

ROZDZIAŁ II

Tolerancje i pasowania wymiarów liniowych

1. Informacje podstawowe

Podstawową cechą geometryczną każdego przedmiotu są jego wymiary. Określają jego kształt, a także położenie względem innych elementów przestrzeni. Wymiary pozwalają na dokładną ocenę omawianego przedmiotu nawet bez oglądania go. Dotyczy to brył mało skomplikowanych; wałek o średnicy 10 mm i długości 50 mm, stożek o kącie wierzchołkowym 30° itp. Inne należy raczej narysować i zwymiarować. Często tylko to wystarczy, aby czytający ten rysunek mógł poprawnie wykonać przedstawiony tam przedmiot. Nie dotyczy to mechaniki, a zwłaszcza budowy maszyn.

W budowie maszyn kluczowe znaczenie ma dokładność, z jaką mamy wykonać lub zmontować wyrób, czyli jaki rozrzut mogą mieć umieszczone na rysunku wymiary. Oczywiście dotyczy to również oceny przydatności już istniejącego przedmiotu. W tym wypadku należy na podstawie pomiarów określić wielkość odchyłek od założeń wymiarowych. Konieczność określenia wymaganej dokładności wynika z wielu przyczyn. Główną jest to, że nie ma realnych możliwości wytwórczych pozwalających na uzyskanie dowolnego wymiaru z dokładnością nieskończenie wielką. Do narzuconego wymiaru możemy tylko starać się zbliżyć. W tym miejscu doszliśmy do ekonomicznego aspektu dokładności. Dokładność po prostu kosztuje. Każde, coraz staranniejsze wykonanie to wzrost nakładów. Bariery w tym miejscu jest opłacalność produkcji. Kolejną, ostatnią granicą wzrostu dokładności są możliwości techniczne parku maszynowego. Tej bariery nie da się przekroczyć za żadne pieniądze. (Nie dotyczy to drobnych przedmiotów wykonywanych ręcznie lub technikami specjalnymi)

Najczęściej stosowanym w budowie maszyn kryterium narzucania klasy dokładności jest zapewnienie właściwego funkcjonowania części w maszynie. Oznacza to, że liczbowe określenie dokładności odnosi się głównie do części współpracujących ze sobą, jak panewka z czopem, zęby dwóch kół zębatych itp. Współpraca części maszyn może być ruchowa, jak w podanych przykładach, ale i statyczna; koło zębate wciśnięte na czop, łożysko osadzone w obudowie itp. Elementy nie współpracujące ze sobą, mające tzw. wymiary swobodne, często są również określone, co do dokładności wykonania. Dokładność ta jest z reguły dużo mniejsza. Wynika najczęściej ze względów technologicznych; zastosowania podpór obróbkowych, pomocy montażowych itp. W trakcie dalszych rozważań nad dokładnością wykonania części maszyn, dojdziemy do innych jeszcze kryteriów, ale możliwości techniczne, sens ekonomiczny i przede wszystkim potrzeby funkcjonalne są tymi podstawowymi.

2. Tolerancje

Tolerancja to pojęcie określające liczbową wartość dopuszczalnej odchyłki wymiaru. Skoro nie można ani nawet nie trzeba wykonywać przedmiotu bardzo dokładnie, to należy ustalić wartości dopuszczalnych odchyłek poszczególnych wymiarów. Kierując się w/w kryteriami określono 20 klas dokładności wykonania części maszyn i podano je w normach PN-EN 20286-1 „Układ tolerancji i pasowań ISO. Podstawy tolerancji, odchyłek i pasowań” oraz PN-EN 20286-2 „Układ tolerancji i pasowań ISO. Tablice klas tolerancji normalnych oraz odchyłek granicznych otworów i wałków”. Rodzaje tolerancji oznaczone są symbolem IT (*International Tolerance*) oraz liczbą porządkową 01, 0,1,2,3... aż do 18. Normalizują one ilością mikrometrów odchyłki wymiarów wg tabeli 1. Tabela kończy się na wartości 500 mm, choć norma określa tolerancje aż do 3150 mm, z pewnymi obwarowaniami dla niektórych z nich. Dla celów zawodowych należy korzystać z normy oryginalnej. Są to tzw. tolerancje normalne, dotyczące wymiarów metrycznych, tj. wyrażonych w milimetrach. Układ ten ma charakter międzynarodowy, tj. opracowany i narzucony przez ISO (Międzynarodowa Organizacja Normalizacyjna).

Ilość mikronów jest wartością danej tolerancji. Z tabeli wynika, że w danej klasie dokładności wartość tolerancji zależy od tolerowanego wymiaru. Im większy wymiar, tym większa tolerancja jego wykonania w tej samej klasie dokładności. W kontekście omawianych wcześniej kryteriów jest to oczywiste. Im większy przedmiot, tym trudniej utrzymać dużą dokładność wykonania, która ze względów funkcjonalnych nie jest tak bardzo pożądana. Jednocześnie zauważamy, że im wyższy numer klasy tolerancji, tym jej rozpiętość wzrasta. Oznacza to mniejszą dokładność wykonania i odwrotnie, duża dokładność – niski numer klasy. Należy w tym miejscu sprecyzować pojęcie dokładności w kontekście tolerancji wymiarowych. Mała dokładność wykonania, czyli duża rozpiętość dopuszczalnej odchyłki wymiaru nie oznacza niechlujności, wad powierzchni itp. W szczególności klasa dokładności IT wykonania wymiaru nie ma związku z chropowatością, a tylko niewielki z błędami kształtu. Oba te parametry określone są osobno.

Tolerancją wymiaru według normy jest różnica między górną a dolną odchyłką dopuszczalną. Przestrzeń ta nazywana jest też polem tolerancji. Szerokość pola tolerancji, czyli dokładność danego wymiaru zależna jest od jego klasy IT. Norma PN-EN 20286-1

podaje zasady obliczania tolerancji. Widoczna w tabeli systematyczność narastania wartości tolerancji wynika z tego, że jeden wzór dotyczy wszystkich tolerancji normalnych stosowanych w budowie maszyn, czyli IT5 do IT18. Wzór na jednostkę tolerancji normalnej jest następujący:

$$i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{D} + 0,001D$$

w którym D jest średnią geometryczną granic przedziału wymiarów nominalnych w milimetrach, np. dla przedziału 3 do 6 mm:

Tabela 1. Wartości liczbowe tolerancji normalnych

Przedział wymiarów nominalnych [mm]		Klasa tolerancji normalnych																				
		IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18	
po- wyżej	do	Tolerancje [µm]																				
-	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2,0	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000	1400	
3	6	0,4	0,6	1,0	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200	1800	
6	10	0,4	0,6	1,0	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500	2200	
10	18	0,5	0,8	1,2	2,0	3,0	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800	2700	
18	30	0,6	1,0	1,5	2,5	4,0	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100	3300	
30	50	0,6	1,0	1,5	2,5	4,0	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500	3900	
50	80	0,8	1,2	2,0	3,0	5,0	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000	4600	
80	120	1,0	1,5	2,5	4,0	6,0	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500	5400	
120	180	1,2	2,0	3,5	5,0	8,0	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000	6300	
180	250	2,0	3,0	4,5	7,0	10,0	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600	7200	
250	315	2,5	4,0	6,0	8,0	12,0	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200	8100	
315	400	3,0	5,0	7,0	9,0	13,0	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700	8900	
400	500	4,0	6,0	8,0	10,0	15,0	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300	9700	

$$D = \sqrt{D_1 \cdot D_2}$$

$$D = \sqrt{3 \cdot 6} = \sqrt{18} = 4,243, \text{ to}$$

$$i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{4,243} + 0,001 \cdot 4,243$$

$$i = 5,12 \rightarrow i = 5 \mu\text{m}$$

Jest to wartość zgodna z podaną w tabeli. W praktyce inżynierskiej nie ma potrzeby obliczać tolerancji, ani nawet uczyć się na pamięć ich wartości. Wystarczy mieć „pod ręką” tabelkę. Wypada jednak znać rząd wielkości najczęściej spotykanych tolerancji. Znajomość ta jest przydatna przy ustalaniu rodzaju i parametrów obróbki wiórowej dla zadanego wyrobu. Orientacyjnie można przypisać poszczególnym rodzajom obróbki skrawaniem następujące klasy dokładności:

- wiercenie; IT11, IT12,
- rozwiercanie; IT6 do IT10,
- toczenie; IT6 do IT9,
- wytaczanie; IT7 do IT10,
- przeciąganie; IT6 do IT8,
- frezowanie obwodowe; IT10 do IT12,
- frezowanie czołowe; IT8 do IT10,
- frezowanie głowicą; IT6 do IT8,
- struganie i dłutowanie; IT10 do IT12,
- szlifowanie; IT5 do IT7,
- polerowanie; IT4 i niżej,
- docieranie; IT4 i niżej,
- dogładzanie; IT3 i niżej.

