymi.

Odchyłka podstawowa jest to jedna z odchyłek granicznych (górna lub dolna) wykorzystana do określenia położenia pola tolerancji względem linii zerowej; jest to odchyłka o mniejszej wartości bezwzględnej (przy przedstawieniu graficznym położona bliżej linii zerowej – rys. 3.10).



Rys. 3.10. Odchyłka podstawowa

Odchyłki podstawowe otworów mają te same wartości bezwzględne co odchyłki podstawowe wałków oznaczonych tym samym symbolem, lecz przeciwny znak i są odchyłkami przeciwnymi. Jeżeli odchyłką podstawową wałka jest odchyłka górna (wałki a – h) to:

$$EI = -es\,,$$

jeżeli odchyłką podstawową wałka jest odchyłka dolna (wałki j – zc) to:

$$ES = -ei\,.$$

Znajomość odchyłki podstawowej i tolerancji pozwala na ustalenie odchyłek wymiaru (nie podanych w normie) z zależności:

$$T_o = ES - EI\,,$$
$$T_w = es - ei\,.$$

Przykład 3.2

Obliczyć odchyłki walka Ø 30f5

Tabela 3.1 podaje odchyłki podstawowe wałków f, g i h, należy w niej znaleźć odchyłkę podstawową wałka Ø 30f5. Jest to odchyłka górna i wynosi:

$$es = -20\mu m\,.$$

Tolerancja Ø 30 w 5 klasie dokładności (tabela I) :

$$T_w = 9\mu m\,,$$

więc

$$ei = es - T_w\,,$$
$$ei = -20 - 9 = -29\mu m\,,$$

Czyli $Ø30f5 = 30^{-0{,}020}_{-0{,}029}$ mm

Tabela 3.1
Odchyłki podstawowe wałków f, g i h według PN-EN 20286-1

Wymiar nominalny		Rodzaj wałka		
		f	**g**	**H**
powyżej	do	**es w μm**		
mm		klasy od 01 do 18		
-	3	-6	-2	0
3	6	-10	-4	0
6	10	-13	-5	0
10	18	-16	-6	0
18	30	-20	-7	0
30	50	-25	-9	0
50	80	-30	-10	0
80	120	-36	-12	0
120	180	-43	-14	0
180	250	-50	-15	0
250	315	-56	-17	0
315	400	-62	-18	0
400	500	-68	-20	0

Przykład 3.3

Obliczyć odchyłki otworu Ø 160N4
Odchyłka podstawowa odczytana z tabeli 3.2. :

$$ES = -27 + \Delta,$$

gdzie:

$$\Delta = 4\mu\mathrm{m},$$
$$ES = -27 + 4 = -23\mu\mathrm{m}.$$

Tolerancja Ø 160 w 4 klasie dokładności :

$$T_o = 12\mu m,$$

więc

$$EI = ES - T_o = -23 - 12 = -35\mu\mathrm{m},$$

czyli $160N4 = 160^{-0{,}023}_{-0{,}035}$ mm

Tabela 3.2

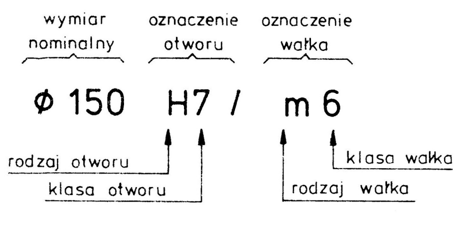
Odchyłki podstawowe otworów M i N według PN-EN 20286-1

Wymiar nominalny		Rodzaj otworu						
		M		N		Δ		
		Klasy dokładności						
powyżej	do	do 8	powyżej 8	do 8	powyżej 8	4	(5,6,7)	8
mm		ES w µm						
-	3	-2	-2	-4	-4	0	.....	0
3	6	-4 +Δ	-4	-8 +Δ	0	1,5	......	6
6	10	-6 +Δ	-6	-10 +Δ	0	1,5	......	7
10	18	-7 +Δ	-7	-12 +Δ	0	2	.....	9
18	30	-8 +Δ	-8	-15 +Δ	0	2	.....	12
30	50	-9 +Δ	-9	-17 +Δ	0	3	......	14
50	80	-11+Δ	-11	-20 +Δ	0	3	....	16
80	120	-13 +Δ	-13	-23 +Δ	0	4	......	19
120	180	-15 +Δ	-15	-27 +Δ	0	4	......	23
180	250	-17 +Δ	-17	-31 +Δ	0	4	......	26
250	315	-20 +Δ	-20	-34 +Δ	0	4	......	29
315	400	-21 +Δ	-21	-37 +Δ	0	5	.....	32
400	500	-23 +Δ	-23	-40 +Δ	0	5	....	34

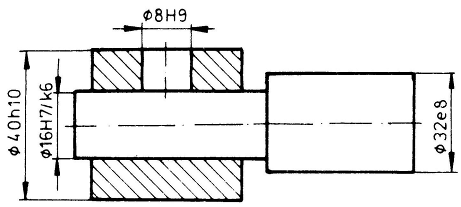
Polskie Normy - ze względów ekonomicznych - ograniczają ilość stosowanych wałków i otworów, polecając do stosowania tylko niektóre z nich. Noszą one nazwę wałków i otworów normalnych.

Odchyłki wałków i otworów normalnych podane są bezpośrednio w normach.

Wybrane skojarzenia wałka i otworu, czyli pasowanie, zapisuje się w sposób znormalizowany. Budowa symbolu pasowania przedstawiona jest na rys. 3.11.Jego pierwsza część informuje o wartości nominalnej wymiaru, druga stanowi oznaczenie otworu, podając dużą literą jego rodzaj, a cyfrą klasę dokładności. Trzecia część dotyczy wałka, mała litera określa jego rodzaj, a cyfra klasę dokładności. Na rys. 3.12 przedstawiono przykład tolerowania symbolowego wymiarów i pasowań.



Rys. 3.11. Przykład zapisu pasowania



Rys. 3.12. Przykład tolerowania symbolami

Przykład 3.4

Dla pasowania Ø 65H7/m6 określić:

- odchyłki wałka i otworu,
- tolerancje,
- wymiary graniczne,
- luzy: graniczne i średni,
- tolerancję pasowania,
- rodzaj pasowania i układ pasowania

Tabela 3.3

Położenie pól tolerancji wybranych wałków i otworów według normy PN-EN 20286-2

Wymiar nominalny		Otwory			Wałki		
		H6	**H7**	**H8**	**h6**	**h7**	**h8**
powyżej	Do	Odchyłki graniczne					
mm		µm					
-	3	+6 0	+10 0	+14 0	0 - 6	0 -10	0 -14
3	6	+8 0	+12 0	+18 0	0 -8	0 -12	0 -18
6	10	+9 0	+15 0	+22 0	0 -9	0 -15	0 -22
10	18	+11 0	+18 0	+27 0	0 -11	0 -18	0 -27
18	30	+13 0	+21 0	+33 0	0 -13	0 -21	0 -33
30	50	+16 0	+25 0	+39 0	0 -16	0 -25	0 -39
50	80	+19 0	+30 0	+46 0	0 -19	0 -30	0 -46
80	120	+22 0	+35 0	+54 0	0 -22	0 -35	0 -54
120	180	+25 0	+40 0	+63 0	0 -25	0 -40	0 -63
180	250	+29 0	+46 0	+72 0	0 -29	0 -46	0 -72
250	315	+32 0	+52 0	+81 0	0 -32	0 -52	0 -81
315	400	+36 0	+57 0	+89 0	0 -36	0 -57	0 -89
400	500	+40 0	+63 0	+97 0	0 -40	0 -63	0 -97

Tabela 3.4

Położenie pól tolerancji wybranych wałków według PN-EN 20286-2

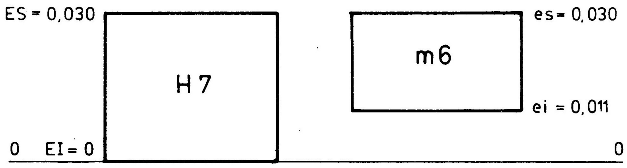
Wymiar nominalny		Rodzaj wałka			
		g6	g7	m6	m7
powyżej	do	Odchyłki graniczne			
mm		μm			
-	3	-2 -8	-2 -12	+8 +2	+12 +2
3	6	-4 -12	-4 -16	+12 +4	+16 +4
6	10	-5 -14	-5 -20	+15 +6	+21 +6
10	18	-6 -17	-6 -24	+18 +7	+25 +7
18	30	-7 -20	-7 -28	+21 +8	+29 +8
30	50	-9 -25	-9 -34	+25 +9	+34 +9
50	80	-10 -29	-10 -40	+30 +11	+41 +11
80	120	-12 -34	-12 -47	+35 +13	+48 +13
120	180	-14 -39	-14 -54	+40 +15	+55 +15
180	250	-15 -44	-15 -61	+46 +17	+63 +17
250	315	-17 -49	-17 -69	+52 +20	+72 +20
315	400	-18 -54	-18 -75	+57 +21	+78 +21
400	500	-20 -60	-20 -83	+63 +23	+86 +23

1° Określenie odchyłek otworu H7 i wałka m6 na podstawie wartości podanych w tabelach 3.3. i 3.4

$$ES = 0{,}030\text{mm},\ EI = 0\text{mm},$$
$$es = 0{,}030\text{mm},\ ei = 0{,}011\text{mm}.$$

2° Obliczenie tolerancji (rys. 3.13):

$$T_o = ES - EI = 0{,}030 - 0 = 0{,}030\text{mm},$$
$$T_w = es - ei = 0{,}030 - 0{,}011 = 0{,}019\text{mm}.$$



Rys. 3.13. Rysunek do przykładu 3.4

3° Obliczenie wymiarów granicznych:

$$B_o = N + ES = 65 + 0{,}030 = 65{,}030mm$$
$$A_o = N + EI = 65 + 0 = 65{,}000mm$$
$$B_w = N + es = 65 + 0{,}030 = 65{,}030mm$$
$$A_w = N + ei = 65 + 0{,}011 = 65{,}011mm$$

4° Obliczenie luzów:

$$L_{max} = B_o - A_w = 65{,}030 - 65{,}011 = 0{,}019mm$$
$$\mathbf{L_{min} = A_o - B_w = 65{,}0 - 65{,}030 = -0{,}030mm},$$
$$L_{śr} = \frac{L_{max} + L_{min}}{2} = \frac{0{,}019 - 0{,}030}{2} = -0{,}0055mm.$$

5° Obliczenie tolerancji pasowania:

$$T_p = L_{max} - L_{min} = 0{,}019 - (-0{,}030) = 0{,}049mm,$$
$$T_p = T_o + T_w = 0{,}030 + 0{,}019 = 0{,}049mm.$$

6° Określenie rodzaju pasowania:

Ponieważ:

$$L_{min} < 0 < L_{max} \text{ - pasowanie mieszanie.}$$

7° Określenie układu pasowania:

Ponieważ w pasowaniu zastosowano podstawowy otwór H, jest to układ pasowań stałego otworu.

Przykład 3.5

Dla pasowania Ø 180M8/h7 określić:

- odchyłki wałka i otworu,
- tolerancje,
- wymiary graniczne,
- luzy: graniczne i średni,
- tolerancję pasowania,
- rodzaj pasowania,
- układ pasowania.

1° Określenie odchyłek otworu i wałka (przy wykorzystaniu tabel 3.2, 3.3 oraz tabeli I)

Norma nie podaje odchyłek otworu M8, należy więc, jak w przykładzie 3.3, znaleźć jego odchyłkę podstawową:

$$ES = -15\mu m + \Delta$$
$$\Delta = 23\mu m$$
$$ES = 8\mu m$$

Tolerancja Ø 180 w 8 klasie dokładności

$$T_o = 0{,}063\,mm,$$

więc:

$$EI = ES - T_o = 0{,}008 - 0{,}063 = -0{,}055mm,$$

odchyłki wałka Ø 180h7

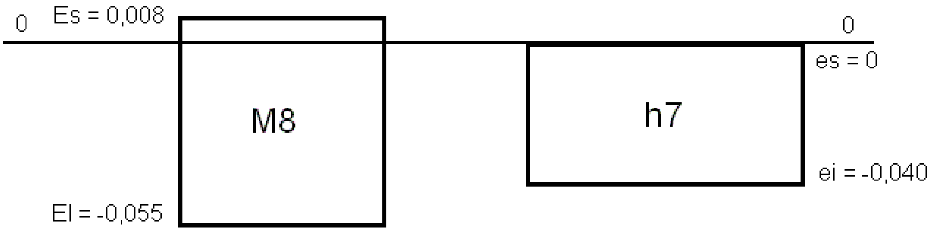
$$es = 0,\; ei = -0{,}040mm.$$

2° Obliczenie tolerancji (rys. 3.14):

$$T_o = 0{,}063mm \text{ jak w p. } 1°,$$
$$T_w = es - ei = 0 - (-0{,}040) = 0{,}040mm.$$

3° Obliczenie wymiarów granicznych:

$$B_o = N + ES = 180 + (+0{,}008) = 180{,}008mm,$$
$$A_o = N + EI = 180 + (-0{,}055) = 179{,}945mm,$$



Rys. 3.14. Rysunek do przykładu 3.5

$$B_w = N + es = 180 + 0 = 180{,}0mm,$$
$$A_w = N + ei = 180 + (-0{,}040) = 179{,}960mm.$$

4° Obliczenie luzów:

$$L_{max} = B_o - A_w = 180{,}008 - 179{,}960 = 0{,}048\text{mm},$$
$$L_{min} = A_o - B_w = 179{,}945 - 180{,}0 = -0{,}055\text{mm},$$
$$L_{śr} = \frac{L_{max} - L_{min}}{2} = \frac{0{,}048 + (-0{,}055)}{2} = -0{,}0035\,.$$

5° Obliczenie tolerancji pasowania:

$$T_p = T_o + T_w = L_{max} - L_{min} = 0{,}103\,\text{mm}\,.$$

6° Określenie rodzaju pasowania

Ponieważ $L_{min} < 0 < L_{max}$, jest to pasowanie mieszane.

7° Określenie układu pasowania

Ponieważ w pasowaniu zastosowano podstawowy wałek h, jest to układ pasowań stałego wałka.

3.3. Dobór tolerancji i pasowań

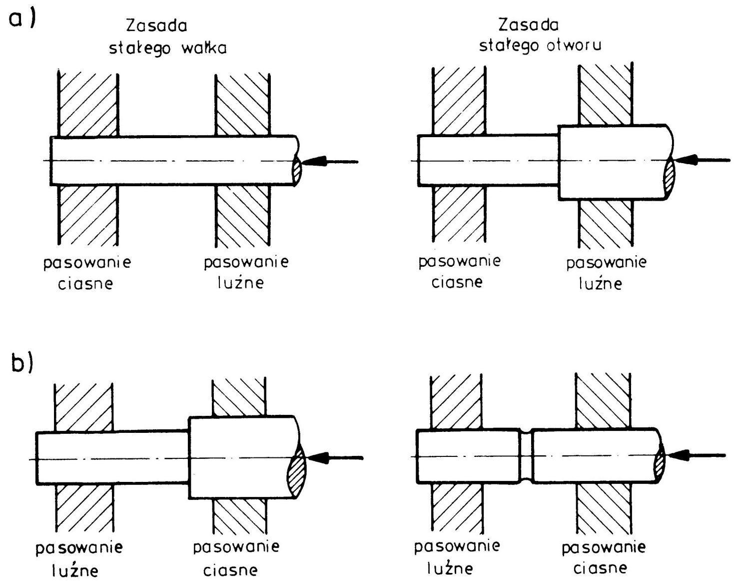
Ważnym zagadnieniem jest wybór pasowania. Wybór pasowania sprowadza się do określenia:

1) rodzaju pasowania,
2) układu pasowania,
3) klasy pasowania,
4) nazwy pasowania.

