

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

- O znaczeniu mechaniki i jej nauczaniu, nap. Dr. M. T. Huber, Profesor Politechniki Warszawskiej.
- Zagadnienia zamienności wytwarzania i pasowań i ich rozwiązania w różnych układach krajowych, nap. Dyr. Inż. Omar Hallström.
- Tolerancje długościowe, nap. Inż. W. Łoziński.
- Konferencja w sprawie polskiego układu pasowań.
- Przeгляд pism technicznych.
- Wiadomości Polskiego Komitetu Normalizacyjnego.

SOMMAIRE:

- La mécanique théorique et appliquée. Son importance, développement, problèmes actuels et enseignement, par M. M. T. Huber, Dr., Professeur à l'École Polytechnique de Varsovie.
- Les problèmes de la fabrication interchangeable et des systèmes des tolerances. Leur solution par divers systèmes nationaux, par M. Omar Hallström, Ingénieur, Directeur du Köpings Mekaniska Verkstad (Suède).
- Tolerances longitudinales, [par M. W. Łoziński, Ingénieur.
- Conférence sur le système polonais des tolerances.
- Revue documentaire.
- Bulletin du Comité Polonais de Standardisation.

O znaczeniu mechaniki i jej nauczaniu.^{*)}

Napisal M. T. Huber.

Mechanika kroczy bezwątpienia na czele tych nauk, które tworzą pomost między wiedzą czystą, dążącą do poznania bez względu na bezpośredni pożytek dla ludzkości, a techniką, t. j. umiejętnością zużytkowania materji i sił przyrody do celów kultury. Operując podpadającymi najłatwiej pod zmysły nasze pojęciami elementarnymi materji, ruchu i siły, była mechanika w swym rozwoju historycznym naturalnym podłożem innych gałęzi nauki o nieożywionej przyrodzie, zwanej fizyką. Zdawało się nawet, że wszystkie te gałęzie zostaną stopniowo zmechanizowane, czyli zamienione niejako na oddzielne mniejsze lub większe rozdziały mechaniki. To się powiodło w zupełności tylko z akustyką, i to od dawna; albowiem zjawiska głosowe polegają istotnie na ruchach okresowych, czyli drganiach makroskopowych cząstek materji. W znacznej części zmechanizowano naukę o cieple, tworząc nowożytną termodynamikę. Jeszcze dalej idzie pod tym względem kinetyczna teoria ciepła, zwłaszcza w odniesieniu do gazów, tłumacząca termiczne i inne własności gazów bezładnym ruchem ich cząsteczek elementarnych, zwanych molekułami.

Wyprowadzone z rozważań mechanicznych pojęcia energii kinetycznej i potencjalnej opanowały również całą fizykę, doprowadzając Mayera i Helmholtza do sformułowania niezmiernie ogólnej i doniosłej zasady zachowania energii, jedynej, której po dziś dzień nie naru-

szyły rewolucyjne prądy współczesnych teorii fizyki. Natomiast praca całego długiego żywota lorda Kelvina, jednego z najgłośniejszych uczonych ubiegłego stulecia, który usilnie zdążył do zmechanizowania nauki o zjawiskach elektromagnetycznych, poszła, jak wiadomo, na marne, a odnośna tak potężna gałąź fizyki podążyła jakoby naodwrot do zagarnięcia i opanowania mechaniki. Wszak ku temu zmierza teoria elektronowa a niedawno zmarłego wielkiego fizyka holenderskiego H. A. Lorentz'a w połączeniu z epokową teorią relatywizmu fizykalnego A. Einsteina. Ale najnowszy rozwój nauki o promieniowaniu zmusił przodujących badaczy-teoretyków niejako do powrotu ku ideom Kelvina. Tak np. powstała w naszych czasach „mechanika falowa” de Broglie'go i Schrödingera, czyli „mikromechanika”, tłumacząca dziwne zjawiska wewnątrz atomu, jakie zachodzą zgodnie ze śmiałościami, a pod pewnym względem „antimechanicznymi” teorjami Planck'a i Bohr'a.

Wspominam o tem dorywczo tylko, dla zadookumentowania tej prawdy, że bez gruntownej znajomości podstaw i praw mechaniki klasycznej, jakkolwiek nie zupełnie ścisłych z punktu widzenia relatywizmu, niepodobna wnikać głębiej i opanować żadnej innej gałęzi fizyki.