Wykaz ten ma charakter orientacyjny, gdyż na dokładność obróbki wpływ ma wiele czynników, niemniej jednak pewnych granic na danych obrabiarkach przekroczyć nie można.

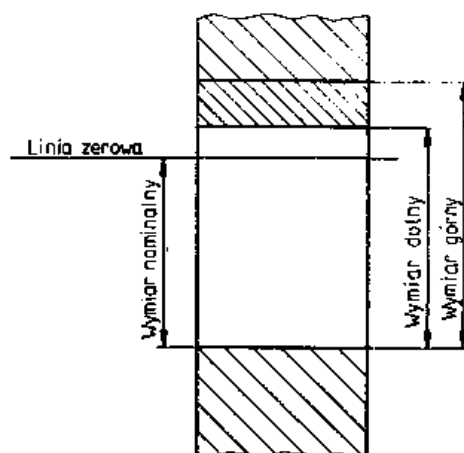
Powyższe zestawienie jest dobrą ilustracją podanych na wstępie barier technicznych uniemożliwiających nieskrępowany wzrost dokładności w budowie maszyn. Z danych tych wynika, że w budowie maszyn możemy realnie operować tolerancjami w zakresie od IT5 do IT12. Tak jest w istocie. Wyjątek stanowi przemysł lotniczy, precyzyjny oraz narzędzi pomiarowych, gdzie części mogą mieć większą dokładność. Klasy dokładności do IT18 również mają zastosowanie w budowie maszyn, ale dotyczą odlewnictwa, kuźnictwa, walcownictwa, spawalnictwa itp. Tolerancje IT01 oraz IT0 są tak

małe, że ich zastosowanie praktyczne jest również znikome. W przemyśle maszynowym w tej klasie dokładności wykonuje się np. płytki wzorcowe długości i kąta.

Najważniejszymi rodzajami wymiarów w budowie maszyn są: długość liniowa l , średnica ϕ i kąt \angle . Długości i średnice podlegają tym samym regułom tolerowania. Dla ułatwienia dalszych rozważań skupimy się nad wymiarem średnicy wałka d i otworu D . Średnice są najczęściej tolerowanymi wymiarami w budowie maszyn. Wynika to stąd, że większość części maszyn ma kształt brył obrotowych; wałki, osie, sworznie, kołki, śruby, panewki i łożyska toczne, koła zębate i jezdne, krążki, sprzęgła i hamulce, uszczelniacze itp. Jednocześnie zasady ustalone dla wymiarów średnicowych są takie same w przypadku wymiarów liniowych. Przedstawione przykładowo części maszyn mają ważne cechy wspólne. Są nimi powstałe poprzez obróbkę skrawaniem oraz współpracują wzajemnie. Pod pojęciem współpracy należy rozumieć wzajemne skojarzenie części w maszynie. Może to być ciasne osadzenie koła zębatego na wale jak i luźny obrót czopa w panewce. Tak rozumiana współpraca części maszyn nazywa się pasowaniem wzajemnym lub po prostu pasowaniem. Z powyższego przykładu wynika, że pasowania mogą mieć charakter luźny lub ciasny. Pojęcia tolerancji i pasowań mogą występować oddzielnie, ale ich sens najpełniej uwidacznia się w połączeniach części maszyn. Aby zagadnienie to właściwie omówić, należy zdefiniować kilka pojęć podstawowych.

Terminy i definicje wg PN-EN 20286-1 dotyczące tolerancji wraz z komentarzem:

1. Wymiar nominalny – wymiar, z którego wynikają wymiary graniczne przez podanie odchyłki górnej i dolnej (rys. 1). Wymiar nominalny jest najczęściej, choć nie zawsze wyrażony liczbą całkowitą, np.: $\phi 50$ mm; $l = 125$ mm; $h = 72$ mm itd. Przy wymiarowaniu przedmiotu należy dążyć do wymiarów nominalnych całkowitych. Często spotykanym wyjątkiem są wymiary regeneracyjne, np.: $\phi 50,5$ mm; $l = 125,3$ mm; $h = 72,5$ mm.
2. Wymiary graniczne: dwa skrajnie dopuszczalne wymiary elementu, między którymi powinien być zawarty lub którym może być równy wymiar zaobserwowany. Pojęcie „wymiar zaobserwowany” często występuje w pasowaniach i tolerancjach. Oznacza on wymiar rzeczywisty, zmierzony po wykonaniu przedmiotu. W odróżnieniu od dokumentacyjnego, wymiar zaobserwowany mieści się w tolerancji i jest zgodny z rysunkiem albo nie mieści się i jest niezgodny (wyrób wadliwy). Wymiar zaobserwowany również ma swoją tolerancję, ale wynika ona z dokładności wykonania pomiarów i najczęściej jest znacznie niższa od tolerancji rysunkowej. Przedmiotem zagadnienia tolerancji są wymiary dokumentacyjne, czyli planowane do wykonania.
3. Układ tolerancji – układ znormalizowanych tolerancji i odchyłek. Jest to układ wg tabeli 1 uzależniający wielkość pola tolerancji od wymiaru i klasy dokładności IT.
4. Linia zerowa: prosta oznaczająca wymiar nominalny, względem, której określa się odchyłki i tolerancje przy przedstawianiu graficznym wymiarów granicznych i pasowań (rys. 1).



Rys. 1. Wymiar nominalny, wymiary górny i dolny oraz linia zerowa

Rysunek 1 przedstawia schematycznie pojęcia zdefiniowane powyżej na przykładzie otworu. Zwróćmy uwagę, że wymiar nominalny znajduje się poza obrębem wymiarów granicznych, w tym przypadku jest mniejszy od dolnego wymiaru granicznego. Oznacza to, że zarówno odchyłka dolna jak i górna przedstawiają sobą otwór o średnicy większej od nominalnej. Może to być przykładowo $\phi 50$ mm – wymiar nominalny oraz $\phi 50,2$ mm – wymiar górny i $\phi 50,1$ mm – wymiar dolny. Fakt, że odchyłki nie zawierają w sobie wymiaru nominalnego jest często spotykany w tolerancjach.

5. Odchyłka: różnica wymiaru i odpowiadającemu mu wymiarowi nominalnemu (es, ei, ES, EI),

Litery małe dotyczą wałków, a duże otworów. W podanym wyżej przykładzie będzie:

$$\text{odchyłka górna ES} = 50,2 \text{ mm} - 50 \text{ mm} = 0,2 \text{ mm},$$

$$\text{odchyłka dolna EI} = 50,1 \text{ mm} - 50 \text{ mm} = 0,1 \text{ mm}.$$

Równie dobrze wymiar otworu $\phi 50$ może być stolerowany w dół, np.; 49,9 do 49,8 mm:

$$\text{odchyłka górna ES} = 49,9 \text{ mm} - 50 \text{ mm} = - 0,1 \text{ mm},$$

$$\text{odchyłka dolna EI} = 49,8 \text{ mm} - 50 \text{ mm} = - 0,2 \text{ mm}.$$

Widzimy więc, że odchyłki mogą mieć wartość dodatnią lub ujemną.