Rodzaj pasowania wynika z warunków współpracy części. Jeżeli współdziałające części mają się względem siebie poruszać, wtedy oczywiście między nimi musi istnieć luz, czyli należy stosować pasowania luźne.

W przypadku, gdy połączenie ma przenosić duże siły lub momenty obrotowe poprzez tarcie między powierzchniami - konieczne jest zastosowanie pasowania ciasnego. Pasowania mieszane stosuje się w przypadku, gdy połączenie jest zabezpieczone dodatkowo przed obrotem (za pomocą klinów, wpustów, kołków itp.) oraz w przypadkach, gdy współdziałające części mają być względem siebie dokładnie scentrowane (środkowane). W pasowaniu mieszanym nigdy nie przewiduje się możliwości wykonywania ruchu.

Wybierając pasowanie, należy wziąć pod uwagę czynniki natury konstrukcyjno-montażowej i ekonomicznej. Często o przyjęciu układu pasowania decyduje kolejność składania części w zespół. Jeżeli w czasie montażu najpierw osiągane jest pasowanie spoczynkowe (rys. 3.15a), a po nim dopiero następuje pasowania luźne, to w takim przypadku lepiej przyjąć układ stałego wałka. Użycie układu stałego otworu wymagałoby stopniowania wałka, co oczywiście utrudnia wykonanie i podnosi koszty konstrukcji. Przy odwrotnej kolejności następowania pasowań (rys. 3.15b) odpowiedniejszy będzie układ stałego otworu, gdyż wtedy wystarczy zastosować tylko uskok szlifierski na wałku, który rozgraniczy wymiary o różnych tolerancjach.



Rys. 3.15. Przykłady zastosowania pasowań

Zastosowanie stałego wałka wymagałoby stopniowania jego średnicy. Układ stałego wałka będzie stosowany także w tych przypadkach, gdy można zastosować wałek ciągniony - wykonany w klasie dokładności IT9 bez dalszej obróbki.

Gdy nie występują czynniki preferujące zastosowanie stałego wałka, a szczególnie przy produkcji jednostkowej i małoseryjnej, stosuje się układ pasowań stałego otworu. Przewaga stałego otworu polega na tym, że zmniejsza się ilość kosztownych narzędzi do wykonania otworów - szczególnie rozwiertaków. Należy pamiętać, że każdy rodzaj otworu wykonywany jest innym narzędziem, od którego zależy wymiar obrabianej powierzchni.

Wybór klasy pasowania, czyli klas otworu i wałka, jest trudny. Należy kierować się tu ogólną dokładnością urządzenia oraz wymaganiami dotyczącymi dokładności jego pracy. Można powiedzieć, że:

- w klasach 6/5 i 7/6 wykonuje się najdokładniejsze części obrabiarek do metali, silników lotniczych, samochodowych itp.,
- w klasach 8/7 i 9/8 - części obrabiarek do drewna, mniej dokładnych obrabiarek do metali, silników wolnobieżnych, pomp, sprężarek, maszyn włókienniczych itp.,
- w klasach 10/10 i 11/11 części maszyn dźwigowych, rolniczych, parowozów, wagonów itp.

Należy zwrócić uwagę, że pasowania o dużych luzach przyjmuje się dla mniej dokładnych klas wykonania, zaś pasowania o mniejszych luzach lub wciskach wybiera się dla klas dokładniejszych.

Wybór konkretnego pasowania należy przeprowadzić w oparciu o wykaz pasowań normalnych, uwzględniając następujące podstawowe czynniki:

- możliwość zanieczyszczenia połączenia (szczególnie luźnego), należy wtedy przewidzieć większe luzy, aby uniknąć zatarcia,
- jakość smarowania - skąpe smarowanie powoduje wybranie większego luzu,
- temperatura pracy - przy pracy w stałej temperaturze luzy lub wciski mogą być mniejsze, przy dużych wahaniach temperatury powinny być większe
- zmienność obciążeń co do wielkości i kierunku - w połączeniach luźnych wpływa na wybór mniejszego luzu, zaś przy spoczynkowych na wybór większego wcisku (zabezpieczenie przed możliwością obrotu),

- długość powierzchni współpracujących - im jest większa, tym z uwagi na błędy kształtu należy stosować większe luzy (mniejsze wciski),

Często przy większych seriach wyrobów ustala się właściwe luzy lub wciski doświadczalnie, badając zachowanie w rzeczywistych warunkach pracy zespołów. Wyniki takich prób stanowią podstawę do skorygowania pasowań przyjętych wstępnie.

3.4. Odchyłki wymiarów bez tolerancji indywidualnych

Jak stwierdza się w normie PN-EN 22768–1:1999 : „W celu zapewnienia właściwych wymiarów i geometrii wszystkich elementów tolerowanie na rysunku powinno być kompletne, tzn. nic nie powinno być pozostawione domysłom albo do rozstrzygnięcia przez wykonawcę lub kontrolę techniczną."

Z drugiej strony, podawanie tolerancji za każdym wymiarem nominalnym obniżyłoby czytelność rysunku i sprawność przekazywania informacji. Dlatego też, dla wymiarów, które nie wymagają ze względów funkcjonalnych bądź ekonomicznych, ustalania indywidualnych tolerancji, zaleca się stosowanie tolerancji ogólnych.

Wartości tolerancji ogólnych zestawiono dla wymiarów liniowych i kątowych w normie PN-EN 22768-1 z podziałem na cztery klasy dokładności oznaczone literami:

f - dla klasy dokładnej
m - dla klasy średniodokładnej,
c - dla klasy zgrubnej i
v – dla klasy bardzo zgrubnej

W klasach tych toleruje się wymiary wewnętrzne i zewnętrzne, ścięcia, promienie oraz kąty, ale oznaczenia na rysunku umieszcza się nie przy wymiarach lecz nad tabelką stosując zapis:

PN-EN 22768 – m

gdzie litera po numerze normy oznacza wybraną klasę dokładności

4. TOLEROWANIE KSZTAŁTU, KIERUNKU, POŁOŻENIA I CHROPOWATOŚCI POWIERZCHNI

4.1. Tolerowanie kształtu

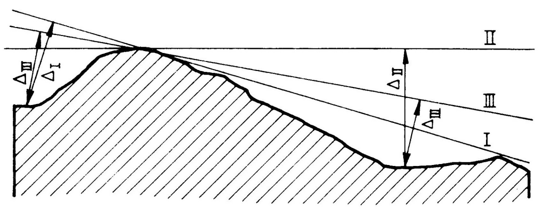
W poprzednich rozważaniach zakładano, że wielkość przedmiotu scharakteryzowana jest jedną wartością wymiaru i wartość ta jest stała we wszystkich punktach powierzchni. Jednakże z uwagi na nieuniknione błędy układu obróbkowego w praktyce nie udaje się osiągnąć idealnego kształtu geometrycznego poszczególnych powierzchni przedmiotu, i powierzchnia, która np. powinna być walcem, wykazuje większe lub mniejsze odchylenie od kształtu nominalnego. Odchylenia te noszą nazwę odchyłki kształtu, a ich wyrazem jest zmienność wartości wymiaru w poszczególnych punktach powierzchni.

Odchyłka kształtu jest miarą odchylenia zarysu rzeczywistego przedmiotu od jego kształtu nominalnego. W praktyce pomiarowej jest ona wyznaczana jako największa odległość między linią lub powierzchnią rzeczywistą, a linią lub powierzchnią odniesienia (przylegającą).

Dla praktycznego określenia odchyłki kształtu konieczne jest więc jednoznaczne określenie linii lub powierzchni odniesienia (przylegającej). Element odniesienia powinien spełniać następujące warunki:

- mieć idealny kształt geometryczny,
- stykać się z linią lub powierzchnią rzeczywistą na zewnątrz materiału,
- być tak usytuowany względem linii lub powierzchni rzeczywistej, aby zapewnić najmniejszą wartość odchyłki kształtu.

Błędy kształtu określane od tak zdefiniowanej powierzchni (linii) odniesienia zbliżone są do odległości występujących w czasie eksploatacji między rozpatrywaną powierzchnią a powierzchnią współdziałającą.



Rys. 4.1. Prosta odniesienia

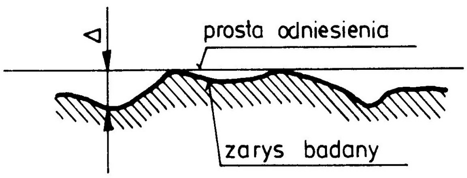
Z prostych spełniających dwa pierwsze warunki (rys. 4.1) - warunek trzeci spełnia prosta III, gdyż każda jej zmiana ustawienia (obrót) powoduje wzrost maksymalnej odległości między nią a rozpatrywanym zarysem, a więc jest elementem odniesienia.

Błędy kształtu, tak jak wymiary muszą mieć określoną tolerancję. W normie PN- EN ISO 1101:2006 tolerancja geometryczna zdefiniowana jest jako obszar, w którym powinna zawierać się powierzchnia lub linia rzeczywista przedmiotu. Obszar ten **(pole tolerancji)** może mieć postać walca lub okręgu; może być przestrzenią pomiędzy dwoma równoległymi prostymi bądź płaszczyznami, przestrzenią pomiędzy dwoma współosiowymi walcami, przestrzenią między dwoma współśrodkowymi okręgami. Kierunek tych linii lub powierzchni musi być taki, że największa odległość między dwiema liniami lub powierzchniami jest najmniejsza z możliwych

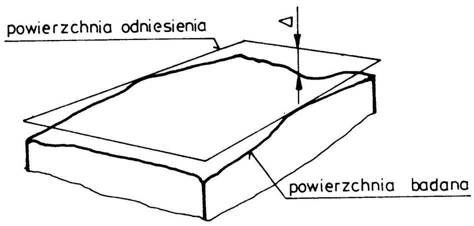
. Wartość tolerancji określa wtedy odpowiednio: średnicę okręgu lub walca; odległość pomiędzy równoległymi prostymi czy płaszczyznami, różnicę promieni walców i okręgów. Polskie Normy wyróżniają następujące tolerancje kształtu powierzchni, płaskich i walcowanych, które najczęściej występujących w praktyce:

- **prostoliniowość**,
- **płaskość**
- **okrągłość**,
- **walcowość**

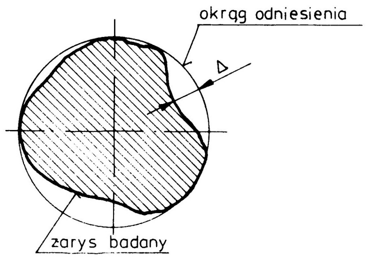
Na rys. od 4.2 do 4.5 pokazano sposób wyznaczania odchyłek kształtów.



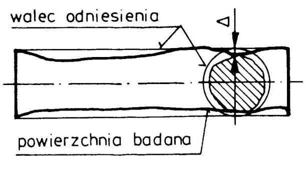
Rys. 4.2. Odchyłka prostoliniowości



Rys. 4.3. Odchyłka płaskości



Rys. 4.4. Odchyłka okrągłości



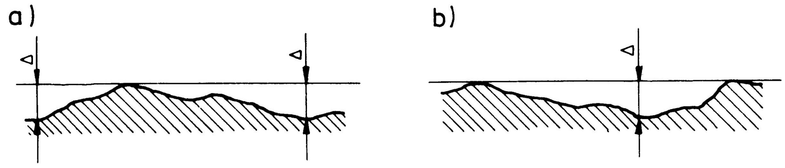
Rys. 4.5.Odchyłka walcowości

W praktyce dowolna konfiguracja zarysu (powierzchni) występuje rzadko i błąd kształtu większości z nich można sprowadzić do następujących odmian:

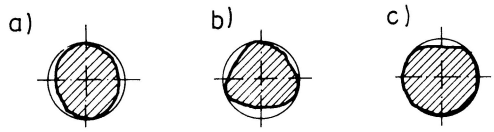
a) w przypadku prostoliniowości i płaskości do:
- wypukłości (rys. 4.6a),
- wklęsłości (rys. 4.6b),

b) w przypadku okrągłości do:
- owalności (rys. 4.7a),
- wielołukowości (rys. 4.7b - graniastości),
- spłaszczenia (rys. 4.7c),

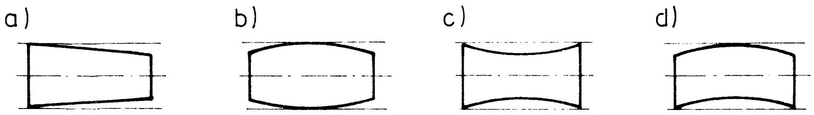
c) w przypadku walcowości do:
- stożkowości (rys. 4.8a),
- baryłkowości (rys. 4.8b),
- zwężkowości (siodłowości - rys. 4.8c),
- wygięcia (rys. 4.8d).



Rys. 4.6. Odmiany odchyłek prostoliniowości



Rys. 4.7. Odmiany odchyłek okrągłości



Rys. 4.8. Odmiany odchyłek walcowości

Spośród odmian odchyłek okrągłości i walcowości, przedstawionych na rys. 4.7 oraz 4.8, przez kontrolę średnic można wyznaczyć owalność, spłaszczenie, stożkowość, baryłkowość i zwężkowość, przy czym należy pamiętać, że odchyłka kształtu w tych przypadkach - z wyjątkiem spłaszczenia - równa się połowie różnicy średnic. Pozostałych dwóch odmian błędów: wielołukowości i wygięcia, z uwagi na stałość średnic w poszczególnych kierunkach jak i przekrojach, nie można ustalić przez pomiar średnic i wymagają one pomiaru innymi metodami, np. przez pomiar promieni, pomiar przedmiotu w pryzmie, pomiar prostoliniowości tworzącej.

4.2. Tolerowanie kierunku i położenia

Dla prawidłowego współdziałania części w zespole konieczny jest nie tylko prawidłowy kształt poszczególnych powierzchni, ale także ich prawidłowe rozmieszczenie. Odchylenia od prawidłowego rozmieszczenia zwane są błędami kierunku bądź położenia i są tolerowane. Przy rozpatrywaniu błędów kierunku i położenia nie uwzględnia się błędów kształtu, lecz powierzchnie rzeczywiste zastępuje się powierzchniami odniesienia (przylegającymi).

Odchyłka kierunku (położenia) jest to odchylenie rozpatrywanej powierzchni, osi lub płaszczyzny symetrii od nominalnego kierunku (położenia) względem **bazy**. Bazami nazywamy teoretycznie idealne elementy geometryczne (proste, płaszczyzny, osie itp.) do których odnosi się elementy tolerowane. Kierunek i położenie mogą być tolerowane względem jednej bazy bądź względem układu baz. Bazy mogą być stałe lub tymczasowe

Błędy kierunku i położenia określają wzajemne położenie elementów (powierzchni, krawędzi itp.) a więc nie można ich wyznaczyć bez znajomości tych elementów. Stanowi to podstawową różnicę w stosunku do błędów kształtu.