Podkreśliwszy rolę naukową mechaniki, radbym z tego miejsca silniej jeszcze podkreślić jej rolę praktyczną, techniczną. Doniosłość tej roli wypływa już z powszechnie znanego faktu, że nauka nasza wyszła pierwotnie z łona techniki i dopiero przed dwoma wiekami rozwinęła się, dzięki geniuszowi Newton'a, w potężną samodzielną ga-

^{*)} Wykład wstępny, wygłoszony w Politechnice Warszawskiej dn. 27 marca 1928 r.

podkreślił Poincaré. W słynnych Principiach Newton'a były niemi:

- 1^o prawo bezwładności;
- 2^o prawo niezależności sił;
- 3^o prawo wzajemności działania.

W nowszych czasach, dzięki krytyce filozoficznej podstaw mechaniki (E. Mach i inni), formuluje się elementarne podstawowe prawa dynamiki nieco inaczej, a mianowicie:

1^o. Działania dwu jakichkolwiek cząstek elementarnych materji (traktowanych jako dwa punkty materialne) czy to przy ich stykaniu się, czy też na odległość, są zawsze wzajemnie i objawiają się przyspieszeniami p_1 i p_2 obu cząstek (w pewnym, t. zw. bezwzględnym układzie odniesienia), a kierunki obu przyspieszeń leżą na prostej, przechodzącej przez te punkty (środku cząstek).

2^o. Każdy z obu rozpatrywanych punktów materialnych charakteryzuje pewną wielkość skalarową, zwaną jego masą. Masy m_1 i m_2 , wraz z przyspieszeniami \bar{p}_1 i \bar{p}_2 , spełniają przytem równanie wektorowe:

$$m_1 \bar{p}_1 + m_2 \bar{p}_2 = 0.$$

3^o. Działania różnych punktów materialnych na dany dodają się geometrycznie (zasada równoległoboku sił).

W powyższem sformułowaniu praw dynamiki niema wprawdzie mowy o sile, którą wysuwa się na pierwszy plan w sformułowaniu Newtonowskiem, jednakże siłę wprowadza się zaraz z korzyścią, jako nader ważne i pożyteczne pojęcie pochodne. Skoro masa p. m-go m otrzymuje wskutek działania nań innych mas przyspieszenie \bar{p} (w przestrzeni bezwzględnej), to wyrażamy się wówczas krótko, że na ten punkt działa siła \bar{P} o wielkości $m\bar{p}$. To określenie siły przestaje być trywialną identycznością, dzięki możności statycznego pomiaru siły, np. zapomocą wagi, dynamometru sprężynowego i t. p.

Prawo bezwładności, umieszczone na czele przez Newtona, schodzi teraz do rzędu bezpośredniego wniosku z prawa pierwszego w powyższem wystąpieniu. Skoro bowiem usunęlibyśmy dany p. m. z pod działania innych, to nie mógłby mieć przyspieszenia, czyli poruszałby się ze stałą prędkością (prostoliniową) w układzie bezwzględny.

Przejsie do statyki jest teraz naturalne i proste. Dane siły P_1, P_2, \dots, P_n działające na p. m. m , znoszą się, czyli są w równowadze, jeżeli mu nie udzielają przyspieszenia. A więc:

$$\bar{P}_1 + \bar{P}_2 + \dots + \bar{P}_n = 0$$

jest koniecznym i wystarczającym warunkiem równowagi. Dłuższym łańcuchem prostych rozumowań i wniosków dochodzi się potem do prawa równowagi dwu sił \bar{P}_1 i \bar{P}_2 , działających na dwa różne punkty ciała sztywnego, a stąd do ogólnych warunków równowagi.

Mimo to, w wykładach mechaniki na politechnikach, wysuwa się często na pierwszy plan statykę, a dopiero potem przechodzi się do kinematyki i drugiej części dynamiki, zwanej ki-

netyką. Ten tok wykładu, niezgodny z naturalną budową mechaniki teoretycznej, ponewtonowskiej, da się jednakże usprawiedliwić tradycją historyczną i pewnymi korzyściami dydaktycznymi. Nad tradycją historyczną zatrzymywać się nie będą, gdyż wszystko co potrzeba, można znaleźć w cennej pracy zasłużonego profesora honorowego Politechniki Warszawskiej Feliksa Kucharskiego p. t. „Mechanika w swym rozwoju historycznym” (Warszawa, 1924). Nadto polecam gorąco każdemu, kto pragnie poznać gruntownie znaczenie podstaw mechaniki, książki następujące:

E. Mach — „Die Mechanik in ihrer Entwicklung”;

H. Poincaré — „Science et hypothèse”.

Ta ostatnia wyszła także w dobrym polskim przekładzie p. t. „Nauka i hipoteza” (Warszawa, 1908 r.).