6. Odchyłka górna (ES, es) – różnica wymiaru górnego i odpowiadającego mu wymiaru nominalnego (rys. 2).

7. Odchyłka dolna (EI, ei) – różnica wymiaru dolnego i odpowiadającego mu wymiaru nominalnego (rys. 2).

8. Odchyłka podstawowa: w układzie tolerancji i pasowań – odchyłka, która określa położenie pola tolerancji względem linii zerowej. Jest to odchyłka znajdująca się najbliżej linii zerowej. W skrajnym przypadku odchyłka podstawowa może pokrywać się z linią zerową, np.: $\phi 50,0$ do $\phi 50,1$:

$$\text{odchyłka górna } ES = 50,1 \text{ mm} - 50,0 = 0,1 \text{ mm},$$

$$\text{odchyłka dolna } EI = 50,0 \text{ mm} - 50,0 \text{ mm} = 0 \text{ mm}.$$

Odchyłka dolna $EI = 50,0 \text{ mm}$ jest jednocześnie linią zerową, jej wartość wynosi zero. Ten rodzaj odchyłki ma szczególne znaczenie.

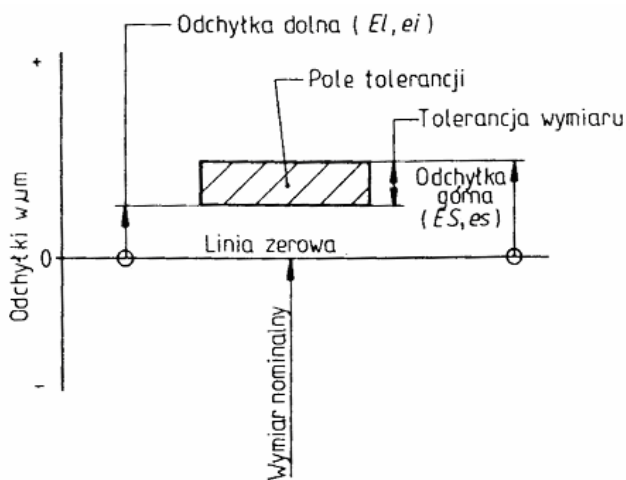
9. Tolerancja wymiaru: różnica wymiaru górnego i wymiaru dolnego, tzn. różnica odchyłki górnej i odchyłki dolnej (rys. 2)

Według omawianego przykładu tolerancja wymiaru nominalnego $\phi 50$ wyniesie:

$$50,2 \text{ mm} - 50,1 \text{ mm} = 0,1 \text{ mm}, \text{ lub}$$

$$0,0 \text{ mm} - 49,9 \text{ mm} = 0,1 \text{ mm}.$$

Uwaga. Tolerancja jest zawsze liczbą dodatnią.



Rys. 2. Umowne przedstawienie pola tolerancji

10. Tolerancja normalna (IT): w układzie tolerancji i pasowań ISO każda tolerancja należąca do tego układu. Jest to tolerancja ujęta w tabelicy 1, czyli określona co do wartości liczbowej związanej z tolerowanym wymiarem i klasą dokładności. Pojęcie normalna oznacza tolerancję znormalizowaną. W technice można oczywiście stosować tolerancje nie ujęte w normach.

11. Klasa tolerancji normalnych – w układzie tolerancji i pasowań ISO grupa tolerancji (np. IT7) uznanych jako odpowiadające jednemu poziomowi dokładności dla wszystkich wymiarów nominalnych. Oznacza to, że w danej klasie dokładności IT mogą być różne wartości liczbowe

tolerancji, ale związane tylko ze zmianą grupy wymiarowej i to wg zasady; większy wymiar – większa wartość tolerancji.

12. Pole tolerancji: przy graficznym przedstawieniu tolerancji obszar zawarty między dwiema liniami reprezentującymi wymiar górny i dolny, określony wartością tolerancji i jego położeniem względem linii zerowej

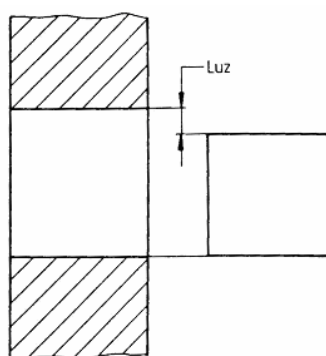
W omawianych przykładach granicami pola tolerancji będą wymiary 50,2 i 50,1 oraz 49,9 i 49,8 lub 50,0 i 49,9.

3. Pasowania

Pasowanie zostało wcześniej omówione jako rodzaj skojarzenia, czyli współpracy dwóch celowo stolerowanych części (wałka i otworu) z możliwością zaistnienia między nimi luzu lub zacisku. Rodzaj skojarzenia zależy od wartości tolerancji IT, ale przede wszystkim od położenia pól tolerancji względem linii zerowej. Gdy odchyłki wałka i otworu nakładają się, to następuje zacisk, a gdy nie dochodzą do siebie, to mamy luz.

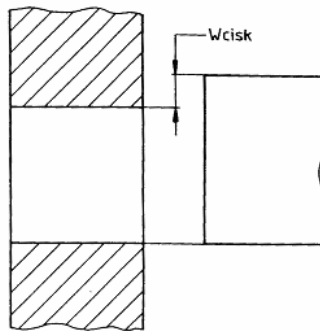
Terminy i definicje wg PN-EN 20286-1 dotyczące pasowań.

1. Luz – dodatnia różnica wymiarów otworu i wałka przed ich połączeniem, gdy średnica wałka jest mniejsza niż średnica otworu (rys. 3). W pasowaniach oznacza to, że skojarzenie współpracujących ze sobą wałka i otworu o tej samej średnicy nominalnej musi dać luz w każdym przypadku. W szczególności wałek wykonany w górnej dopuszczalnej odchyłce (wałek największy) i otwór w dolnej dopuszczalnej odchyłce (otwór najmniejszy) muszą wykazać po zmontowaniu luz.



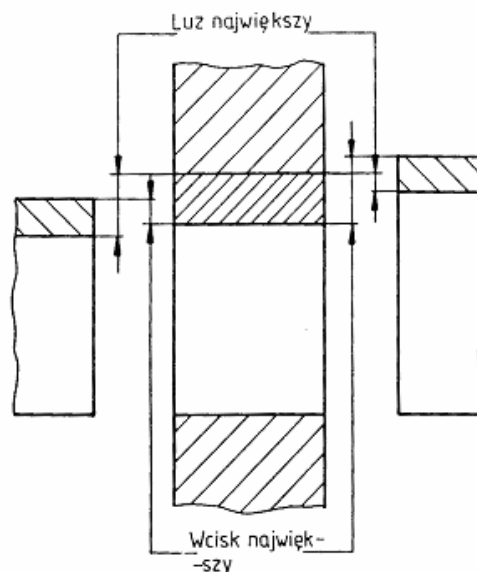
Rys. 3. Luz

2. Wcisk – ujemna różnica wymiarów otworu i wałka przed ich połączeniem, gdy średnica wałka jest większa niż średnica otworu. Zagadnienie ma podobny charakter jak wyżej opisane luzy. Różnica polega na tym, że każde dowolne skojarzenie wałka i otworu musi dać zacisk.



Rys. 4. Wcisk

3. Pasowanie – wzajemna relacja między wymiarami dwóch łączonych elementów (otworu i wałka) przed ich połączeniem, wynikająca z ich różnicy. Dwie łączone części danego pasowania mają wspólny wymiar nominalny. O ile w poprzednich przykładach luz i wcisk wynikały z bliżej nieokreślonej różnicy wymiarów wałka i otworu, to w przypadku pasowań kluczowe znaczenie ma to, że wymiar nominalny obu kojarzonych części jest identyczny. Wobec tego luz albo zacisk wynikać mogą tylko z różnicy w położeniu pól tolerancji wałka i otworu względem linii zerowej. Wielkość liczbową tolerancji (pole tolerancji) wałka i otworu wpływa głównie na wielkość luzu lub zacisku, bez zmiany charakteru współpracy. Zależność tą widać na rysunku 5 przedstawiającym pasowanie mieszane. Jest to specyficzny rodzaj pasowania wałka i otworu charakteryzujący się tym, że pola tolerancji wałka i otworu nachodzą na siebie częściowo. Wobec tego możliwe jest, w zależności od faktycznego wykonania obu części, zaistnienie luzu albo wcisku. (Nigdy obu przypadków naraz w jednym skojarzeniu rzeczywistych części). Pasowanie mieszane oznacza, że konstruktorowi jest obojętne czy współpracujące części będą miały luz czy zacisk.