Tolerowanie kierunku obejmuje:

tolerancję równoległości , w tym:

- tolerancję równoległości prostej względem prostej,
- tolerancję równoległości prostej względem płaszczyzny,
- tolerancję równoległości prostej względem układu prostej i płaszczyzny,
- tolerancje równoległości prostej względem układu dwóch płaszczyzn
- tolerancję równoległości płaszczyzny względem prostej
- tolerancje równoległości płaszczyzny względem płaszczyzny

tolerancję prostopadłości, w tym:

- tolerancję prostopadłości prostej względem prostej,
- tolerancję prostopadłości prostej względem płaszczyzny,
- tolerancję prostopadłości prostej względem układu dwóch płaszczyzn,
- tolerancję prostopadłości płaszczyzny względem prostej,
- tolerancję prostopadłości płaszczyzny względem płaszczyzny,

tolerancję nachylenia, w tym:

- tolerancję nachylenia prostej do prostej,
- tolerancję nachylenia prostej względem płaszczyzny,
- tolerancję nachylenia prostej względem układu dwóch płaszczyzn

Tolerowanie położenia obejmuje:

tolerancję współśrodkowości i współosiowości, w tym:

- tolerancję współśrodkowości punktu względem punktu,
- tolerancję współosiowości prostej względem prostej.

tolerancję pozycji punktu, w tym:

- tolerancję pozycji punktu,
- tolerancję pozycji prostej,
- tolerancję pozycji płaszczyzny lub płaszczyzny symetrii

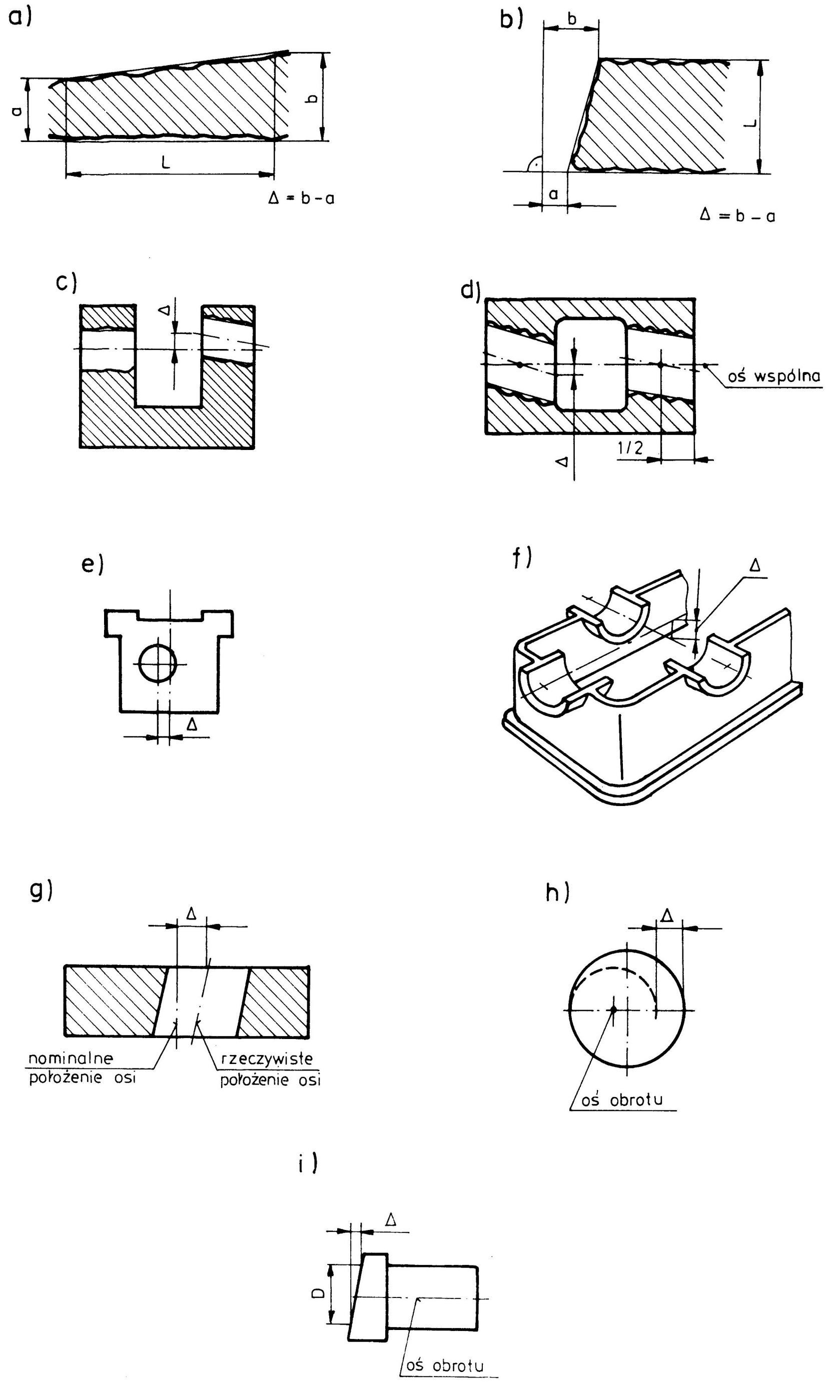
tolerancję symetrii

Pola tolerancji kierunku i położenia mogą mieć postać walca, prostopadłościanu lub kuli albo mogą być ograniczone przez dwie równoległe płaszczyzny, w zależności od wystąpienia jednej z wymienionych, sytuacji. -

Wartości tolerancji kształtu, kierunku i położenia określa konstruktor i podaje na rysunku . Tolerancje kształtu podaje się w dwupolowych ramkach (rys. 4.10). W pierwszym polu umieszcza się symbol tolerowanego błędu, zaś w drugim - wartość tolerancji. Wykaz wybranych symboli tolerancji kształtu, kierunku i położenia podany jest w tabeli 4.1. Wartości tolerancji podawane są w milimetrach, z zaznaczeniem na jakim odcinku obowiązują (np. 0,02/100), bądź też bez zaznaczenia odcinka - wówczas odnoszą się do całej powierzchni.

Zasada podawania tolerancji kierunku i położenia jest podobna, konieczna jest jednak informacja, względem jakiej powierzchni określona jest tolerancja. Polskie Normy przewidują w tym wypadku połączenie obu rozpatrywanych powierzchni z ramką (rys. 4.12a), a gdyby powodowało to zmniejszenie czytelności rysunku, można drugi element oznaczyć dużą literą i tę samą literę umieścić w trzecim polu ramki (rys. 4.12b). Do oznaczenia bazy stosuje się w miejsce grota strzałki - trójkąt. Kiedy odniesieniem jest układ baz – oznacza się je kolejnymi dużymi literami i umieszcza w kolejnych polach ramki.

Oprócz tolerancji kształtu, kierunku i położenia do tolerancji geometrycznych zaliczamy tolerancje bicia. Są to tolerancje złożone zawierające odchyłki kształtu, kierunku i położenia. Bez względu na rodzaj bicia (promieniowe, osiowe, całkowite) jego tolerancja jest specyfikowana względem osi obrotu, tak więc niezbędne jest jej wskazanie.
Na rys. 4.9 przedstawiono przykładowe odchyłki kierunku (4.9 a, 4.9 b), współosiowości (4.9c, 4.9d. 4.9g), pozycji (4.9e, 4.9f) i bicia (4.9h, 4.9i)

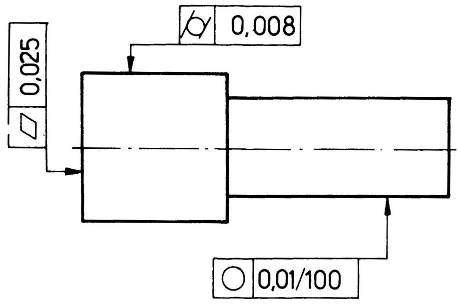


Rys. 4.9. Przykłady odchyłek kierunku, położenia i bicia

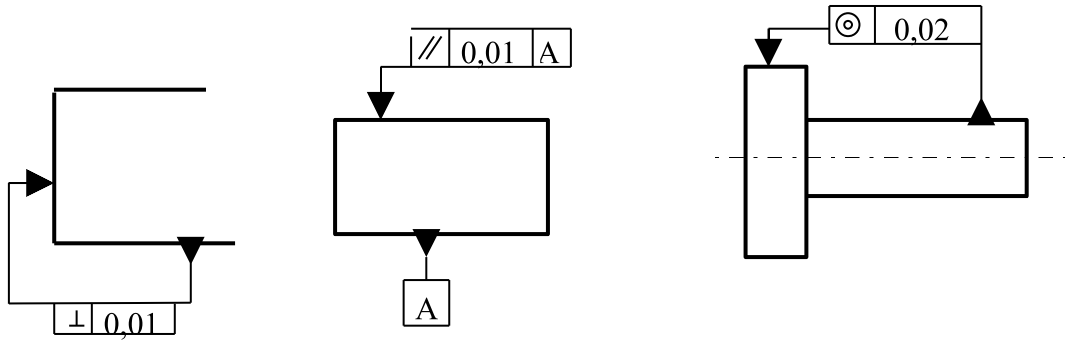
Tabela 4.1.

Oznaczenia wybranych tolerancji geometrycznych (wg PN-EN ISO 1101:2006)

Grupa tolerancji	**Rodzaj tolerancji**	**Symbol**
Tolerancje kształtu	Tolerancja prostoliniowości	⏤
	Tolerancja płaskości	⏥
	Tolerancja okrągłości	○
	Tolerancja walcowości	⌭
Tolerancje kierunku	Tolerancja równoległości	∥
	Tolerancja prostopadłości	⊥
	Tolerancja nachylenia	∠
Tolerancje położenia	Tolerancja współosiowości	◎
	Tolerancja symetrii	⌯
	Tolerancja pozycji	⌖
Tolerancje bicia	Tolerancja bicia promieniowego Tolerancja bicia osiowego	↗
	Tolerancja bicia promieniowego całkowitego Tolerancja bicia osiowego całkowitego	⌰



Rys. 4.10. Sposób oznaczania błędów kształtu



a) b) c)

Rys. 4.11 Oznaczanie błędów kierunku i położenia

W przypadku, gdy na rysunku nie są podane indywidualne tolerancje kształtu i położenia elementów przedmiotu, stosuje się (podobnie jak w odniesieniu do tolerancji wymiaru) tolerancje ogólne, zapisywane jednym symbolem, łącznie z tolerancją wymiaru. Dla tolerancji kształtu norma przewiduje trzy klasy tolerancji, oznaczone dużymi literami: H, K, L.
Na rysunku oznacza się je w tym samym zapisie co tolerancje ogólne wymiarów, np.

PN-EN 22768 - mH .

4.3. Chropowatość powierzchni

Oprócz błędów wymiaru, kształtu i położenia - na współdziałanie części, a szczególnie na ich trwałość wpływa chropowatość powierzchni.

Chropowatość powierzchni jest to zbiór nierówności na powierzchniach części maszynowych, o małych odstępach między wierzchołkami. Nierówności te powstają w procesie obróbkowym, jako ślady narzędzia. Chropowatość powierzchni obrobionej zależy od metody i schematu kinematycznego obróbki oraz od kształtu roboczej części narzędzia.

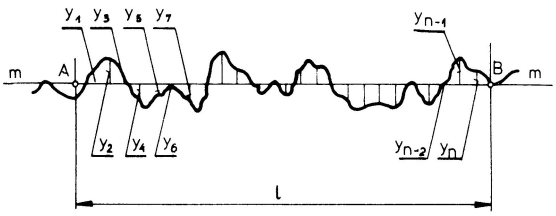
Z uwagi na to, że poszczególne nierówności nie są identyczne, lecz różnią się kształtem, wysokością i odległością, charakteryzować je można tylko za pomocą parametrów statystycznych.

W praktyce najczęściej wykorzystuje się dwa parametry chropowatości, a mianowicie:

R_a - średnie arytmetyczne odchylenie zarysu od linii średniej,

R_z - największa wysokość profilu chropowatości.

Średnie arytmetyczne odchylenie profilu chropowatości R_a (rys. 4.13) jest to średnia wartość odległości $y_1, y_2, ..., y_n$ punktów zarysu zaobserwowanego przedmiotu od linii średniej m na długości l odcinka elementarnego.



Rys. 4.12. Definicja parametru R_a.

Odchylenia od linii średniej sumują się bez względu na ich znak algebraiczny:

$$R_a = \frac{1}{l}\int_A^B |y| dx \approx \frac{1}{n}\sum_{n=1}^{n} y_i ,$$

gdzie: n - liczba określająca ilość uwzględnianych odległości.

Linia średnia m zarysu chropowatości - to linia mająca kierunek zgodny z ogólnym kierunkiem zarysu w granicach odcinka elementarnego l oraz dzieląca zarys tak, że w granicach tego odcinka elementarnego suma kwadratów odległości zarysu od linii średniej osiąga minimum.

Odcinek elementarny l - znormalizowana długość fragmentu powierzchni, umożliwiająca określenie chropowatości bez uwzględnienia wpływu innych rodzajów nierówności (falistości, błędów kształtu).

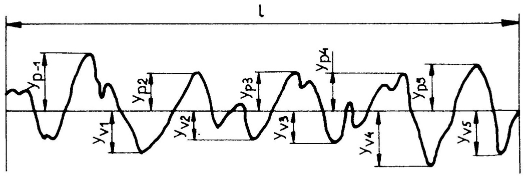
Odcinki elementarne wg PN: 0,08; 0,25; 0,8; 2,5; 8; 25 mm.

Największa wysokość profilu chropowatości R_z jest sumą wysokości najwyższego wzniesienia profilu powyżej linii średniej R_p i głębokości najniższego wgłębienia profilu poniżej linii średniej R_v wewnątrz odcinka elementarnego. Wartość tego parametru jest obliczana osobno dla każdego z n odcinków elementarnych i uśredniana dla całej długości pomiarowej.

$$R_z = \frac{\sum_{i=1}^{n} (R_{pi} + |R_{vi}|)}{n}$$

Jako, że znormalizowany odcinek pomiarowy L składa się z pięciu odcinków elementarnych, często oblicza się parametr R_z wg wzoru:

$$R_z = \frac{\sum_{i=1}^{5} |y_{pi}| + \sum_{i=1}^{5} |y_{vi}|}{5} .$$



Rys. 4.13. Interpretacja parametru R_z dla n=5

R_z jako średnia uwzględniająca tylko własności ekstremalne jest większa ok. 4 – 5 razy od R_a uwzględniającej wszystkie punkty zarysu. Wartości parametrów służą zamiennie do oceny i klasyfikacji chropowatości rozpatrywanych powierzchni. Polskie Normy podają zalecane wartości graniczne parametrów R_a i R_z, które w niniejszym skrypcie podano w tabeli 4.2. i 4.3

Tabela 4.2

Wartości parametru R_a wg PN-87 / M 04251

Średnie arytmetyczne odchylenie profilu chropowatości *R_a* µm					
0,008	0,063	0,50	4,0	32	250
0,010	0,080	0,63	5,0	40	**400**
0,012	**0,100**	**0,80**	**6,3**	**50**	
0,016	0,125	1,0	8,0	63	
0,020	0,160	1,25	10,0	80	
0,025	**0,20**	**1,60**	**12,5**	**100**	
0,032	0,25	2,0	16	125	
0,040	0,32	2,5	20	160	
0,050	**0,40**	**3,2**	**25**	**200**	
Wartości wytłuszczone są zalecane					

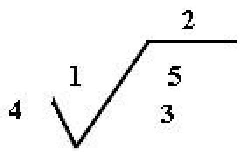
Tabela 4.3

Wartości parametru R_z wg PN-87 / M 04251

Wysokość chropowatości wg 10 punktów *R_z*					
0,025	0,125	1,25	**12,5**	125	1250
0,032	0,160	**1,60**	16,0	160	**1600**
0,040	**0,20**	2,0	20	**200**	
0,050	0,25	2,5	**25**	250	
0,063	0,32	**3,2**	32	320	
0,080	**0,40**	4,0	40	**400**	
0,100	0,50	5,0	**50**	500	
	0,63	**6,3**	*63*	630	
	0,80	8,0	80	**800**	
	1,00	10,0	**100**	1000	
Wartości wytłuszczone są zalecane.					

Chropowatość powierzchni, podobnie jak wartość dopuszczalną omówionych już błędów wymiaru, kształtu i położenia ustala konstruktor i podaje na rysunku.