Korzyści dydaktyczne wypływają po pierwsze z prostoty prawideł i zagadnień statyki w stosunku do kinetyki, powtóre zaś z bezpośredniego nawiązania do tak doniosłych dla techniki zadań wytrzymałościowych. Warunki bowiem równowagi, konieczne i wystarczające dla ciała sztywnego, jako uproszczonego modelu rzeczywistych ciał stałych (elementów konstrukcyjnych i maszynowych), są tylko warunkami koniecznymi dla tychże ciał. Są one zawsze mniej lub więcej odkształcalne, posiadając pewien stopień sprężystości i plastyczności, oraz wytrzymałość ograniczoną.

Nie wystarczy zatem spełnienie ogólnych warunków równowagi sił zewnętrznych, lecz nadto musi czynić im zadość każda najdrobniejsza wydzielona w myśli część ciała, pozostająca pod działaniem sił zewnętrznych i napięć (sił wewnętrznych), określających działanie reszty ciała na części rozpatrywane. Jednocześnie musi być spełniony warunek wytrzymałości. Określają go pewne charakterystyczne dla materiału i stanu napięcia wartości graniczne naprężeń lub odkształceń.

Inżynier-konstruktor musi liczyć się ze sprężystą odkształcalnością materiałów w bardzo licznych częściach maszyn i innych elementach konstrukcyjnych. Ugięcie np. wału turbiny parowej pod jej własnym ciężarem, jakkolwiek małe, jest nieuniknione, lecz nie ma przekraczać pewnej granicy, pod grozą niebezpieczeństwa zahamowania jej działania, a nawet zniszczenia. Konstruktor musi wielkość tego ugięcia przewidzieć i obliczyć. Zajmujący się temi kwestjami dział statyki, nazywany w nowszych czasach elastostatyką, posługuje się w pewnej mierze teorią sprężystości, t. j. mechaniką fikcyjnego kontinuum materialnego, zdolnego do bardzo małych odkształceń doskonale sprężystych, podlegających prawu Hooke'a i zasadzie superpozycji. Poza tem tenże inżynier, a jeszcze bardziej inżynier-technolog (w znaczeniu środkowo-europejskiem) może uwzględnić warunki powstania odkształceń trwałych, czyli plastycznych. Uczy o tem bardzo młody jeszcze dział mechaniki, wzgl. statyki, zwany „plastomechaniką”, wzgl. „plastostatyką”. Niedawno ogłoszona nakładem Aka-

demji Nauk Technicznych cenna monografia prof. H. Mierzejeńskiego p. t. „Podstawy Mechaniki Ciał plastycznych” określa stan obecny tej dziedziny naszej nauki.

Rzecz jasna, że odkształcenia plastyczne metali były przedmiotem zainteresowania technologów i konstruktorów na długo przedtem, zanim wielki inżynier-teoretyk B. de Saint-Venant i młodszy badacz szkoły niemieckiej ugruntowali podstawy plasto-mechaniki teoretycznej. Atoli dawniej rozpatrywano wyłącznie bardzo częsty i ważny, lecz stosunkowo nader prosty przypadek jednokierunkowego rozciągania lub ściskania prętów, podczas gdy obecnie rozwiązuje się zadania bardziej złożone, bez pomocy kosztownych i uciążliwych doświadczeń ad hoc, skoro dla danego materiału wyznaczono stałe plastyczności z doświadczenia nad prostym rozciąganiem i ściskaniem.