Rys. 5. Pasowanie mieszane

4. Układ pasowań – układ obejmujący pasowania wałków i otworów należących do układu tolerancji. Podobnie jak dla tolerancji, tak i dla pasowań utworzono usystematyzowany zbiór obejmujący tolerancje IT oraz ich położenie względem linii zerowej. Wspólne określenie tolerancji i jej położenia nazywa się pasowaniem. Pasowanie oznacza się symbolem literowo-cyfrowym np.:

$\phi 50h8$ oznacza:

$\phi 50$ – średnica nominalna wałka 50 mm,

h – położenie pola tolerancji wałka,

8 – klasa tolerancji IT8;

$\phi 50H8$ oznacza:

$\phi 50$ – średnica nominalna otworu 50 mm,

H – położenie pola tolerancji otworu,

8 – klasa tolerancji IT8.

Jak wynika z tego przykładu, pierwsze liczby określają wymiar nominalny (brak symbolu ϕ oznacza wymiar liniowy), litera mała oznacza, że pasowanie dotyczy wałka, litera duża pasowanie otworu, a liczba ostatnia to klasa dokładności (bez symbolu IT). Pierwszorzędne znaczenie ma tu rodzaj litery w oznaczeniu pasowania: duża – otwór, mała – wałek. Bez tego zróżnicowania nie sposób odróżnić czy wymiar i pasowanie dotyczą wałka czy otworu. Ma to znaczenie, gdy rysunek przedstawia np. koło zębate osadzone na wałku.

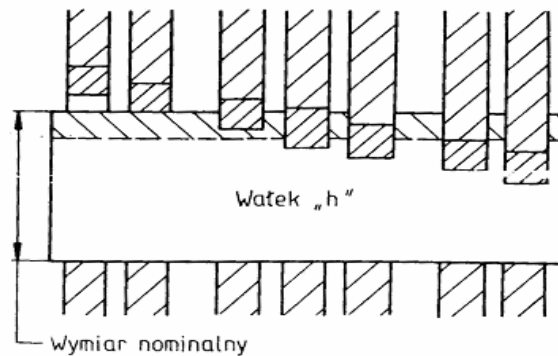
Kolejne definicje wg normy.

5. Wałek podstawowy – wałek wybrany za podstawę układu pasowań stałego wałka. W układzie tolerancji i pasowań ISO jest to wałek, którego odchyłka górna jest równa zero. Oznacza to, że górny dopuszczalny wymiar jest wymiarem nominalnym, a cała tolerancja skierowana została w głąb materiału. Wałek może być mniejszy lub najwyżej równy wymiarowi nominalnemu.

6. Otwór podstawowy – otwór wybrany za podstawę układu pasowań stałego otworu. W układzie tolerancji i pasowań ISO jest to otwór, którego odchyłka dolna jest równa zero. Oznacza to, że dolny dopuszczalny wymiar jest wymiarem nominalnym, a cała tolerancja została skierowana w głąb materiału. Otwór może być większy lub, co najmniej, równy wymiarowi nominalnemu.

7. Układ pasowań stałego wałka – układ pasowań, w którym wymagane luzy lub wciski wynikają z połączenia otworów o różnych polach tolerancji z wałkami o jednym polu tolerancji. W tym pasowaniu elementem stałym jest wałek. Dla uzyskania zamierzonego luzu lub zacisku, odpowiednio ustalamy położenie pola tolerancji otworu wg rys. 6. Rysunek przedstawia otwory w relacji ze stałym wałkiem od pasowania luźnego poprzez mieszane do ciasnego. Należy pamiętać, że wymiar

nominalny wałka i otworu jest identyczny, a ich tolerancje rysunkowe są celowo przejaskrawione dla lepszego zobrazowania pasowań. Stały wymiar wałka dotyczy jego wartości nominalnej wraz z tolerancją. Stolerowanie średnicy otworu wynika z warunków wcześniej omówionych, głównie wykonawczych. Planując wymiar otworu pod kątem uzyskania zamierzonego luzu lub zacisku, musimy uwzględnić tolerancję wałka. Zasada pasowania według stałego wałka jest rzadko stosowana.

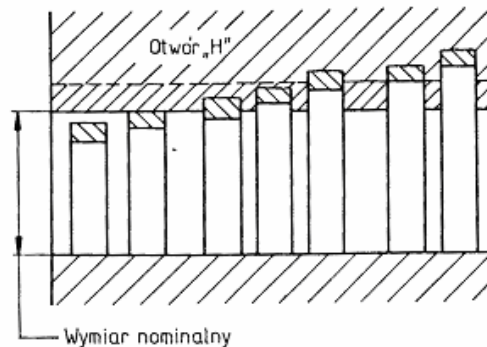


Rys. 6. Pasowanie wg stałego wałka

8. Układ pasowań stałego otworu: układ pasowań, w którym wymagane luzy lub wciski wynikają z połączenia wałków o różnych polach tolerancji z otworami o jednym polu tolerancji. W tym przypadku również wałek i otwór mają identyczny wymiar nominalny. Jednak dla uzyskania zamierzonego pasowania „manewrujemy” polem tolerancji wałka. Rysunek 7 przedstawia, w formie przejaskrawionej, różne położenia pól tolerancji wałka gwarantujące uzyskanie pasowania luźnego, mieszanego i ciasnego. Pasowanie według zasady stałego otworu jest najczęściej stosowane w budowie maszyn. Wynika to ze specyfiki obróbki otworów i wałków. Wałki wykonujemy metodą toczenia, co pozwala na otrzymanie dowolnych wymiarów. Otwory, zwłaszcza małe, wykonuje się poprzez wiercenie. Wymiar otworu jest więc odzwierciedleniem średnicy wiertła. Nie może być inny niż to narzędzie. Widzimy, więc że stosowanie zasady stałego wałka pociągnęłoby za sobą potrzebę posiadania olbrzymiej ilości wiertel i rozwiertaków. Przykładowo, dla średnicy $\phi 10$ mm dobrze wyposażona narzędziownia powinna mieć około 50 wiertel o średnicach poniżej i powyżej wymiaru, stopniowanych co 0,01 mm. Z tego powodu powszechnie stosowana jest zasada stałego otworu, do którego dotacza się wałek o od-powiedniej do założeń pasowania średnicy. Pozwala to na ograniczenie ilości wiertel, rozwiertaków, a w konsekwencji również gwintowników i narzynek oraz innych narzędzi.

Uwaga. Zawsze jest łatwiej dotoczyć wałek do otworu niż odwrotnie, czyli dorobić otwór do wałka. Rysunek 7 przedstawia otwór wykonany w pewnej tolerancji wymiaru nominalnego, do którego konstruktor dopasowuje wałki według pasowania luźnego, mieszanego i ciasnego. Ten ekonomiczny

i techniczny aspekt jest podstawą powszechnego stosowania w pasowaniach zasady stałego otworu. Odstępstwa od tej zasady mogą się zdarzać, ale tylko w uzasadnionych przypadkach.