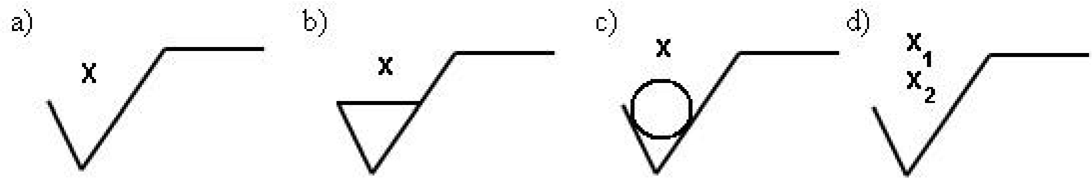
Norma PN-ISO 1302:1996 określa symbol chropowatości (rys. 4.14) oraz zasadę tolerowania. Przy symbolu chropowatości podaje się największą dopuszczalną wartość parametru chropowatości. Podstawowym parametrem chropowatości wg normy jest R_a.



Rys. 4.14. Oznaczenie chropowatości

gdzie: 1 – wartość (wartości) chropowatości poprzedzone symbolem parametru (w µm)
2 – metoda wykonania lub inne wymagania dotyczące procesu technologicznego
3 - kierunkowość struktury geometrycznej
4 – naddatek na obróbkę
5 – odcinek elementarny w mm

Dodatkowo norma przewiduje oznaczenie sposobu uzyskania struktury geometrycznej powierzchni oraz możliwość dwustronnego ograniczenia parametru chropowatości (rys. 4.15)



Rys. 4.15 Informacje podawane przy ograniczeniu chropowatości

a) – struktura geometryczna powierzchni może być uzyskana za pomocą jakiejkolwiek metody obróbki
b) – struktura geometryczna powierzchni musi być uzyskana przez obróbkę skrawaniem
c) – struktura geometryczna powierzchni powinna być uzyskana za pomocą procesu innego niż usunięcie materiału
d) – ograniczenie górnej i dolnej granicy parametru chropowatości, przy czym $x_1 > x_2$

5. TOLEROWANIE STOŻKÓW I KĄTÓW

5.1. Tolerowanie kątów

Układ tolerancji kątów dotyczy zarówno tolerowania kątów, elementów pryzmowych, jak i stożków. Pole tolerancji kąta określa się względem kąta nominalnego przez podanie kątów lub odchyłek granicznych. Tak określony dopuszczalny zakres zmienności kąta nosi nazwę tolerancji kąta. Wartość tolerancji (AT) kąta może być wyrażona (rys. 5.1 a):

a) w jednostkach kątowych (stopnie, minuty, sekundy kątowe, µrad) - AT_α, np. $30^\circ \pm 15'$,

b) długością odcinka AT_h prostej prostopadłej do ramienia kąta, przy czym odcinek ten leży naprzeciw kąta AT_α, w odległości równej nominalnej długości (L_1) krótszego ramienia kąta

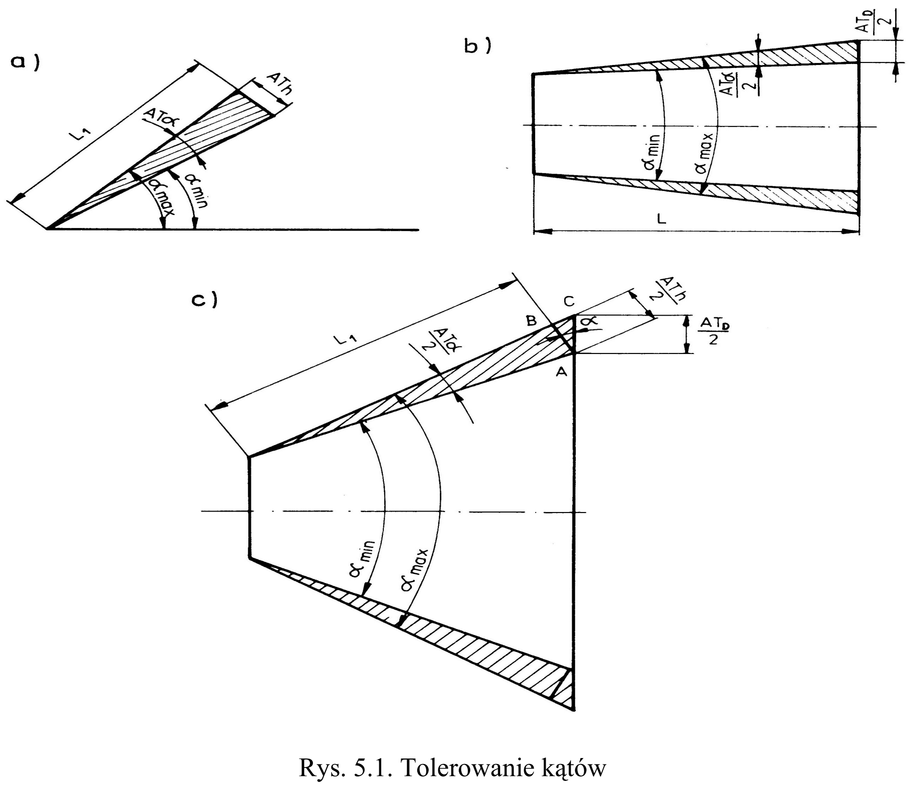
$$AT_h = AT \cdot L_1 \cdot 10^{-3}$$

Na rysunku można to zapisać, podając sposób wyrażenia tolerancji i klas, dokładności, z której została wybrana, np. $30_{0}^{+AT_h 7}$.

Dla stożków sposób podawania tolerancji zależy od ich zbieżności. Zbieżność stożka jest to stosunek różnicy średnic w dwu przekrojach porzecznych stożka do odległości między nimi

$$C = \frac{D - d}{L} = 2\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}.$$

Dla stożków o mniejszych kątach, czyli zbieżności C < 1 : 3, tolerancję określa się jako różnicę średnic AT_D stożka, wynikającą z kątów granicznych stożka - odniesioną do długości nominalnej L stożka (rys. 5.1b)



Rys. 5.1. Tolerowanie kątów

$$AT_D = AT_\alpha L \cdot 10^{-3}.$$

Na rysunku można to zapisać podobnie jak dla kąta, np. $6 \pm \dfrac{AT_D 8}{2}$

W przypadku stożków o zbieżności C > 1 : 3 (rys. 5.1c)

$$\frac{ATh}{2} = \frac{AT_\alpha}{2} L \cdot 10^{-3}.$$

Z trójkąta ABC wynika:

$$\frac{AT_D}{2} = \frac{AT_h}{2} \cdot \frac{1}{\cos\frac{\alpha}{2}},$$

$$AT_D = \frac{AT_h}{\cos\frac{\alpha}{2}},$$

$$AT_D = \frac{AT_\alpha L_1 \cdot 10^{-3}}{\cos\frac{\alpha}{2}}$$

Znormalizowany układ tolerancji obejmuje kąty o długości krótszego ramienia od 0 do 2500 mm, podzielone na 13 przedziałów, oraz ustala 17 klas dokładności oznaczonych symbolami cyfrowymi od l do 17 - w kierunku malejącej dokładności. Wartości tolerancji AT_h i AT_D podawane są w mikrometrach (µm), AT_α w mikroradianach, a L i L_1 w mm.

Dla wartości tolerancji AT_α norma podaje także wartości AT'_α które mają wartości zaokrąglone, do stosowania na rysunkach. Przykładowe wartości tolerancji kątów w 6 klasie dokładności przedstawiono w tab. 5.1.

Tabela 5.1

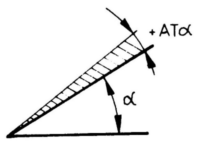
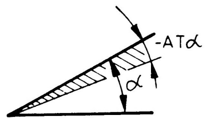
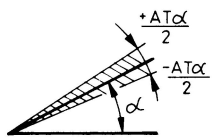
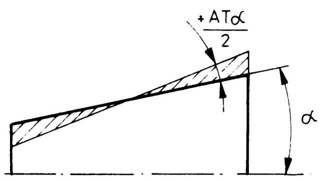
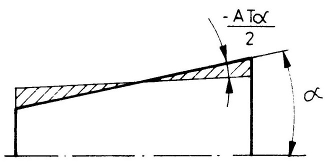
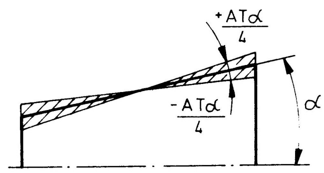
Znormalizowane wartości tolerancji kątów w klasie 6
wg normy PN-77/M-02136

Długości nominalne L i L_1		**Symbol i jednostka miary**			
ponad	**do**	**AT_α**		**AT'_α**	**AT_h, AT_D**
mm		**µrad**	**Minuty, sekundy kątowe**		**µm**
-	10	500	1’43’’	1’40’’	5
10	16	400	1’22’’	1’20’’	4......6,3
16	25	315	1’05’’	1’	5......8
25	40	250	52’’	50’’	6,3...10
40	63	200	41’’	40’’	8......12,5
63	100	160	33’’	32’’	10.....16
100	160	125	26’’	26’’	12,5...20
160	250	100	21’’	20’’	16..... 25
250	400	80	16’’	16’’	20......32
400	630	63	13’’	12’’	25......40
630	1000	50	10’’	10’’	32......50
1000	1600	40	8’’	8’’	40......63
1600	2500	31,5	6’’	6’’	50......80

Położenie pól tolerancji kątów, elementów pryzmowych i stożków przedstawione jest w tabl. 5.2, przy czym najczęściej stosuje się tolerowanie symetryczne. W uzasadnionych przypadkach dopuszcza się odchyłki dwustronne niesymetryczne.

Tabela 5.2

Położenie pól tolerancji względem kąta nominalnego wg PN-77/M-02136

Rodzaj położenia pola tolerancji	Asymetryczne z dolną odchyłką równą zero	Asymetryczne z górną odchyłką równą zero	Symetryczne
Kąt elementu pryzmowego			
Kąt stożka			

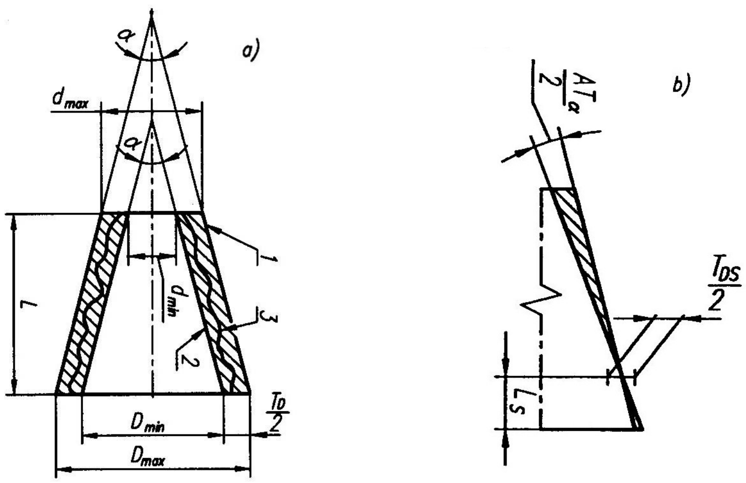
Uwaga: w uzasadnionych przypadkach dopuszcza się odchyłki dwustronne niesymetryczne

5.2. Tolerowanie stożków

Przy tolerowaniu stożków stosowane są dwie metody. W metodzie pierwszej, przewidzianej przede wszystkim dla stożków tworzących pasowania i zwanej metodą kąta nominalnego, toleruje się stożek przez podanie tolerancji średnicy -T_D - w każdej płaszczyźnie. Jest to tolerowanie analogiczne do tolerowania wałków i otworów; podaje się wielkość i położenie pola tolerancji. Wszystkie błędy (wymiaru i kształtu) stożka muszą się mieścić w polu tolerancji ograniczonym stożkami granicznymi wynikającymi z przyjętej tolerancji średnicy (rys 5.2 a).

W przypadkach uzasadnionych, gdy wymagana jest tolerancja kąta (lub kształtu) mniejsza niż wynikająca z tolerancji średnicy, kąt (lub kształt) toleruje się dodatkowo.

Druga metoda tolerowania nazywana jest metodą kata tolerowanego i zakłada odrębne tolerowanie średnicy, kąta i kształtu stożka (rys. 5.2 b).



Rys. 5.2 Tolerowanie stożków a) idea metody kąta nominalnego b) idea metody kąta tolerowanego

6. TOLEROWANIE GWINTÓW METRYCZNYCH

6.1. Wielkości tolerowane i wartości tolerancji

Gwint powstaje w wyniku przesuwania się narzędzia określonego kształtu ruchem śrubowym po powierzchni walca (gwinty walcowe) bądź stożka (gwinty stożkowe). Gwinty zewnętrzne utworzone są na powierzchni zewnętrznej i nazywa się je gwintami śruby, gwinty wewnętrzne utworzone są na powierzchni wewnętrznej i nazywane są gwintami nakrętki. W zależności od kierunku ruchu narzędzia wyróżniamy gwinty prawo lub lewozwojne

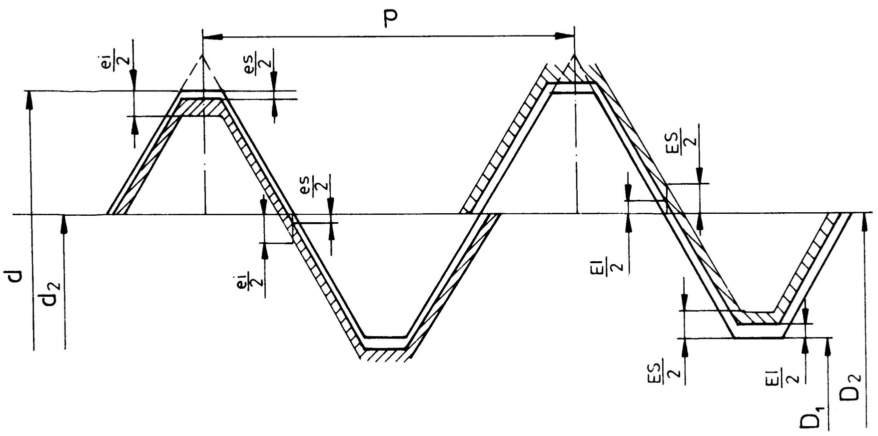
Aby określić postać nominalną gwintu walcowego należy podać wartości:

1. Średnicy zewnętrznej (d. D) – średnicy walca opisanego na wierzchołkach występów gwintu zewnętrznego lub dnach bruzd gwintu wewnętrznego
2. Średnicy wewnętrznej(d_1, D_1) – średnicy walca wpisanego w dna bruzd gwintu zewnętrznego lub wierzchołki występów gwintu wewnętrznego
3. Średnicy podziałowej(d_2, D_2) – średnicy walca przecinającego zarys w ten sposób, że szerokość bruzdy równa się szerokości występu
4. Podziałki (P) – odległości osiowej między odpowiadającymi sobie punktami na jednoimiennych bokach gwintu
5. Skoku (P_h) – wielkości osiowej przesunięcia punktu przy obrocie gwintu o 360^0. Termin skok gwintu odnosi się w zasadzie do gwintów wielokrotnych. W przypadku gwintów jednokrotnych skok równy jest podziałce gwintu gdyż P_h = nP., gdzie n oznacza krotność gwintu.

Wielkościami tolerowanymi w połączeniach gwintowych są (rys. 6.1):

- średnica zewnętrzna (d) gwintu zewnętrznego,
- średnica wewnętrzna (D_1) gwintu wewnętrznego,
- średnica podziałowa (d_2) gwintu zewnętrznego,
- średnica podziałowa (D_2) gwintu wewnętrznego.

Średnic D i d_1 nie toleruje się, należy jedynie za pomocą odchyłek granicznych zabezpieczyć się przed za dużą średnicą d_1 i za małą średnicą D.



Rys. 6.1. Wielkości tolerowane w gwintach

Wartość tolerancji tych wielkości uzależniona jest od:

- średnicy znamionowej gwintu (średnicy określającej wielkość gwintu, w zasadzie równej średnicy zewnętrznej)
- podziałki gwintu,

- szeregu tolerancji.