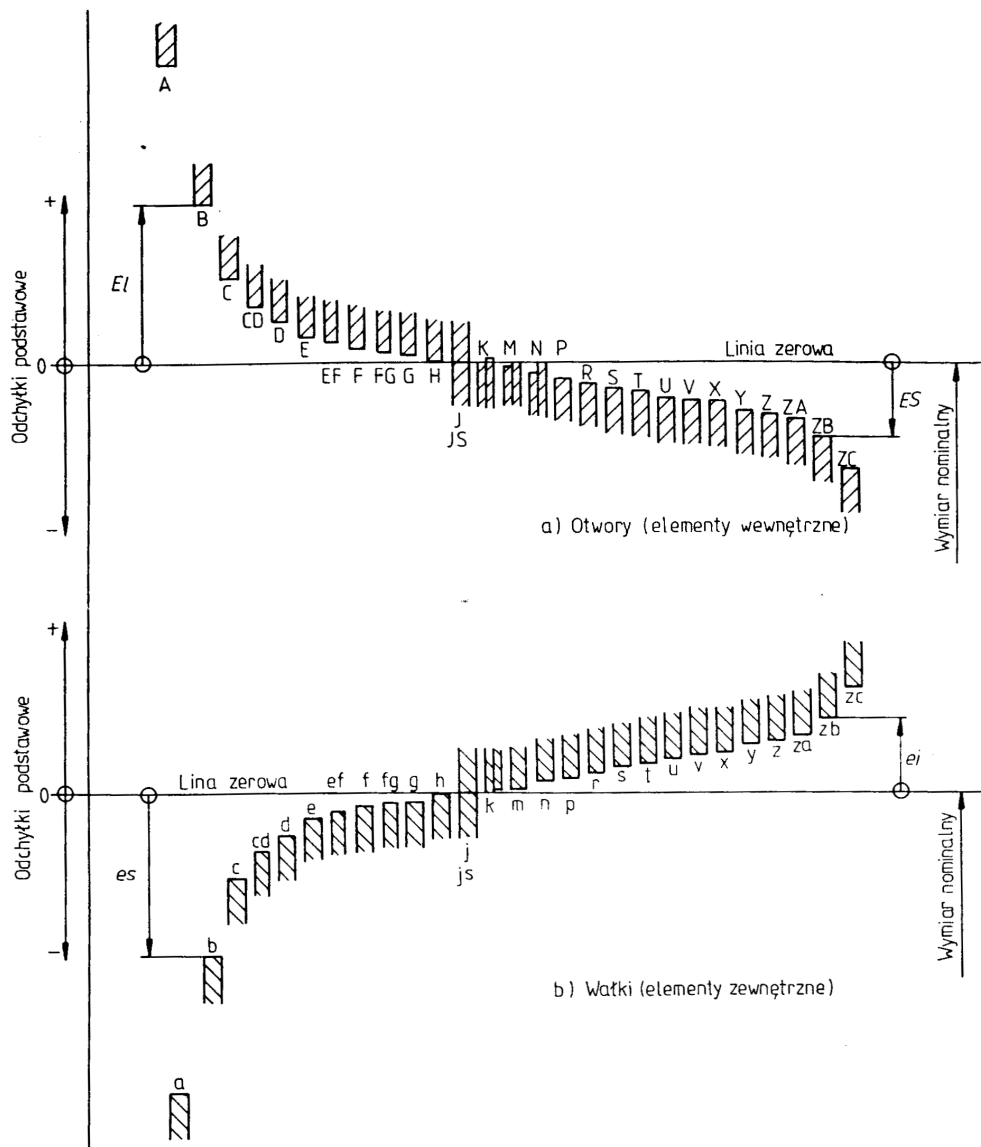


Rys 7. Pasowanie wg stałego otworu

9. Oznaczanie pola tolerancji – termin stosowany w znaczeniu skojarzenia odchyłki podstawowej z klasą tolerancji normalnych, np. h9, D13 itp.

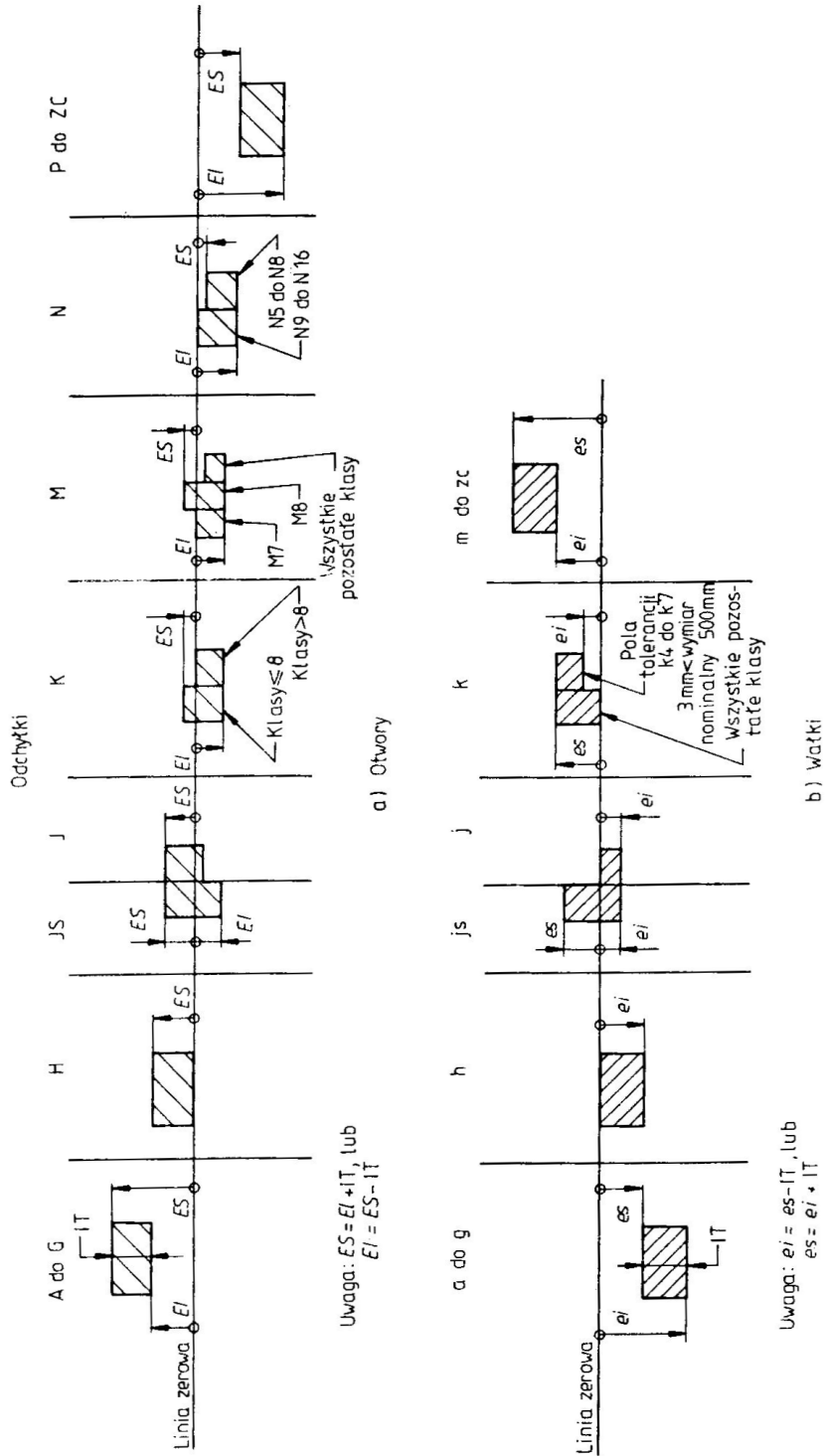
Zagadnienie to zostało wstępnie omówione już wcześniej. W tym miejscu należy przybliżyć problem oznaczeń literowych położenia pól tolerancji, czyli pasowań. O ile wielkość pola tolerancji wynika z numeru klasy dokładności IT i wymiaru tolerowanego, o tyle położenie tego pola względem linii zerowej zależy od jego wartości literowej. Punktem wyjścia jest rodzaj pasowania. Mówiąc, dopasowujemy, mamy na myśli takie ustalenie wielkości i położenia pola tolerancji wałka, aby wraz z tolerancją otworu uzyskać zamierzony luz lub wcisk. Podobnie jak tolerancje, tak i ich położenia zostały znormalizowane i opisane w normach. Położenia pól tolerancji zostały oznaczone literami od „a, A” do „z, Z”. Litery małe oznaczają położenie pól tolerancji wałka, a litery duże położenie pól tolerancji otworu względem linii zerowej. Linie zerową wyznaczają wymiary nominalne. Zwróćmy uwagę, że położenie pól tolerancji wałka i otworu o tych samych oznaczeniach literowych jest symetryczne względem linii zerowej (rys.8). Biorąc pod uwagę, że szerokość pól tolerancji wyznaczona klasą tolerancji IT jest identyczna dla wałka i otworu, to trzeba stwierdzić, że pasowanie np.a7 dla wałka i A7 dla otworu jest w liczbach bezwzględnych identyczne. Na rysunku przedstawiono dokładnie położenie odchyłki podstawowej, czyli tej najbliższej linii zerowej dla każdego pasowania. Ograniczenia pól pasowań z drugiej strony nie podano, bo jest ono uzależnione od klasy dokładności IT, czyli jego rozpiętość może być mocno zróżnicowana – od znikomej dla IT01 do bardzo szerokiej dla IT18. Uwagę zwraca pasowanie JS oraz js. Obejmują one w sposób symetryczny linie zerowe otworu i wałka. Oznacza to, że wymiar wykonany może być równie dobrze dodatni jak i ujemny względem nominalnego. W praktyce warsztatowej często mówi się o wykonaniu w plusie lub w minusie. Innym charakterystycznym rodzajem pasowania jest H oraz h. Te z kolei rozpoczynają się na linii zerowej, co oznacza, że jedna odchyłka ma wartość zero. Na rysunku nr 8 podano w sposób

graficzny informacje o położeniach pól; otwór (elementy wewnętrzne) oraz wałek (elementy zewnętrzne).



Rys.8. Schematyczne przedstawienie położenia odchyłek podstawowych

Oznaczają one, że otwór i wałek w pasowaniach to pojęcia umowne. Otworem może być np. stolerowana odległość krawędzi dwóch różnych przedmiotów lub stolerowana grubość blachy. Można uznać, że otworem w rozumieniu pasowań i tolerancji jest wymiar przestrzeni pustej pomiędzy materiałem Na rysunku 9 i 10 pokazano tylko odchyłki graniczne położone najbliżej linii zerowe, gdyż położenie drugiej, dalszej odchyłki zależy od szerokości tolerancji i w związku z tym może być ona różna.



Rys. 9 Charakterystyczne położenia pól tolerancji

Przedstawione graficznie pasowania mają swoje nazwy techniczne obrazowo przedstawiające ich zastosowanie, a wynikające z położenia poszczególnych pól. Widzimy na rysunku choinkę wymiarów, tak wałka jak i otworu, na początku mocno oddaloną od linii zerowej, następnie dochodzącą i mijającą. Oznacza to dla wałków wzrost średnicy, a dla otworów zmniejszanie.

Tabela 2. Nazwy pasowań

A, a	przestronne, bardzo luźne	M, m	wciskane
B, b	przestronne luźne	N, n	mocno wciskane
C, c	przestronne zwykłe	P, p	bardzo lekko wtlaczane
CD, cd	przestronne obrotowe	R, r	lekko wtlaczane
D, d	obrotowe bardzo luźne	S, s	wtlaczane
E, e	obrotowe luźne	T, t	mocno wtlaczane
EF, ef	obrotowe półluźne	U, u	bardzo mocno wtlaczany 1
F, f	obrotowe zwykłe	V, v	bardzo mocno wtlaczany 2
FG, fg	obrotowe półciasne	X, x	bardzo mocno wtlaczany 3
G, g	obrotowe ciasne	Y, y	bardzo mocno wtlaczany 4
H, h	suwliwe lub podstawowe	Z, z	bardzo mocno wtlaczany 5
JS, js	przyłgowe symetryczne	ZA, za -	bardzo mocno wtlaczany 6
J, i	przyłgowe	ZB, zb	bardzo mocno wtlaczany 7
K, k	lekko wciskane	ZC, zc	bardzo mocno wtlaczany 8

4. Symbole, oznaczenia oraz interpretacja tolerancji, odchyłek i pasowań

Podsumowanie

1. Klasy tolerancji normalnych – klasy te oznacza się literami IT z następującą po nich liczbą, np. IT7. Kiedy klasa tolerancji skojarzona jest z literą oznaczającą odchyłkę podstawową, stanowiącą oznaczenie pola tolerancji, litery IT pomija się, np. h7.

Zagadnienie to zostało omówione już wcześniej. Warto jednak wrócić do niego w kontekście rys. 8. Widać na nim, że w tolerancjach i pasowaniach, tolerancja IT ma za zadanie określenie dopuszczalnej szerokości rozrzutu danego wymiaru. Ma to głównie znaczenie dla wykonawcy przy doborze maszyn, narzędzi i sposobów obróbki.

2. Położenie pola tolerancji.

Położenie pola tolerancji względem linii zerowej, która obrazuje wymiar nominalny, oznacza się wielkimi literami (A...ZC) w przypadku otworów i małymi literami (a...zc) w przypadku wałków (rys. 8 i 9). Położenie pola tolerancji ma pierwszorzędne znaczenie w ocenie rodzaju współpracy w układzie dwóch części maszyny. Obrazuje to rys. 8 a określa tab. 2.

3. Pole tolerancji.

Pole tolerancji należy oznaczać literą oznaczającą odchyłkę podstawową i następującą po niej liczbą oznaczającą klasę tolerancji normalnych, np. H7, h7.

4. Wymiar tolerowany.

Wymiar tolerowany należy oznaczać wymiarem nominalnym i następującym po nim oznaczeniem wymaganego pola tolerancji lub bezpośrednio – odchyłkami granicznymi, np. 32H7, 80js15. Oznaczenie literowo-cyfrowe preferowane jest na rysunkach złożeniowych, ofertowych, instruktażowych itp. Czytający z łatwością rozpoznaje rodzaj współpracy pasowanych części oraz wymagania obróbkowe. Natomiast na rysunkach wykonawczych pasowanie i tolerancje podaje się w formie wymiaru z odchyłkami granicznymi np: 32H7 będzie $32_{0,0}^{+0,025}$. Zasadą jest, że wymiar większy zapisujemy wyżej.

5. Pasowanie.

Wymagane pasowanie między łączonymi elementami należy oznaczać za pomocą:

- a) wspólnego wymiaru nominalnego – 52, $\phi 100$, $\phi 450$ itp.,
- b) oznaczenia pola tolerancji otworu – H7, H8, G7 itp.,
- c) oznaczenia pola tolerancji wałka – g6, e8, h6 itp., np. 52H7/g6, $\phi 100H8/e8$, $\phi 450G7/h6$ itp.

Ten rodzaj zapisu stosuje się tylko na rysunkach złożeniowych. Jego celem jest określenie wzajemnych relacji wymiarowych decydujących o rodzaju współpracy wzajemnej. Z tego powodu nie zastępuje się go zapisem liczbowym odchyłek.

Rysunek 9, a szczególnie rys. 10 obrazuje rzeczywiste położenia pól pasowań i tolerancji. Zauważamy, że sąsiednie pola często zazębiają się ze sobą zwłaszcza, gdy znacząco różnią się klasą tolerancji. Daje to konstruktorowi spore pole manewru przy doborze pasowań i tolerancji, ale również nakłada obowiązek analizy wymiarowej przypadków skrajnych. Zbiegnięcie się np. maksymalnego otworu z minimalnym wałkiem może zamiast zacisku dać luz. Musimy pamiętać, że zadysponowanie na dokumentacji określonej tolerancji upoważnia producenta do korzystania z niej w pełnym zakresie. Nie praktykuje się zapisów typu „50H7 wykonać w dolnym zakresie tolerancji”.

Wcześniej już zostało podane, że pasowanie wzajemne według zasady stałego otworu jest uprzywilejowane. W tej grupie pasowanie suwliwe typu „H” ma szczególne znaczenie. Jedno i drugie wynika głównie ze względów obróbkowych. Fakt, że otwory wykonuje się najczęściej przy pomocy wiertel i rozwiertaków, a wałki metodą toczenia sprawia, że to otwór jest elementem podstawowym w pasowaniach, do którego dorabia się wałek według żądanej relacji. Mówimy wtedy o pasowaniu według zasady stałego otworu H. Zasada ta jest tak powszechna, że pasowania innych rodzajów są dużą rzadkością. Ponieważ wałek jest łatwiej wykonać w dużej dokładności niż otwór to kolejną

zasadą jest przyjmowanie w pasowaniach wzajemnych zasady, że tolerancja otworu jest wyższa niż wałka, np.: $\phi 50H7/r6$.