Norma PN-ISO 965-1:2001 przewiduje szeregi tolerancji oznaczone cyframi od 3 do 9, przy czym ze wzrostem numeru szeregu tolerancja rośnie. Do tolerowania średnic wewnętrznej i podziałowej gwintu wewnętrznego wykorzystuje się szeregi 4 – 8, średnicy zewnętrznej gwintu zewnętrznego szeregi 4, 6 oraz 8, średnicy podziałowej gwintu zewnętrznego szeregi 3 – 9.

Norma ISO 261: 1998 zaleca do stosowania w budowie maszyn gwinty o wybranej średnicy znamionowej i podziałce zwykłej (gwinty normalne) (tab. 6.1)

Tabela 6.1.

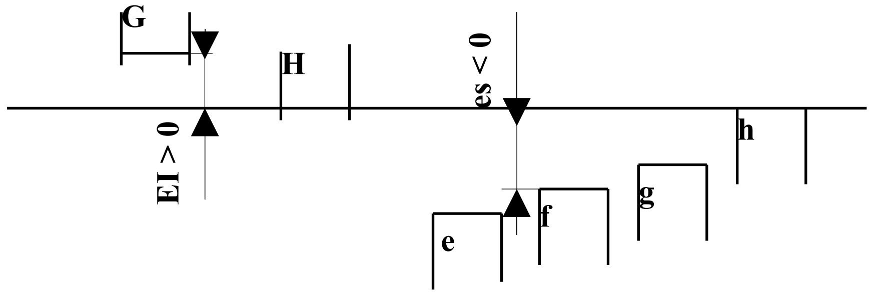
Wartości normalnych podziałek gwintów w mm
wg PN – ISO 261:1998

D, d	1	2	4	5	6	8	10	12	16	20	24	30	36	42	48
P	0,25	0,4	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5

6.2. Położenie tolerancji

Układ przewiduje (rys. 6.2):

- dwa położenia tolerancji dla gwintów wewnętrznych, oznaczone literami G, H,
- cztery położenia tolerancji dla gwintów zewnętrznych, oznaczonych literami e, f, g, h.



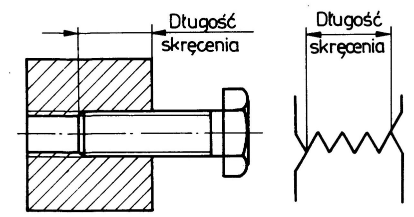
Rys. 6.2. Tolerowanie gwintów

Odchyłkami podstawowymi dla gwintów wewnętrznych jest odchyłka dolna EI, zaś dla gwintów zewnętrznych - odchyłka górna es. Wartości liczbowe odchyłek podstawowych zależą od podziałki gwintu

6.3. Długość skręcenia

Wielkością wpływającą na współdziałanie połączenia gwintowego, a tym samym na wybór tolerancji, jest długość skręcenia.

Długość skręcenia jest to odcinek, na którym następuje skojarzenie gwintu zewnętrznego i wewnętrznego, określony równolegle do osi gwintu (rys. 6.3).



Rys. 6.3. Długość skręcenia gwintu

Rozróżnia się trzy przedziały długości, odpowiadające długościom skręcenia:

- małej - S,
- średniej - N,
- dłużej - L.

Wartości liczbowe, odpowiadające tym przedziałom długości skręcenia, podane są w PN i zależą od średnicy znamionowej gwintu oraz od podziałki gwintu.

6.4. Oznaczanie tolerancji gwintu

Oznaczenie tolerancji gwintu może zawierać:
a) symbol literowy M, oznaczający gwint metryczny,
b) wartość średnicy znamionowej i, po znaku x, wartość liczbową podziałki,
c) symbol P_h i wartość skoku oraz symbol P i wartość podziałki (tylko przy gwintach wielokrotnych),
d) oddzielony myślnikiem numer szeregu i symbol położenia tolerancji średnicy podziałowej,
e) numer szeregu i symbol położenia tolerancji średnicy zewnętrznej (dla śrub) lub wewnętrznej (dla nakrętek); ten zapis stosuje się tylko w przypadku, jeżeli są one różne od pola tolerancji średnicy podziałowej,
f) oddzieloną myślnikiem długość skręcenia L lub S (tylko w przypadku, gdy nie jest ona średnia).
g) symbol LH (tylko w przypadku gwintu lewego),

Pełne oznaczenie gwintu ma więc postać

M16xPh6P2-7H8G-L-LH

co należy odczytać jako:

- gwint metryczny, wewnętrzny, o średnicy znamionowej 16 mm, skoku 6 mm i podziałce 2 (trzykrotny), lewozwojny,
- tolerowanie: średnica podziałowa D_2 w siódmym szeregu dokładności, przy położeniu tolerancji H; średnica wewnętrzna D_1 w ósmym szeregu dokładności, przy położeniu tolerancji G.
  Średnica podziałowa ma tolerancję T_{D2}= 0,265 EI = 0, ES = 0,265.
  Średnica wewnętrzna ma tolerancję T_{D1} = 0,600 i odchyłki EI = 0,038, ES = 0,638:
- dużą (L) długość skręcenia .
  Najkrótszy zapis tolerowania gwintu może mieć postać

M12 - 6g

oznacza to, że śruba ma średnicę znamionową 12 mm, normalną podziałkę (P= 1,75), jest jednokrotna, prawoskrętna, o normalnej długości skręcenia, a obie średnice: podziałowa i zewnętrzna są tolerowane w szóstym szeregu dokładności przy położeniu tolerancji g.

Połączenie gwintowe (ponieważ oba gwinty mogą różnić się tylko tolerancjami) zapisuje się podobnie jak pasowania gładkich otworów i wałków, stosując skośną kreskę, np.

M20x 2-6H/5h6g,

co oznacza, że jest to skojarzenie o wymiarze znamionowym 20, podziałce P = 2, średniej długości skręcenia; otwór ma obie średnice tolerowane 6H, zaś wałek - podziałową 5h i zewnętrzną 6g.

6.5. Wybór tolerancji

Norma PN- ISO 965 –1:2001 przewiduje trzy klasy dokładności gwintów:

- klasę dokładną (gwinty o zwiększonej dokładności),
- klasę średnio dokładną (gwinty ogólnego przeznaczenia),
- klasę zgrubną (gwinty o obniżonej dokładności, np. w nieprzelotowych otworach, walcowane na gorąco).

Zalecane szeregi i położenia pól tolerancji dla gwintów zewnętrznych i wewnętrznych podane są w tabl. 6.2 i 6.3

Tabela 6.2

Zalecane szeregi tolerancji i położenie pól tolerancji dla gwintów wewnętrznych wg PN-ISO 965 – 1:2001

Klasa gwintu	Długość skręcenia		
	S	**N**	**L**
Dokładna	4H	5H	6H
Średniodokładna	(5G) **5H**	**6G** $\boxed{\textbf{6H}}$	(7G) **7H**
Zgrubna	-	(7G) 7H	(8G) 8H

Uwagi: Pola tolerancji podane w ramkach stosuje się powszechnie w częściach złącznych, podane grubym drukiem przeznaczone są do stosowania w pierwszej kolejności, drukiem zwykłym -w drugiej kolejności,- w nawiasie - w trzeciej kolejności.

Tabela 6.3

Zalecane szeregi tolerancji i położenie pól tolerancji dla gwintów zewnętrznych wg PN-ISO 965 – 1:2001

Klasa gwintu	Długość skręcenia		
	S	**N**	**L**
Dokładna	(3h4h)	(4g), **4h**	(5g4g), (5h4h)

Średniodokładna	(5g6g), (5h6h)	**6e, 6f** , 6h $\boxed{\textbf{6g}}$	(7e5e),(7g6g),(7h6h)
Zgrubna	-	(8e),8g,	(9e8e),(9g8g)

Uwagi: Pola tolerancji podane w ramkach stosuje się powszechnie w częściach złącznych, podane grubym drukiem przeznaczone są do stosowania w pierwszej kolejności, drukiem zwykłym -w drugiej kolejności,- w nawiasie - w trzeciej kolejności.

Inne szeregi i położenia tolerancji można stosować tylko w specjalnie uzasadnionych przypadkach, przy zachowaniu warunku:

$$T_{D2} \leq T_{D1} \quad \text{względnie } T_{d2} \leq T_d .$$

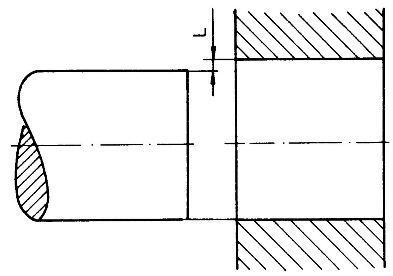
Przy budowie pasowań można kojarzyć każdy zalecany gwint zewnętrzny z każdym zalecanym gwintem wewnętrznym, ale zalecane są pasowania H/h, H/g, oraz G/h.

Oprócz gwintów ogólnego przeznaczenia, przedstawionych w niniejszym skrypcie, stosowane są gwinty specjalne, dla których zasady tolerowania oraz doboru ujęto w odrębnych normach.

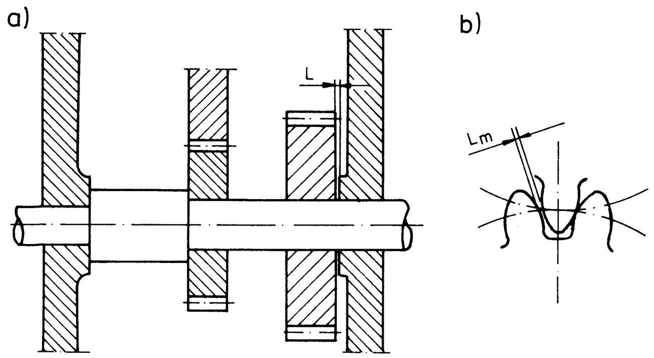
7. TOLEROWANIE WYMIARÓW SKŁADOWYCH

7.1. Uwagi ogólne

Tolerowanie wymiarów nabiera szczególnego sensu i znaczenia w przypadku wymiarów określających współdziałanie części w zespole. Najprostszym przykładem jest współdziałanie wałka i otworu określone przez ich średnice (rys. 7.1). Innym przykładem może być współ-działanie elementów w skrzynce przekładniowej, określone długościami poszczególnych elementów i odległościami osi (rys. 7.2). Wymiar warunkujący prawidłowe współdziałanie części w zespole, np. luz L w złożeniu wałka z otworem (rys. 7.1), luz L między kołem zębatym a ścianką korpusu (rys. 7.2a), luz międzyzębny L_m w przekładni zębatej (rys. 7.2b), nosi nazwę **wskaźnika zamienności**. Tolerancje i odchyłki wymiarów wpływających na wartość wskaźnika zamienności powinny być tak dobrane, aby zespół ten działał prawidłowo, czyli wskaźnik nie przekraczał dopuszczalnych granic. Wtedy części te cechują się zamiennością.



Rys. 7.1. Luz połączenia wałka i otworu



Rys. 7.2. Przykłady luzów

Wskaźnikami zamienności, warunkującymi współdziałanie części w zespołach są najczęściej wymiary wynikowe. Konstruktor chcąc zapewnić działanie zespołu musi przede wszystkim określić granice zmienności wskaźnika zamienności, ustalając następnie tolerancje wymiarów składowych w taki sposób, aby zapewnić utrzymanie wskaźnika w założonych granicach. Jest to więc operacja odwrotna w stosunku do omawianej w rozdz. 2: wyznaczania wymiaru wypadkowego na podstawie znajomości wymiarów składowych. Problem ten najczęściej ma nieskończenie wiele rozwiązań, gdyż istnieje jedno równanie wiążące wymiary: wynikowy i składowe, a niewiadomych, czyli tolerancji wymiarów składowych jest tyle ile tych wymiarów. Stąd rozwiązanie tego problemu wymaga przyjęcia dodatkowych założeń.

Założenia te powinny umożliwiać utrzymanie rozwiązania w warunkach zamienności całkowitej i częściowej, oraz powinny uwzględniać:

- wartość poszczególnych wymiarów składowych,
- stopień wpływu poszczególnych wymiarów składowych na wymiar wynikowy.
- stopień trudności w wykonaniu poszczególnych wymiarów składowych.

W zależności od przyjmowanych założeń rozróżnia się kilka metod określania tolerancji wymiarów składowych, z których podstawowe omówione będą w tym rozdziale.

Zamiennymi nazywamy takie części, które można złożyć z dowolnymi, lecz wykonanymi wg założonych wymiarów, częściami danego zespołu. Uzyskany w ten sposób zespół powinien działać prawidłowo bez dodatkowych czynności, jak dopasowywanie, dobieranie części, dodatkowa obróbka itp.

Przykładami części zamiennych mogą być: śruby, nakrętki, igły do maszyn do szycia, wiertła, tłoki itp. Zamiennymi mogą być nie tylko części, lecz także całe zespoły jak łożyska toczne, silniki elektryczne, pompy paliwowe, sprzęgła, tranzystory itp.

Osiągnięcie pełnej zamienności części i zespołów, tak ułatwiające montaż i naprawę maszyn, wymaga ograniczenia zmienności wymiarów (tolerancji), a tym samym łączy się z podniesieniem niektórych kosztów wykonania części. Ponieważ nie zawsze jest to uzasadnione, stąd rozróżnia się kilka rodzajów znamienności, w różnym stopniu realizujących to wymaganie. Należą do nich:

- **zamienność całkowita**, polegająca na tym, że wszystkie części, wykonane wg założonych wymiarów, tworzą zespoły prawidłowo działające,
- **zamienność częściowa**, polegająca na tym, że pewien procent zespołów złożonych z części wykonanych wg założonych wymiarów nie działa zgodnie z wymaganiami Udział procentowy tych zespołów można oszacować na podstawie znajomości wartości tolerancji i dokładności stosowanej obróbki,
- **zamienność warunkowa**, polegająca na tym, że przed montażem części wykonanych wg założonych wymiarów należy wykonać dodatkowe czynności zapewniające prawidłowe działanie zespołu. Czynności te, ściśle przewidziane procesem technologicznym, mogą polegać na: obróbce dopasowującej jednej z części, stosowaniu podkładek, elementów regulacyjnych (śruby, kliny itp.), doborze części o określonych wymiarach (wymagany uprzedni pomiar części). Po wykonaniu tych czynności zastosowane części przestają być zamienne, tzn. są prawidłowo współdziałające tylko w skompletowanym zespole.

Wyższe stopnie zamienności osiąga się przez zmniejszenie tolerancji wymiarów części, a więc najmniejszych tolerancji T_c wymaga zamienność całkowita, większe T_{cz} dopuszczone są przy zamienności częściowej, zaś największe wartości tolerancji T_w występują przy zamienności warunkowej:

$$T_C < T_{CZ} < T_W .$$

Decyzja dotycząca stopnia zamienności jest decyzją techniczno-ekonomiczną i powinna uwzględniać zarówno koszty wykonania części, montażu, jak i eksploatacji.

7.2. Metoda jednakowego wpływu

Wyjściowym równaniem do rozwiązania postawionego problemu w warunkach zamienności całkowitej jest równanie wiążące tolerancję wymiaru wynikowego z tolerancjami wymiarów składowych (punkt 2.3):

$$T_x = \left|\frac{\partial X}{\partial A}\right| T_A + \left|\frac{\partial X}{\partial B}\right| T_B + \left|\frac{\partial X}{\partial C}\right| T_C + \ldots$$

Metoda jednakowego wpływu polega na przyjęciu równości iloczynów tolerancji poszczególnych wymiarów składowych i odpowiednich różniczek cząstkowych:

$$\left|\frac{\partial X}{\partial A}\right| T_A + \left|\frac{\partial X}{\partial B}\right| T_B + \left|\frac{\partial X}{\partial C}\right| T_C = \ldots = T_x$$

gdzie: T_z - tolerancja zastępcza.