Kolejnym etapem ujednoczenia systemu pasowań i tolerancji w budowie maszyn jest przyjęcie skojarzeń uprzywilejowanych, tzn. z niemal nieskończonej ilości możliwych kombinacji pasowań i tolerancji wałków i otworów wybrano te, które w wystarczający sposób zaspokajają potrzeby projektantów eliminując zbędną ich różnorodność. Podaje je norma PN-ISO 1829 „Wybór pól tolerancji ogólnego przeznaczenia” Norma oczywiście tylko zaleca stosowanie tych pól i nie jest ono obligatoryjne.

Bywają też w technice wymiary, których dokładność wykonania może być dużo mniejsza od podawanych w w/w normach. Jest to wola projektanta. Jednak i ten aspekt budowy maszyn jest znormalizowany. Odchyłki te opisuje norma PN-91/M-02168/01 „Tolerancje ogólne. Tolerancje wymiarów liniowych i kątowych bez tolerancji indywidualnych”. Autorzy podają jako cel tej normy uproszczenie oznaczeń na rysunkach, ale nie pozostawianie dokładności ich wymiarów domysłem producentów. Uproszczenie oznaczeń sprowadza się do tego, że jednym wpisem ustala się tolerancję często dziesiątków wymiarów.

Norma określa cztery klasy dokładności ogólnych oznaczone literowo:

1. f – dokładna,
2. m –średniodokładna,
3. c – zgrubna,
4. v – bardzo zgrubna.

Stosujemy ją w ten sposób, że na rysunku podajemy numer w/w normy i żadaną klasę wykonania. Będzie to oznaczać, że wymiary nie stolerowane indywidualnie muszą mieć odchyłki wg wymagań przedmiotowej normy. Za wymiar liniowy uznawane są także ścięcia, podcięcia, promienie itp.

Osobnym zagadnieniem są oznaczenia i zapisy dotyczące tolerancji i pasowań. Sprawy te ujęte są w normie PN/ISO 406 „Rysunek techniczny. Tolerowanie wymiarów liniowych i kątowych”.

Zestawienie najważniejszych pojęć, oznaczeń i zależności wzajemnych stosowanych w pasowaniach i tolerancjach wymiarów liniowych podane jest poniżej. Zestawienie wykonane na podstawie normy PN-EN 20286-1 zawiera również symbole wcześniej w tekście nieużywane. Czynione to było w celu niezaciemniania prowadzonych objaśnień. Jednak ich znajomość jest konieczna ze względu na to, że występują one w innych normach, literaturze fachowej, a przede wszystkim pomagają sprawić, że rachunki na tolerancjach są jednoznaczne.

1. wymiar górny – B

1.1. wymiar górny otworu, – Bo

- 1.2. wymiar górny wałka, – Bw
2. wymiar dolny – A
 - 2.1. wymiar dolny otworu, – Ao
 - 2.2. wymiar dolny wałka, – Aw
3. wymiar nominalny – D, d
4. tolerancja – T ; $T = B - A$
 - 4.1. tolerancja otworu – To; $To = Bo - Ao$ lub $To = ES - EI$
 - 4.2. tolerancja wałka – Tw; $Tw = Bw - Aw$ lub $Tw = es - ei$
5. odchyłka górna otworu – ES dawniej Go; $ES = Bo - D$ lub $ES = EI + To$
6. odchyłka górna wałka – es dawniej Gw; $es = Bw - d$ lub $es = ei + Tw$
7. odchyłka dolna otworu – EI dawniej Fo; $EI = Ao - D$ lub $EI = ES - To$
8. odchyłka dolna wałka – ei dawniej Fw; $ei = Aw - d$ lub $ei = es - Tw$
9. luz największy – Smax ; $Smax = ES - ei$
10. luz najmniejszy – Smin ; $Smin = EI - es$
11. wcisk najmniejszy – Nmin ; $Nmin = ES - ei$
12. wcisk największy – Nmax ; $Nmax = EI - es$

Uwaga. Luz często jest oznaczany w polskiej literaturze i dokumentach zakładowych przez literę „L”, a zacisk jako „Z”. Jednak w nomenklaturze międzynarodowej jest jak wyżej. Przykład 1 ilustruje zastosowanie wymienionych oznaczeń i zależności w analizie wymiarowej tolerancji i pasowań.

W punkcie 4 podano oznaczenie tolerancji „T” zamiast IT. Jest to celowe, IT to tablica klasyfikacyjna wg PN natomiast T to symbol we wzorach do obliczeń.

Również oznaczenia odchyłek w wielu wcześniejszych wydaniach mają inne oznaczenia, tj. F i G, podano je obok aktualnych.

5. Przykłady i zadania

W zadaniach i przykładach jednostką wymiaru nominalnego jest milimetr [mm], a tolerancji i odchyłek mikrometr (mikron) [μm], ale zamiennie z ułamkowymi częściami milimetra. Ułamkowe części milimetra występują zawsze z częścią całkowitą np. 0,025.

Przykład 1

Korzystając z norm obliczyć i przedstawić parametry pasowania $\phi 50$ H7/g6:

- wymiar nominalny wałka d i otworu D – 50 mm,
- pasowanie obrotowe ciasne (g) wg zasady stałego otworu (H),
- klasa tolerancji otworu IT7 dla $\phi 50$ daje tolerancję $T_o = 30 \mu\text{m} = 0,030 \text{ mm}$ (wg PN-EN 20286-2),
- klasa tolerancji wałka IT6 dla $\phi 50$ daje $T_w = 16 \mu\text{m} = 0,016 \text{ mm}$.

Położenie pola tolerancji otworu wg PN $\left(\begin{array}{c} + 0,03 \\ 0,00 \end{array} \right)$

- dolna odchyłka otworu $EI = 0$ tj. $A_o = 50,00 \text{ mm}$,
- górna odchyłka otworu $ES = 0,03$ tj. $B_o = 50,03 \text{ mm}$.

Wymiar otworu można zapisać $\phi 50 \begin{array}{c} + 0,03 \\ 0,00 \end{array}$

Położenie pola tolerancji wałka wg PN $\left(\begin{array}{c} - 0,009 \\ - 0,025 \end{array} \right)$

- górna odchyłka tolerancji wałka $es = -0,009 \text{ mm}$, tj.

$$B_w = es + D = -0,009 + 50 = 49,991 \text{ mm},$$

- dolna odchyłka tolerancji wałka wg PN wynosi $ei = -0,025$, tj.:

$$A_w = ei + D = -0,025 \text{ mm} + 50 \text{ mm} = 49,975 \text{ mm}$$

Wymiar wałka można zapisać $\phi 50 \begin{array}{c} -0,009 \\ -0,025 \end{array}$

Wartości luzów:

- najmniejszy luz wynosi:

$$S_{\min} = EI - es = 0,0 - (-0,009) = 0,009 \text{ mm},$$

- największy luz wynosi:

$$S_{\max} = ES - ei = 0,03 - (-0,025) = 0,055 \text{ mm},$$

- tolerancja pasowania:

$$T_p = S_{\max} - S_{\min} = 0,055 - 0,009 = 0,046 \text{ mm}.$$

Przykład 2

Konstruktor musi zaprojektować połączenie zaciskowe koła zębatego z wałem o średnicy 100 mm. Z obliczeń wytrzymałościowych wynika, że minimalny zacisk powinien wynieść 0,03 mm. Dobrać pasowanie normalne wg zasady stałego otworu przyjmując standardowe klasy dokładności.

1. Standardową klasą dokładności dla otworu jest IT7 a dla wałka IT6.
2. Wg PN-EN 20286-2 jest dla otworu $\phi 100H7$ $EI = 0$, $ES = 35 \mu\text{m}$.
3. Minimalny wymiar wałka musi wynieść $ei = ES + 30 = 65 \mu\text{m}$.
4. Wymaganie to spełnia odchyłka r6, dla której granice wynoszą +93 i +71 μm .
5. Ostatecznie pasowanie wyniesie $\phi 100 H7/r6$.