Jeżeli równanie zawiera n wymiarów składowych:

$$T_x = n \cdot T_z ,$$

$$T_z = \frac{T_x}{n},$$

stąd

$$T_A = \frac{T_z}{\left|\frac{\partial X}{\partial A}\right|} = \frac{T_x}{n\left|\frac{\partial X}{\partial A}\right|},$$

$$T_B = \frac{T_x}{n\left|\frac{\delta X}{\delta B}\right|},$$

$$T_C = \frac{T_x}{n\left|\frac{\partial X}{\partial C}\right|}.$$

Przy tolerowaniu na zasadach zamienności częściowej konieczne jest przyjęcie dodatkowych założeń dotyczących rozkładów wymiarów - stosunku tolerancji poszczególnych wymiarów składowych do ich odchylenia standardowego; jeżeli brak jest ścisłych danych, przyjmuje się:

$$\frac{T_i}{\sigma_i} = 6$$

ponieważ

$$T_x = K \cdot \sigma_x,$$

gdzie: K - współczynnik zależny od przyjętego stopnia zamienności Z (tabl. 7.1):

$$T_x = \frac{K}{6}\sqrt{\left(\frac{\partial X}{\partial A}T_A\right)^2 + \left(\frac{\partial X}{\partial B}T_B\right)^2 + \left(\frac{\partial X}{\partial C}T_C\right)^2 + \ldots}$$

W metodzie jednakowego wpływu zakłada się równość:

$$\left|\frac{\partial X}{\partial A}\right|T_A + \left|\frac{\partial X}{\partial B}\right|T_B + \left|\frac{\partial X}{\partial C}\right|T_C = \ldots = T_x$$

stąd dla wielu wymiarów składowych:

$$T_x = \frac{K}{6}\sqrt{n \cdot T_z^2} = \frac{KT_Z}{6}\sqrt{n}$$

$$T_z = \frac{6T_x}{K\sqrt{n}}$$

A więc:

$$T_A = \frac{6T_x}{K\sqrt{n}\left|\frac{\partial X}{\partial A}\right|}, \quad T_B = \frac{6T_x}{K\sqrt{n}\left|\frac{\partial X}{\partial B}\right|}, \quad T_C = \frac{6T_x}{K\sqrt{n}\left|\frac{\partial X}{\partial C}\right|}$$

Tabela 7.1.
Wartości współczynnika K w zależności od wskaźnika zamienności Z

Wskaźnik zamienności Z	K
99,99%	8
99,9 %	6,76
99,73%	6
99,5%	5,8
99%	5,2
98%	4,7
97%	4,35
95%	3,9
92%	3,5
90%	3,2
85%	2,9
80%	2,6
75%	2,3
70%	2,1
60%	1,7
50%	1,35

Przykład 7.1

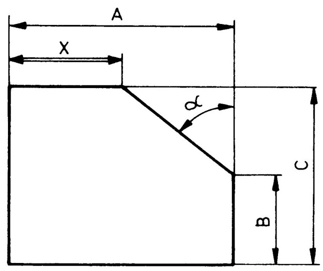
Obliczyć tolerancje wymiarów składowych w przedmiocie przedstawionym na rys. 7.3, jeżeli wymiary składowe mają wartość nominalną:

A =100 mm, $\alpha = 45°$,

B = 40 mm,

C = 95 mm,

a tolerancja wymiaru wynikowego T_x = 0,2mm



Rys 7.3. Rysunek do przykładu 7.1

Rozwiązać zadanie kolejno: przy założeniu zamienności całkowitej oraz zamienności Z = 98%.

1° Obliczenie wartości wymiaru wynikowego:

$$X = A - (C - B)\mathrm{tg}\alpha = 100 - (95 - 40)\mathrm{tg}45^\circ = 45\mathrm{mm}.$$

2° Obliczenie pochodnych cząstkowych:

$$\frac{\partial X}{\partial A} = 1,$$

$$\frac{\partial X}{\partial B} = \mathrm{tg}\alpha = \mathrm{tg}45^\circ = 1$$

$$\frac{\partial X}{\partial C} = -\mathrm{tg}\alpha = -\mathrm{tg}45^\circ = -1$$

$$\frac{\partial X}{\partial \alpha} = (C - B)\frac{1}{\cos^2\alpha} = \frac{(95 - 40)}{\cos^2 45^\circ} = 110$$

3° Obliczenie tolerancji wymiarów składowych przy założeniu zamienności całkowitej:

$$T_A = \frac{T_x}{n\left|\frac{\partial X}{\partial A}\right|} = \frac{0{,}2}{4 \cdot 1} = 0{,}05\mathrm{mm},$$

$$T_B = \frac{T_x}{n\left|\frac{\partial X}{\partial B}\right|} = \frac{0{,}2}{4 \cdot 1} = 0{,}05\mathrm{mm},$$

$$T_C = \frac{T_X}{n\left|\frac{\partial X}{\partial C}\right|} = \frac{0{,}2}{4 \cdot 1} = 0{,}05\mathrm{mm},$$

$$T_C = \frac{T_x}{n\left|\frac{\partial X}{\partial \alpha}\right|} = \frac{0{,}2}{4 \cdot 110} = 0{,}000455\mathrm{rad}.$$

4° Obliczenie tolerancji wymiarów składowych przy założeniu zamienności częściowej (Z = 98%)
Z tabeli. 7.1 ustala się wartość współczynnika K = 4,7:

$$T_A = \frac{6T_x}{K\sqrt{n}\left|\frac{\partial X}{\partial A}\right|} = \frac{6 \cdot 0{,}2}{4.7\sqrt{4} \cdot 1} = 0{,}128\mathrm{mm},$$

$$T_B = \frac{6T_x}{K\sqrt{n}\left|\frac{\partial X}{\partial B}\right|} = \frac{6 \cdot 0{,}2}{4.7\sqrt{4} \cdot 1} = 0{,}128\mathrm{mm},$$

$$T_C = \frac{6T_x}{K\sqrt{n}\left|\frac{\partial X}{\partial C}\right|} = \frac{6 \cdot 0{,}2}{4.7\sqrt{4} \cdot 1} = 0{,}128\mathrm{mm},$$

$$T = \frac{6T_x}{K\sqrt{n}\left|\frac{\partial X}{\partial B}\right|} = \frac{6 \cdot 0,2}{4.7\sqrt{4} \cdot 110} = 0,00140\text{rad}.$$

A więc przy zamienności częściowej na poziomie Z = 98% tolerancje wymiarów składowych można 2,5 raza rozszerzyć - w stosunku do tolerancji wyznaczonych przy przyjęciu zamienności całkowitej.

7.3. Metoda jednakowej tolerancji

Metoda ta jest stosowana do łańcuchów o wymiarach równoległych, których równanie ma postać sumy lub różnicy. Wynika ona bezpośrednio z metody jednakowego wpływu. W przypadku równania łańcucha w postaci sumy lub różnicy pochodne cząstkowe:

$$\left|\frac{\partial X}{\partial A}\right| = \left|\frac{\partial X}{\partial B}\right| = \left|\frac{\partial X}{\partial C}\right| = \ldots = 1.$$

Stąd tolerancje T_s poszczególnych wymiarów składowych obliczone po podstawieniu wartości różniczek cząstkowych są sobie równe i wynoszą:

- w przypadku zamienności całkowitej:

$$T_A = T_B = T_C = \ldots \frac{T_x}{n},$$

- w przypadku zamienności częściowej:

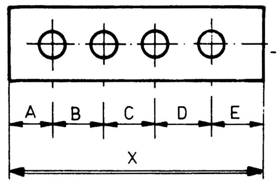
$$T_A = T_B = T_C = \ldots = \frac{6T_x}{K \cdot \sqrt{n}}.$$

Z tą jednakową wartością tolerancji wszystkich wymiarów związana jest nazwa metody.
Dążąc do minimalizacji kosztów zastosowanie tej metody ogranicza się do przypadków, gdy spełnione są następujące warunki:

- wartości wymiarów składowych są do siebie zbliżone,
- trudność wykonania poszczególnych wymiarów składowych jest podobna.

Przykład 7.2

Obliczyć tolerancję wymiarów składowych dla przedmiotu przedstawionego na rys. 7.4 w przypadku zamienności całkowitej i zamienności Z = 95%. Wymiar wynikowy wynosi $X = 250^{0}_{-0,5}$ mm, zaś wymiary składowe mają wartość nominalną:



Rys. 7.4 Rysunek do przykładu 7.2

$A = 45\,mm,$
$B = 60\,mm,$
$C = 80\,mm,$
$D = 45\,mm,$
$E = 20\,mm.$

$$X = A + B + C + D + E$$

$$T_A = T_B = ... = T_E = \frac{T_x}{n} = \frac{0,5}{5} = 0,1mm.$$

W przypadku zamienności Z = 95% wartość współczynnika (tabl. 7.1) K = 3,9

$$T_A = T_B = ... = T_E = \frac{6T_x}{K\sqrt{n}} = \frac{6 \cdot 0,5}{3,9 \cdot \sqrt{5}} = 0,35mm.$$

7.4. Metoda jednakowej klasy dokładności

W przypadku istotnych różnic wartości wymiarów przyjęcie jednakowych tolerancji jest nieuzasadnione. Nierówność wymiarów powinna znaleźć odbicie w zróżnicowaniu ich tolerancji. Wymaga to założenia zależności między wartością wymiaru i wartością tolerancji:

$$T = f(N)$$

Możliwe jest przyjęcie różnych zależności, przy czym w układzie tolerancji różnych wielkości najczęściej stosuje się następujące funkcje:

$T = f(N)$ T = f(N) – np. w układzie tolerancji średnic ponad 500 mm,

$T = f(\sqrt{N})$ - np. w układzie tolerowania równoległości,

$T = f(\sqrt[3]{N})$ - np. w układzie tolerancji średnic do 500 mm.

Z uwagi na rozpowszechnienie i znaczenie układu tolerancji średnic, gdy zależności tolerancji od wymiaru nie można ustalić na drodze analitycznej - przyjmuje się zależność jak w układzie tolerancji średnic do 500 mm, czyli:

$$T = a_x \cdot i_N = a_x(0,45\sqrt[3]{N} + 0,001N)$$

gdzie: a_x - współczynnik klasy dokładności,
i_N - jednostka tolerancji uzależniona od wartości N wymiaru.

Dla ustalenia wartości jednostki tolerancji i_N najczęściej korzysta się z tablic zawierających te dane - w skrypcie z tabl. I, umieszczonej na końcu, w której wartość i_N podana jest w ostatniej kolumnie.

Dla ustalenia wartości współczynnika klasy dokładności a_x należy do wzorów określających tolerancję wymiaru wynikowego wprowadzić zależności określające tolerancje wymiarów składowych. W przypadku łańcuchów o wymiarach równoległych, analizowanych przy założeniu zamienności całkowitej:

$$T_x = T_A + T_B + T_C + \dots = a \cdot i_A + a \cdot i_B + a \cdot i_C + \dots$$

stąd

$$a = \frac{T_x}{i_A + i_B + i_C + \dots}.$$

Wartości tolerancji poszczególnych wymiarów oblicza się z wzorów:

$$T_A = a \cdot i_A,\ T_B = a \cdot i_B,\ T_C = a \cdot i_C \dots$$

W przypadku, gdy poszczególne wymiary są wykonywane narzędziami miarowymi (zapewniającymi określoną tolerancję), korzystnie jest stosować znormalizowane wartości tolerancji. Wartości te dobiera się z tablicy tolerancji (tabl. I) wg klasy, której wartość współczynnika klasy dokładności a_x (tabl. 7.2) jest bezpośrednio mniejsza od obliczonej wartości współczynnika a.

W przypadku zamienności częściowej przeprowadza się podobne rozumowanie. Zależność $T = a \cdot i_N$ wprowadza się do wzoru (łańcuchy o wymiarach równoległych):

$$T_x = \frac{K}{6}\sqrt{T_A^2 + T_B^2 + T_C^2 + \dots} = \frac{K}{6}\sqrt{a^2 i_A^2 + a^2 i_B^2 + a^2 i_{AC}^2 + \dots} = \frac{a \cdot K}{6}\sqrt{i_A^2 + i_B^2 + i_C^2 + \dots}$$

stąd

$$a = \frac{6T_x}{K\sqrt{i_A^2 + i_B^2 + i_C^2 + \dots}}.$$

Wyznaczanie tolerancji wymiarów składowych jest podobne jak w przypadku zamienności całkowitej.

Wyznaczanie tolerancji wymiarów składowych metodą jednakowej klasy dokładności w przypadku łańcuchów złożonych jest podobne. Można je zilustrować wyprowadzeniem wzoru dla warunków zamienności częściowej:

$$T_x = \frac{K}{6}\sqrt{\left(\frac{\partial X}{\partial A}T_A\right)^2 + \left(\frac{\partial X}{\partial B}T_B\right)^2 + \left(\frac{\partial X}{\partial C}T_C\right)^2 + \dots} =$$

$$= \sqrt{\left(\frac{\partial X}{\partial A}ai_A\right)^2 + \left(\frac{\partial X}{\partial B}ai_B\right)^2 + \left(\frac{\partial X}{\partial C}ai_C\right)^2 + \dots} =$$

$$= \frac{aK}{6}\sqrt{\left(\frac{\partial X}{\partial A}i_A\right)^2 + \left(\frac{\partial X}{\partial B}i_B\right)^2 + \left(\frac{\partial X}{\partial C}i_C\right)^2 + \dots}$$

stąd

$$a = \frac{6T_x}{K\sqrt{\left(\frac{\partial X}{\partial A} i_A\right)^2 + \left(\frac{\partial X}{\partial B} i_B\right)^2 + \left(\frac{\partial X}{\partial C} i_C\right)^2 + \ldots}}$$

Tabela 7.3

Współczynniki klasy dokładności

Klasa dokładności	Współczynnik klasy - a
01 0 1	-
2 3 4	2,7 3,7 5
5 6 7	7 10 16
8 9 10	25 40 64
11 12 13	100 160 250
14 15 16	400 640 1000
17 18	1600 2500

Przykład 7.3

Obliczyć tolerancje wymiarów składowych przedmiotu przedstawionego na rys. 7.5 przy założeniu zamienności całkowitej oraz zamienności częściowej na poziomie Z = 90% (z tabl. 7.1 K=3,2).

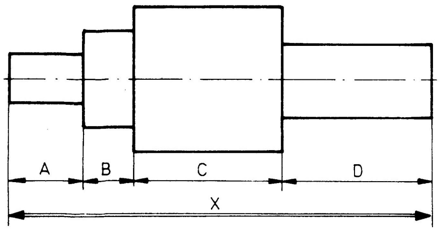
Wartości wymiarów wynoszą:

A = 40 mm,

B = 18 mm,

C = 80 mm,

D = 82 mm



Rys. 7.5. Rysunek do przykładu 7.3

1° Ustalenie wartości jednostek tolerancji dla poszczególnych wymiarów (tabl. IV):

$$i_a = 1{,}6\mu m,$$
$$i_b = 1{,}1\mu m,$$
$$i_c = 1{,}9\mu m,$$
$$i_d = 2{,}2\mu m.$$

2° Obliczenie współczynnika klasy dokładności:

zamienność całkowita

$$a = \frac{T_x}{i_a + i_b + i_c + i_d},$$

$$a = \frac{80}{1{,}6 + 1{,}1 + 1{,}9 + 2{,}2} = 11{,}76,$$

zamienność częściowa Z = 90%

$$a = \frac{6T_x}{K\sqrt{i_a^2 + i_b^2 + i_c^2 + i_d^2}},$$

$$a = \frac{6 \cdot 80}{3{,}2\sqrt{12{,}22}} = 44{,}77$$

3° Obliczenie wartości tolerancji:

zamienność całkowita

$$\mathrm{T_A} = \mathrm{a} \cdot \mathrm{i_a} = 19\mu\mathrm{m},$$
$$\mathrm{T_B} = \mathrm{a} \cdot \mathrm{i_b} = 13\mu m,$$
$$\mathrm{Tc} = \mathrm{a} \cdot \mathrm{i_c} = 22\mu\mathrm{m},$$
$$\mathrm{T_D} = \mathrm{a} \cdot \mathrm{id} = 26\mu\mathrm{m},$$

zamienność częściowa

$$T_A = a \cdot i_a = 72\mu m,$$
$$T_B = a \cdot i_b = 49\mu m,$$
$$T_C = a \cdot i_c = 85\mu m,$$
$$T_D = a \cdot i_d = 99\mu m$$

Jeżeli wskazane jest przyjęcie tolerancji o znormalizowanych wartościach, należy wybrać klasę dokładności, dla której współczynnik a ma najbliższą mniejszą wartość od wartości otrzymanej z obliczeń. Przyjęto (tab. 7.3):

- dla przypadku zamienności całkowitej

$$\mathrm{a} = 10$$

co odpowiada klasie dokładności IT6;

- dla przypadku zamienności częściowej

$$\mathrm{a} = 40,$$

co odpowiada klasie dokładności IT9.