Pasowanie musi koniecznie zapewnić minimum wymaganego zacisku.

Sprawdzenie: $N_{\min} = 71 - 35 = 36 \mu\text{m} > 0,030 \text{mm}$.

Przykład 3

Tokarz obrobił wałek. Pomiary wykazały, że wszystkie średnice zostały wykonane z tą samą dokładnością – 20 μm . Jaką klasę IT mają poszczególne średnice o wymiarach: 80 mm, 100 mm i 125 mm.

1. Z tablic tolerancji normalnych dla średnic: $\phi 80$ będzie IT7, $\phi 100$ IT6, $\phi 125$ IT6.
2. Średnicy 125 mm brakuje tylko 2 μm do IT5.

Przykład 4

Wałek ma dwa czopy, każdy z tolerowaną długością: A = 100h8, B = 150js10. Jakie długości całkowite może uzyskać wałek?

1. W skrajnym przypadku mogą się spotkać oba czopy w maksimum lub minimum wymiarowym.
2. Tolerancja 100h8 wynosi 0 μm do -54 μm . Możliwe wymiary to 99,946 do 100,000 mm.
3. Tolerancja 150js10 wynosi $\pm 80 \mu\text{m}$. Możliwe wymiary to 149,92 do 150,080.
4. Wałek będzie najdłuższy gdy $100,000 + 150,080 = 250,08 \text{ mm}$.
5. Wałek będzie najkrótszy, gdy $99,946 + 149,92 = 249,866 \text{ mm}$.
6. Różnica może wynieść 214 μm

Przykład 5

Jaki luz wystąpi w łożysku ślizgowym, gdy wałek i panewka zostaną skojarzone pasowaniem $\phi 120H8/e8$?

- 1) dla 120H8 jest $ES = 0,054$, $EI = 0$,
- 2) dla 120e8 jest $es = -0,72$, $ei = -0,126$.

Ze wzorów w zestawieniu mamy:

- 3) luz największy, $S_{\max} = ES - ei = 0,054 - (-0,126) = 0,180$ mm,
- 4) luz najmniejszy, $S_{\min} = EI - es = 0,000 - (-0,072) = 0,072$ mm,
- 5) rozpiętość możliwych luzów jest znaczna i wynosi 0,108 mm.

Mimo to jest to typowe pasowanie w panewkach, zwłaszcza o dużych średnicach.

Powyższe przykłady ilustrują w najprostszy sposób problematykę i wagę tolerancji i pasowań w budowie maszyn. W praktyce błędnie zaprojektowanie lub wykonanie może zniszczyć najlepszy nawet projekt. Dotyczy to zwłaszcza elementów bardzo wrażliwych jak łożyska toczne i koła zębate. Detale te najczęściej podczas awarii maszyny ulegają całkowitemu zniszczeniu, co umożliwia ustalenie prawdziwych jej przyczyn. Klasycznym przykładem jest zatarcie łożyska na skutek zakleszczenia albo wyłamanie zębów w kołach zębatych o zbyt małym luzie. Z reguły zostaje z nich przemielony materiał, w tym również ze sąsiednich detali, co skutecznie utrudnia a nawet uniemożliwia ustalenie przyczyn.

Przykład 6

Łożysko toczne baryłkowe dwurzędowe 22320 jest montowane na wał dla ciężkich warunków pracy. Zadysponowano pasowanie wału p6.

Sprawdzić geometryczne warunki pracy łożyska:

1. Średnica czopu wynosi $20 \times 5 = 100$ mm.
2. Luz promieniowy normalny C0 łożyska wg katalogów wynosi 0,060 do 0,100 mm.
3. Odchyłka średnicy otworu w łożysku wg katalogów producentów dla normalnej klasy wykonania P0 wynosi 0,0 do $-0,020$ mm.
4. Odchyłka dla $\phi 100p6$ wynosi $+0,037$ do $+0,059$ mm.
5. Zacisk łożyska na czopie może wynieść:

maksymalny: $100,059 - 99,980 = 0,079$ mm,

minimalny: $100,037 - 100,00 = 0,037$ mm.

6. Wpływ zacisku pierścienia na wale na luz w łożysku wynosi:

- luz w łożysku C0 minimalny: 0,060 mm,
- zacisk na czopie maksymalny: 0,079 mm.

Może nastąpić wykasowanie luzu a nawet zacisk wewnątrz łożyska do 0,019 mm.

Taka sytuacja, czysto geometrycznych, prostych zależności owocuje przyspieszonym zużyciem, a przy dużych obrotach natychmiastowym zatarciem. Należy dodać, że pasowanie p6 pod łożysko w pewnych okolicznościach jest stosowane. Wnioski do wyciągnięcia.

Zwraca uwagę to, że analizę tolerancji przeprowadzono w sposób uproszczony, bez stosowania oznaczeń dla trzech tolerowanych wymiarów.

Zadanie 1

Tolerancja IT6. Podać dla niej wartości dolnych odchyłek następujących wymiarów:

- a) 50,01, b) 99,99, c) 75,005, d) 10,1, e) 35,605, f) 150,001, g) 200,05

Zadanie 2

W celach regeneracyjnych i naprawczych często zdarza się konieczność zamiany pasowania oryginalnego na zastępcze, ale równoważne pod względem funkcjonalnym.

Zamienić: a) 120H7/r6 na 121H7/....., b) 50H7/k6 na 50G7/....., c) 80H8/e7 na 80..../c7,

d) 400H8/e8 na 405H8/....., e) 20H7/js6 na 20Js/....., f) 10H7/h6 na 10..../h7.

Zadanie 3

Przedstawić w formie graficznej podane pasowania:

- a) H8/h7, b) H7/k6, c) H6/m5, d) H8/e7, e) H7/p6, f) G8/f8, g) M8/m7, h) M8/k7.

Poszczególne pasowania mają być w formie proporcjonalnie dużych prostokątów położonych odpowiednio względem linii zerowej.

Zadanie 4

Wałek ma długość całkowitą $A = 100 \pm 0,1$ mm. Toczy się z niego czopy długości: $B = 30 + 0,1$;

C = $40 \pm 0,05$ czop D = 30 jest wymiarem zamykającym. Jakie odchyłki może przybierać długość czopa D? Ta sama treść dla danych:

- a) A = $200 - 0,2$, B = $50 - 0,1$, C = $100 \pm 0,1$, D = ?
- b) A = $500 - 1$, B = C = $100 \pm 0,1$, D = ?
- c) A = 1000 ± 2 , B = C = $200 - 0,5$, D = ?
- d) A = 1200 ± 3 , B = C = $300 - 1$, D = ?
- e) A = 2000 ± 5 , B = C = $400 - 2$, D = ?

Spis norm

PN-EN 20286-1 „Układ tolerancji i pasowań ISO. Podstawy tolerancji, odchyłek i pasowań”

PN-EN 20286-2 „Układ tolerancji i pasowań ISO. Tablice klas tolerancji normalnych oraz odchyłek granicznych otworów i wałków”.

PN/ISO 406 „Rysunek techniczny. Tolerowanie wymiarów liniowych i kątowych”

PN-ISO 1829 „Wybór pól tolerancji ogólnego przeznaczenia”

PN-91/M-02168/01 „Tolerancje ogólne. Tolerancje wymiarów liniowych i kątowych bez tolerancji indywidualnych”.

Spis tablic

Tab. 1. Wartości liczbowe tolerancji normalnych.....52

Tab. 2. Nazwy pasowań.....64

Spis rysunków

Rys. 1. Wymiar nominalny, wymiary górny i dolny oraz linia zerowa.....55

Rys. 2. Umowne przedstawienie pola tolerancji.....56

Rys. 3. Luz.....57

Rys. 4. Wcisk.....58

Rys. 5. Pasowanie mieszane.....58

Rys. 6. Pasowanie wg stałego wałka.....60

Rys. 7. Pasowanie wg stałego otworu.....61

Rys. 8. Schematyczne przedstawienie położeń odchyłek podstawowych.....62

Rys. 9. Charakterystyczne położenia pól tolerancji.....63