Tolerancje znormalizowane, wynoszą odpowiednio:

w IT6

$$T_A = 16\mu m, T_B = 11\mu m, \; T_C = 19\mu m, \; T_D = 22\mu m,$$

w IT9

$$T_A = 62\mu m, \; T_B = 43\mu m, \; T_C = 74\mu m, T_D = 87\mu m.$$

7.5. Ustalanie odchyłek wymiarów składowych

W przypadku zamienności całkowitej po wyznaczeniu tolerancji wymiarów składowych, ich odchyłki przyjmuje się zgodnie z ogólnymi zasadami (w głąb materiału) - dla wszystkich wymiarów z wyjątkiem jednego, którego odchyłki przyjmuje się na podstawie rozwiązania równania łańcucha. Jako ten wymiar przyjmuje się wymiar łatwy technologicznie, aby nawet duże odchyłki od wymiaru nominalnego nie powodowały zwiększenia liczby braków.

W przypadku zamienności częściowej odchyłki n – 1 wymiarów składowych ustala się podobnie. Dla wyznaczenia odchyłek ostatniego wymiaru przyjmuje się założenie, że odchyłki wymiaru wynikowego, będącego sumą wymiarów składowych, powinny być położone symetrycznie względem środka pola tolerancji wymiaru wynikowego założonego przez konstruktora. W tym celu należy wyznaczyć wartości środków pól tolerancji pozostałych wymiarów składowych oraz wynikowego i z równania łańcucha obliczyć wartość środkową ostatniego wymiaru składowego. Odchyłki należy przyjąć symetrycznie dookoła tego wymiaru.

Przykład 7.4

Opierając się na danych i wynikach przykładu 7.3 wyznaczyć odchyłki wymiarów składowych.

A. Przypadek zamienności całkowitej

1° Przyjęcie odchyłek dla n – 1 wymiarów składowych

wymiar zewnętrzny $C = 80_{0,022}\,mm$,

wymiary mieszane: $A = 40 \pm 0,0095mm$,

$B = 18 \pm 0,0065mm$.

2° Wyznaczenie odchyłek wymiaru D

Równanie łańcucha ma postać:

$$X = A + B + C + D,$$

$$220^{0}_{-0,08} = 40 \pm 0,0095 + 18 \pm 0,0065 + 80^{0}_{-0,022} + D^{d_2}_{d_1}.$$

stąd równania odchyłek

$$-0,08 = -0,0095 - 0,0065 - 0,022 + d_1,$$

$$0 = 0,0095 + 0,0065 + 0 + d_2,$$

a więc $d_1 = -0,042mm$,

$d_2 = -0,016mm$,

$D = 82^{-0,016}_{-0,042}\,mm$.

B. Przypadek zamienności częściowej:

wymiar zewnętrzny $C = 80^{0}_{-0,085}\,mm$,

wymiary mieszane: $A = 40 \pm 0,036mm$,

$B = 18 \pm 0,0065mm$.

1° Wyznaczenie wymiarów środkowych pól tolerancji:

$$A_s = 40\text{mm} \;,$$

$$B_s = 18\text{mm}\,,$$

$$C_s = 79{,}9575\text{mm}\,,$$

$$X_s = 219{,}96\text{mm}\,.$$

2° Wyznaczenie wymiaru środkowego pola tolerancji pozostałego wymiaru składowego:

$$X_s = A_s + B_s + C_s + D_s\,,$$

$$219{,}96 - 40 + 18 + 79{,}9575 + \mathrm{D_s}$$

$$\mathrm{D_s} = 82{,}0025\,.$$

3° Wyznaczenie odchyłek wymiaru D od wymiaru nominalnego

$$\mathrm{D} = 82{,}0025 + 0{,}0495 = 82^{0{,}052}_{-0{,}047}\,.$$

$$D = 82{,}0025 \pm 0{,}0495 = 82^{0{,}052}_{-0{,}047}$$

4° Sprawdzenie położenia tolerancji wymiaru wynikowego będącego sumą wymiarów składowych:

$$X = A + B + C + D = 40 \pm 0{,}036 + 18 \pm 0{,}0245 + 80^{0}_{-0{,}085} +$$

$$82^{0{,}052}_{-0{,}047} = 220^{0{,}1125}_{-0{,}1925}$$

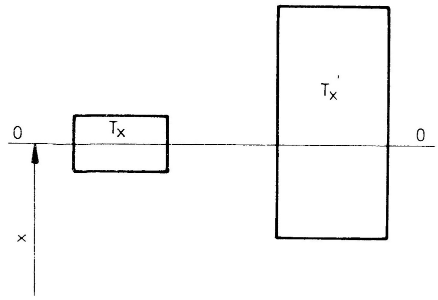
Środek pola tolerancji

$$\mathrm{X} = 219{,}96\,.$$

8. TOLEROWANIE WYMIARÓW W ŁAŃCUCHACH NA ZASADZIE ZAMIENNOŚCI WARUNKOWEJ

8.1. Zamienność warunkowa z kompensacją technologiczną

Poprzedni rozdział poświęcony był tolerowaniu wymiarów w łańcuchach. W przypadku wąskich tolerancji wymiaru wynikowego może okazać się, że nawet tolerancje wyznaczone przy założeniu zamienności częściowej są tak małe, że powodują znaczny wzrost kosztu wykonania lub są w określonych warunkach produkcyjnych nie do osiągnięcia, zaś ich rozszerzanie powoduje wystąpienie niedopuszczalnej liczby braków. W takich przypadkach najbardziej ekonomicznym rozwiązaniem jest wykonanie poszczególnych części w tolerancjach normalnie osiągalnych w danym zakładzie produkcyjnym. Tolerancja T'_x wyniku, będąca sumą tolerancji wymiarów składowych, będzie wtedy oczywiście większa od tolerancji T_x założonej przez konstruktora (rys. 8.1)



Rys. 8.1. Położenie pola tolerancji: założeniowej i wynikowej

i trzeba przewidzieć dodatkowe czynności wykonywane podczas montażu, mające na celu uzyskanie wymiaru wynikowego w założonych granicach (dopasowanie części). Ten rodzaj zamienności, w którym dla uzyskania prawidłowego działania zespołu potrzebne są dodatkowe czynności, nosi nazwę **zamienności warunkowej**.

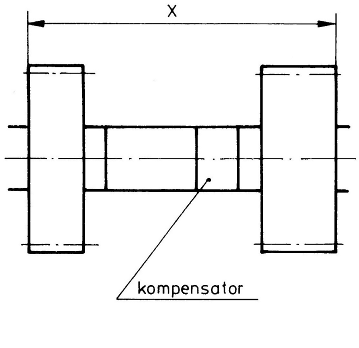
Czynnościami tymi mogą być:

1) obróbka jednej z części (kompensacja technologiczna);
2) zmiana wymiaru nominalnego jednej z części (kompensacja konstrukcyjna);
3) dobór części o odpowiednich wymiarach (kompensacja selekcyjna).

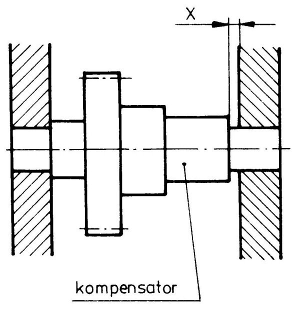
Ostatni z wymienionych sposobów postępowania, czyli kompensacja selekcyjna, polega na pomiarze wszystkich wykonywanych przedmiotów i podziale ich na kilka grup wymiarowych oraz odpowiednim ich montażu. Tego rodzaju kompensacja stosowana jest głównie w produkcji masowej (np. przemysł łożysk tocznych) i w niniejszym opracowaniu nie będzie szerzej omawiana.

W kompensacji technologicznej, której poświęcony jest niniejszy punkt, niekorzystny zbieg odchyłek wymiarów składowych, powodujący przekroczenie tolerancji założonej przez konstruktora, niweluje się przez przeprowadzenie podczas montażu dodatkowej obróbki jednej z części. Oczywiście obróbka taka jest możliwa tylko wtedy, gdy przewidziana do obróbki część - kompensator - ma odpowiedni naddatek. Naddatek powinien istnieć dla każdej wartości wymiaru wynikowego, mieszczącego się w polu tolerancji T'_x, jednocześnie powinien być jak najmniejszy, aby nie przedłużać obróbki i nie podnosić kosztów dopasowania.

O istnieniu naddatku świadczy wzajemne położenie pól tolerancji T_x oraz T'_x, przy czym należy uwzględnić fakt, czy obróbka części - kompensatora powoduje zmniejszenie wymiaru wynikowego, jak na rys. 8.2, czy też jego zwiększenie, jak na rys. 8.3.



Rys. 8.2. Przykład zmniejszenia wymiaru wynikowego

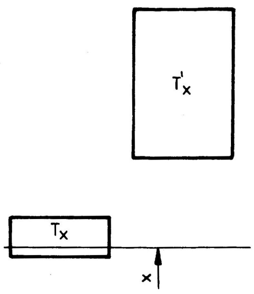


Rys. 8.3. Przykład zwiększenia wymiaru wynikowego

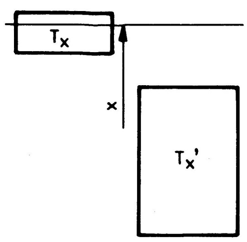
Jeżeli obróbka kompensatora powoduje zmniejszenie wymiaru wynikowego, pole T'_x przed obróbką powinno leżeć ponad polem tolerancji T_x, żądanej przez konstruktora (rys. 8.4).

Jeżeli obróbka kompensatora powoduje zwiększenie wymiaru wynikowego, pole T'_x przed obróbką powinno leżeć poniżej pola tolerancji T_x, żądanej przez konstruktora (rys. 8.5).

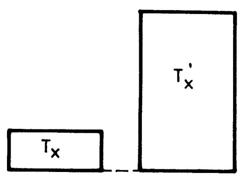
Wzajemne położenie pól tolerancji T'_x i T_x powinno także zapewnić możliwie najmniejszy zdejmowany naddatek. Ten warunek spełniony będzie, gdy dolna odchyłka wymiaru wynikającego z sumowania wymiarów w łańcuchu będzie równa dolnej odchyłce założonej przez konstruktora w przypadku gdy obróbka zmniejsza wymiar wynikowy, jak na rys. 8.6.



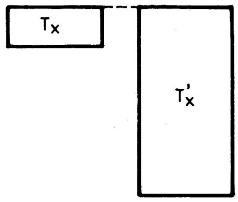
Rys. 8.4. Położenie pól tolerancji, gdy obróbka kompensatora zmniejsza wymiar wynikowy



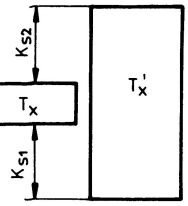
Rys. 8.5. Położenie pól tolerancji, gdy obróbka kompensatora zwiększa wymiar wynikowy



Rys. 8.6. Położenie tolerancji, zachowujące równość dolnych odchyłek wymiaru założonego i wynikowego



Rys. 8.7. Położenie tolerancji, zachowujące równość górnych odchyłek wymiaru założonego i wynikowego



Rys. 8.8. Uwzględnienie stałej korekcyjnej

W przypadku gdy obróbka zwiększa wymiar wynikowy, powinna zachodzić równość górnych odchyłek jak na rys. 8.7.

Osiągnąć to można (rys. 8.8), gdy:

1) obróbka zmniejsza wymiar wynikowy - przez dodanie stałej korekcyjnej $K_{s1} = x_1 - x'_1$ do jednego z wymiarów dodatnich lub odjęcie od jednego z wymiarów ujemnych w łańcuchu;

2) obróbka zwiększa wymiar wynikowy - przez odjecie stałej $K_{s2} = x'_2 - x_2$ od wymiaru dodatniego lub dodanie do wymiaru ujemnego w łańcuchu.

Tak więc, tolerując części z zastosowaniem kompensacji technologicznej należy:

1) przyjąć tolerancje wymiarów składowych zgodnie z możliwościami technicznymi ich wykonania;
2) obliczyć wymiar wynikowy będący sumą wymiarów składowych w łańcuchu;
3) wybrać część (powierzchnię), która będzie obrabiana i ustalić, czy obróbka ta zmniejsza, czy zwiększa wymiar wynikowy;
4) ustalić żądane położenie pól tolerancji przez dodanie do wybranego wymiaru w łańcuchu odpowiedniej stałej korekcyjnej;
5) sprawdzić położenie pól tolerancji obliczając wymiar wynikowy i uwzględziając przeprowadzoną korektę wymiaru.

Przykład 8.1

Zastosować kompensację technologiczną dla uzyskania wymiaru X (rys. 8.9) w granicach założonych przez konstruktora.

Dane:

$A = 20^{0}_{-0,05}\,\mathrm{mm}$,

$B = 40^{0}_{-0,1}\,\mathrm{mm}$,

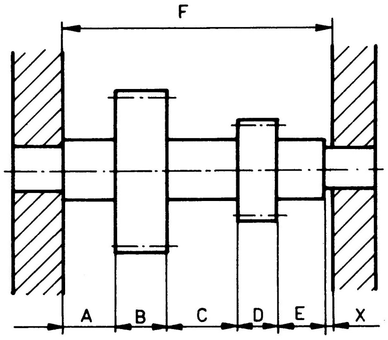
$C = 30^{0}_{-0,05}\,\mathrm{mm}$,

$D = 50^{0}_{-0,1}\,\mathrm{mm}$,

$E = 80^{0}_{-0,1}\,mm$,

$F = 220^{+0,3}_{+0,1}\,mm$,

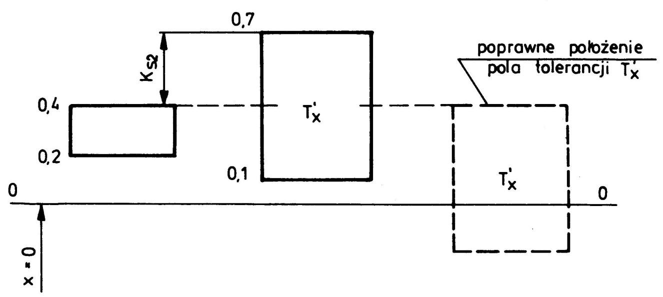
$X = 0^{+0,4}_{+0,2}\,mm$.



Rys. 8.9. Rysunek do przykładu 8.1

Ze względów technologicznych (łatwość szlifowania płaszczyzn) jako kompensator można przyjąć tulejkę dystansową o wymiarze A. Obróbka tej części zwiększa wymiar wynikowy, a więc należy dążyć do takiego położenia pola tolerancji T'$_x$, aby uzyskać równość górnej odchyłki wymiaru X
(rys. 8.10):

$$X' = F - A - B - C - D - E = 220^{0,3}_{0,1} - 20^{0}_{-0,05} - 40^{0}_{-0,1} - 30^{0}_{-0,05} - 50^{0}_{-0,1} - 80^{0}_{-0,1} = 0^{+0,7}_{+0,1}$$



Rys. 8.10. Prawidłowe położenie tolerancji wynikowej

Stała korekcyjna K_{s2}:

$$K_{s2} = 0,7 - 0,4 = 0,3\,,$$

$$A' = A + K_{s2} = 20^{0}_{-0,05} + 0,3 = 20,3^{0}_{-0,05} = 20^{+0,3}_{+0,25}\,.$$

Sprawdzenie:

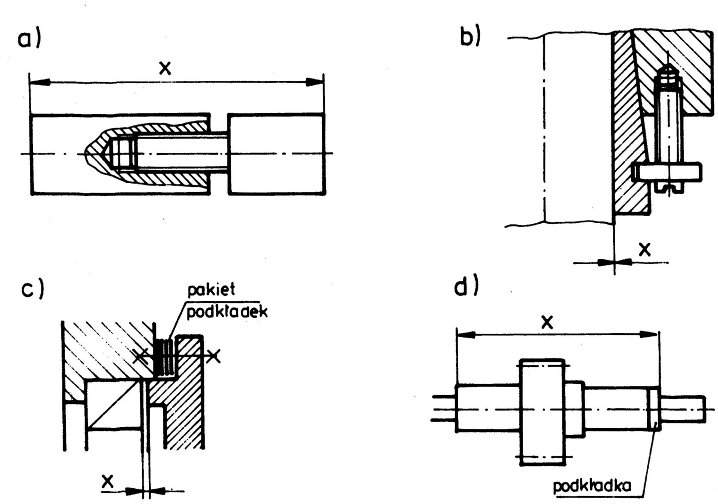
$$X' = F - A' - B - C - D - E = 220^{+0,03}_{0} - 20^{+0,3}_{+0,25} - 40^{0}_{-0,1} - 30^{0}_{-0,05} - 50^{0}_{-0,1} - 80^{0}_{-0,1} = 0^{+0,4}_{-0,2}$$

A więc uzyskano pokrywanie się górnych odchyłek, co gwarantuje, że naddatek będzie istniał, a wartość jego będzie minimalna.

Ta odmiana kompensacji stosowana jest głównie w przypadku produkcji jednostkowej i małoseryjnej.

8.2. Zamienność warunkowa z kompensacją konstrukcyjną

Inną odmianą zamienności warunkowej jest zamienność z kompensacją konstrukcyjną, w której niekorzystny zabieg odchyłek wymiarów w łańcuchu jest niwelowany przez zmianę wymiaru nominalnego jednej z części. Kilka metod zmiany wymiaru nominalnego podano na rys. 8.11.

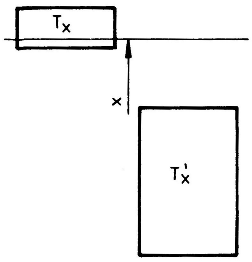


Rys. 8.11. Przykłady kompensacji konstrukcyjnej

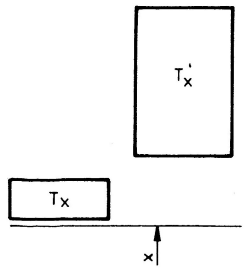
Zmianę długości można realizować przez wykręcenie śruby regulacyjnej (rys. 8.11a), wyciąganie klina (rys. 8.11b), stosowanie pakietu podkładek (rys. 8.11c), wykonanie jednej z części w kilku wymiarach i montowanie takiej, która zapewni osiągnięcie wymiaru nominalnego w granicach założonych przez konstruktora (rys. 8.11d). Trzy pierwsze sposoby stosowane są w warunkach produkcji jednostkowej i małoseryjnej, ostatni przy produkcji wielkoseryjnej. Ten ostatni przypadek, zwany kompensacją za pomocą podkładek wymiarowych, będzie omówiony szerzej. Konieczne jest tu rozważanie dotyczące wzajemnego położenia pól tolerancji: wynikającego z sumowania wymiarów składowych w łańcuchu T'_x i założonego przez konstruktora T_x.

W przypadku kompensacji konstrukcyjnej, podobnie jak przy technologicznej, jeżeli zastosowanie podkładki zwiększa wymiar wynikowy, pole tolerancji wynikające z sumowania wymiarów powinno leżeć poniżej pola tolerancji T_x założonego przez konstruktora (rys. 8.12). Gdy zastosowanie podkładki zmniejsza wymiar wynikowy - pole T'_x powinno leżeć ponad T_x (rys. 8.13).

Przy kompensacji konstrukcyjnej nie dąży się do pokrywania się pól tolerancji, wręcz przeciwnie, powinna istnieć pomiędzy nimi różnica, zapewniająca zastosowanie podkładki o takim wymiarze, aby uniknąć łatwego jej uszkodzenia (wymiar podkładki powinien wynosić co najmniej 1 mm).



Rys. 8.12. Położenie tolerancji wynikowej poniżej założonej przez konstruktora



Rys. 8.13. Położenie tolerancji wynikowej ponad założoną przez konstruktora

W praktyce realizacja tego typu kompensacji polega na:

- zmontowaniu zespołu bez zastosowania podkładki,
- zmierzeniu wartości rzeczywistej wymiaru wynikowego,
- wybraniu podkładki (spośród podkładek wykonanych w kilku wymiarach) i ponownym montażu kompletnego zespołu.

W ten sposób otrzymuje się wymiar wynikowy leżący w granicach założonych przez konstruktora.

Przy stosowaniu kompensacji technologicznej można wykonać zdjęcie dowolnej warstwy materiału z części - kompensatora, czyli skorygować każdą dowolną wartość wymiaru wynikowego. Natomiast zastosowanie podkładki daje możliwość jedynie skokowej zmiany wymiaru wynikowego. Dlatego też, aby możliwe było skorygowanie każdej wartości wymiaru wynikowego, jaka wystąpi w praktyce, pole tolerancji wynikające z sumowania wymiarów składowych należy podzielić na pewną ilość przedziałów - taką, aby zastosowanie podkładki pozwoliło uzyskać wymiar w granicach T_x. Liczba wymiarów podkładek o różnych grubościach odpowiada oczywiście liczbie przyjętych przedziałów. Szerokość przedziału powinna być mniejsza od wartości tolerancji T_x założonej przez konstruktora. Różnica stanowi tolerancję podkładki.

Wymiar X założony przez konstruktora osiąga się przez zastosowanie odpowiedniej podkładki P_k. Podkładkę wybiera się po dokonaniu pomiaru podczas montażu wartości wymiaru wynikowego. Numer zastosowanej podkładki zależy od przedziału k, w którym zawarta jest rzeczywista wartość X_k wymiaru wynikowego:

$$X = X_k + P_k .$$

Tolerancja wymiaru wynikowego T_x określona przez konstruktora jest więc sumą szerokości przedziału T_{xk} i podkładki T_{pk}. A więc z uwagi na wprowadzenie dodatkowego wymiaru do łańcucha - grubości podkładki - szerokość przedziału musi być mniejsza od tolerancji T_x założonej przez konstruktora. Stąd liczba przedziałów musi spełniać warunek:

$$n > \frac{T'_x}{T_x} .$$

Jeżeli powyższy iloraz jest liczbą całkowitą, to liczbę przedziałów należy przyjąć o 1 większą. Także, jeżeli tolerancja podkładki wyznaczona ze wzoru:

$$T_p = T_x - \frac{T'_x}{n}$$

jest ze względów technicznych za mała, można ją zwiększyć, przyjmując większą liczbę przedziałów.

Szerokości odpowiednich przedziałów nie muszą być sobie równe, można przyjąć wartości zaokrąglone, pamiętając jednak, że suma szerokości wszystkich przedziałów musi być równa tolerancji T'_x:

$$T'_x = T_{xI} + T_{xII} + ... + T_{xn} .$$

Wymiary podkładek można wyznaczyć na podstawie poniższego wzoru:

$$X = X_k \pm P_k$$

gdzie: znak „+" stosuje się, gdy zastosowanie podkładki zwiększa wymiar wynikowy,
znak „— ", gdy zastosowanie podkładki zmniejsza wymiar wynikowy.

Zagadnienie to, polegające na wyznaczeniu wymiaru składowego, nie było dotychczas omawiane.

W przypadku rachunku na wymiarach tolerowanych nie można przenosić na zwykłych zasadach wymiarów z jednej strony równania na drugą, ponieważ nie będzie zachowana tolerancja wymiaru wynikowego. A więc odchyłki wymiaru składowego należy wyznaczyć bez przenoszenia wyrazów, za pomocą równań odchyłek:

- jeżeli zastosowanie podkładki zwiększa wymiar wynikowy:

$$X = X_k + P_k ,$$
$$x_1 = x_{k1} + p_{k1} ,$$
$$x_2 = x_{k2} + p_{k2}$$

stąd

$$p_{k1} = x_1 - x_{k1} ,$$
$$p_{k2} = x_2 - x_{k2} .$$

- jeżeli zastosowanie podkładki zmniejsza wymiar wynikowy:

$$X = X_k - P_k ,$$
$$x_1 = x_{k1} - p_{k2} ,$$
$$x_2 = x_{k2} - p_{k1} ,$$

stąd

$$p_{k1} = x_{k2} - x_2 ,$$

$$p_{k2} = x_{k1} - x_1 .$$

Istnieje druga metoda rozwiązania tego problemu - można przenieść wymiar składowy, ale pamiętając o tym, że zmianie znaku wymiaru musi towarzyszyć **zamiana odchyłek**:

$$X_{x_1}^{x_2} = X_{x_{k1}}^{x_{k2}} + P_{p_{k1}}^{p_{k2}} ,$$

$$P_{p_{k1}}^{p_{k2}} = X_{x_1}^{x_2} - X_{x_{k2}}^{x_{k1}} = (X - X_k)_{x_1 - x_{k1}}^{x_2 - x_{k2}} ,$$

co pokrywa się z wynikami otrzymanymi poprzednio.

Podobnie dla drugiego przypadku:

$$X_{x_1}^{x_2} = X_{x_{k1}}^{x_{k2}} - P_{p_{k1}}^{p_{k2}} ,$$

$$P_{p_{k2}}^{p_{k1}} = X_{x_{k1}}^{x_{k2}} - X_{x_2}^{x_1} = (X_k - X)_{x_{k1} - x_1}^{x_{k2} - x_2} ,$$

co pokrywa się z poprzednio osiągniętym wynikiem.

Reasumując powyższe rozważania, przy tolerowaniu wymiarów z zastosowaniem kompensacji konstrukcyjnej należy:

1) przyjąć tolerancje wymiarów składowych zgodnie z możliwościami wykonawczymi;
2) obliczyć wymiar wynikowy będący sumą wymiarów składowych w łańcuchu;
3) wybrać miejsce montażu podkładek;
4) ustalić, czy zastosowanie podkładki zmniejsza, czy zwiększa wymiar wynikowy;
5) skorygować wzajemne położenie pól tolerancji tak, aby grubość podkładki nie była zbyt mała;
6) ustalić liczbę i wymiar przedziałów;
7) sprawdzić tolerancję podkładek;
8) obliczyć wymiar podkładek.

Przykład 8.2

Przyjmując dane z przykładu 8.1 zapewnić osiągnięcie wymiaru wynikowego przy zastosowaniu kompensacji konstrukcyjnej za pomocą podkładek. W przykładzie tym wymiar wynikowy wynosi $X = 0_{+0,2}^{+0,4}$, podczas gdy wymiar wynikający z sumowania wymiarów składowych wyniósł $X' = 0_{+0,1}^{+0,7}$

Podkładki można zakładać w dowolnym miejscu wałka. Przyjęto, że zamontowana będzie między ścianą korpusu a stopniem wałka o wymiarze E. Zastosowanie podkładki powoduje zmniejszenie wymiaru wynikowego, a więc pole tolerancji T'_x powinno leżeć nad polem tolerancji T_x. Dla zapewnienia minimalnej grubości podkładki można zmniejszyć wymiar np. tulejki C o 2 mm, czyli $C' = 28_{-0,05}^{0}$ Liczba przedziałów n:

$$n > \frac{T'_x}{T_x} = \frac{0,6}{0,2} = 3 .$$

Przyjęto n = 4.
Tolerancja podkładki:

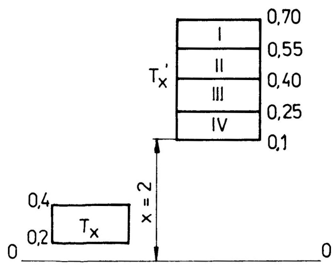
$$T_p = T_x - \frac{T'_x}{n} = 0{,}2 - \frac{0{,}6}{4} = 0{,}05$$

jest wykonalna. Szerokość przedziałów wynosi:

$$\frac{T'_x}{n} = 0{,}15\,,$$

czyli wymiary ich przyjmują wartości rys 8.14):

$$X_I = 2^{+0{,}7}_{+0{,}55}\,,$$
$$X_{II} = 2^{+0{,}55}_{+0{,}4}\,,$$
$$X_{III} = 2^{+0{,}4}_{+0{,}25}\,,$$
$$X_{IV} = 2^{+0{,}25}_{+0{,}1}\,.$$



Rys. 8.14. Wymiary podkładek

Jak widać, przedziały pokryły cały zakres tolerancji T'$_x$. Wymiary podkładek można obliczyć ze wzoru:

$$X = X'_k - P_k\,,$$

czyli

$$X = X_I - P_I$$
$$0^{+0{,}4}_{+0{,}2} = 2^{+0{,}7}_{+0{,}55} - P_I\,,$$

Stąd wymiar nominalny P = 2, a odchyłki:

$$0{,}2 = 0{,}55 - p_2\text{, skąd } p_2 = +\,0{,}35\,,$$
$$0{,}4 = 0{,}7 - p_1\text{, stąd } p_1 = 0{,}3\,,$$

czyli

$$P_I = 2^{+0{,}35}_{+0{,}3}\,.$$

Dla przedziału II

$$X = X_{II} - P_{II}\,,$$
$$0^{+0{,}4}_{+0{,}2} = 2^{+0{,}55}_{+0{,}4} - P_{II}\,,$$

stąd wymiar nominalny P = 2, a odchyłki:

$$0{,}2 = 0{,}4 - p_2\text{, skąd } p_2 = 0{,}2\text{,}$$
$$0{,}4 = 0{,}75 - p_1\text{, stąd } p_1 = 0{,}15\text{,}$$

czyli

$$P_{II} = 2^{+0{,}2}_{+0{,}15}\,.$$

Takie obliczanie wartości wymiaru i odchyłek podkładek należy przeprowadzić dla każdej grupy wymiarowej.

LITERATURA

1. Praca zbiorowa: Poradnik metrologa warsztatowego. Wyd. 2, Warszawa: WNT **1973.**
2. Leichthammer A.: Tolerancje w budowie maszyn. Warszawa: WNT **1964.**
3. Teoria pomiarów. (Red. H. Strzałkowski) Warszawa: PWN **1981.**
4. Jezierski J.: Analiza tolerancji i niedokładności pomiarów w budowie maszyn. Warszawa: WNT **1983.**
5. Malinowski J., Jakubiec W.: Tolerancje i pasowania części maszyn. Warszawa: WSiP **1989.**
6. Białas S.: Tolerancje geometryczne. Warszawa: PWN **1986**
7. Jakubiec W., Malinowski J. : Metrologia wielkości geometrycznych WNT Warszawa **1996**
8.Praca zbiorowa pod red. Z. Humiennego: Specyfikacje geometrii wyrobów WNT **2004**