Tutaj nasuwają się refleksje na temat nauczania mechaniki. Dzięki doskonałej teorii matematycznej, można w wykładach obywać się zupełnie bez eksperymentu i zamiast doświadczeń wskazywać tylko na przykłady z codziennej obserwacji i praktyki technicznej. Dla umysłów matematycznych jest to wogóle najzupełniej wystarczające na poziomie akademickim nauczanie; oczywiście, przy założeniu należytego przygotowania doświadczalnego w poprzedniej nauce mechaniki, jako działu fizyki w szkole średniej. Atoli chociaż nauki matematyczne są nieodzownym podłożem wykształcenia inżynierów, to jednak głowy matematyczne stanowią zwykle mniejszość wśród młodych adeptów umiejętności technicznych. Większość przyswaja sobie metody ścisłego rozumowania matematycznego raczej formalnie i w praktyce zapomina rychło zupełnie posługiwania się narzędziami matematycznymi, które choćby trochę przekraczają najelementarniejsze początki algebry i trygonometrii. Otóż ze względu na tę większość, wśród której znajdzie się niemało tegich inżynierów-konstruktorów lub organizatorów, byłoby wielce pożądanem, aby i w akademickim wykładzie nie poprzestać na czystej teorii, lecz — jak się to dzieje w Anglii po dziś dzień — wprowadzić obok wykładów teoretycznych pokazy i ćwiczenia doświadczalne we wszystkich gałęziach mechaniki. Taki sposób nauczania wymagałby niewątpliwie znacznie więcej czasu i środków, ale pozostawiałby trwalsze ślady w umysłach owej większości niedostatecznie obdarzonej uzdolnieniem matematycznym. Kto samodzielnie wyznaczył środek masy i momenty bezwładności danej części maszyny, kto zmierzył opory mechanizmu podczas jego ruchu; stwierdził doświadczalnie t. zw. „zasadę pół”, pomierzył dynamometrami i ekstensometrami siły wewnętrzne i odkształcenia w prętach kratownicy, stwierdzając zgodność lub odchyłki od obliczeń teoretycznych; kto się przekonał doświadczalnie o warunkach stateczności pręta podłużnie ściskanego i t. p., ten, chociaż zapomni później o wieńczących wspianą budowę teoretyczną mechaniki równaniach Lagrange'a i Hamilton'a, to jednak na całe życie zachowa trzeźwy i jasny pogląd na elementarne zjawiska mechaniczne w maszynach i konstrukcjach technicznych. Przy takim nauczaniu mechaniki, trudnoby było znaleźć inżyniera, któ-

ry — jak to się zdarzało — usiłował w dobrej wierze zaimponować zwiedzającemu fabrykę wielkością siły odśrodkowej, działającej na bęben wirówki (centryfugi), mnożąc napięcie siły odśrodkowej przez pole poboczniczy bębna. A przecież liczba otrzymana w ten sposób nie ma żadnego sensu mechanicznego, gdyż siły odśrodkowe mają różne kierunki, a wypadkowa ich na całą pobocznicę jest równa zeru.

W nauczaniu mechaniki w politechnikach metodą powyższą nie można jednakże iść zbyt daleko, ze względu na ekonomję czasu. Wszak znaczenie każdej teorii ma charakter ekonomiczny w duchu poglądów E. Mach'a. Teoria daje mietylko zadowolenie umysłowi ludzkiemu w jego dążności do poznania, czyli spełnia mietylko rolę interpretatora grupy zjawisk przyrody, lecz także i ułatwia znakomicie objęcie umysłem i zapamiętanie przy pomocy jednego lub niewielu schematów olbrzymiej ilości różnorodnych przypadków szczegółowych. Jako przykład ekonomji myślenia przez teorię, służyć może dynamiczne zachowanie się ciała sztywnego. Teoria uczy, że to zachowanie się jest zupełnie określone układem trzech osi, wzajemnie prostopadłych, związanych niezmiennie z ciałem, zwanych głównymi centralnymi osiami bezwładności. Nieskończona rozmaitość postaci zewnętrznej ciała nie ma zatem żadnego wpływu na jego zachowanie się pod wpływem sił danych. Ileż żmudnych badań doświadczalnych oszczędził ten wynik teorii!

Korzyści teorii matematycznej wychodzą nadto na jaw w t. zw. analogjach mechanicznych. Polegają one zwykle na tem, że dwa różne zagadnienia prowadzą do rozwiązania równań różniczkowych o takiej samej formie matematycznej. Jednym z najprostszych przykładów jest drganie harmoniczne pod wpływem siły, proporcjonalnej względem odchylenia od położenia równowagi i skierowanej ku temu położeniu, oraz nieskończenie małe wahania wahadła matematycznego. Analogja idzie tutaj daleko, gdyż obie zmienne, t. j. odchylenie i czas, mają w obu zadaniach to samo znaczenie.

Ważniejsze jeszcze są przypadki, w których zmienne odpowiadające obu zagadnieniom mają różny charakter. Do nich należy np. analogja Kirchhoff'a między równaniami cienkiego pręta sprężystego, prostego i przyrządnego w stanie nieobciążonym, a obciążonego tylko siłami lub parami sił w przekrojach końcowych, tudzież równanie ruchu ciężkiego ciała sztywnego dokoła punktu stałego.

Bardzo interesującą i praktycznie ważną jest analogja między równaniem, określającym rozmieszczenie naprężeń stycznych w przekroju skręcanego pręta przyrządnego (przy bardzo małych odkształceniach sprężystych), a równaniem, określającym krążenie cieczy doskonałej w naczyniu o ścianach ukształtowanych tak samo, jak zewnętrzna powierzchnia tego pręta (analogja Kelvin'a), albo też równaniem powierzchni ugięcia błony sprężystej, rozpiętej na obrysie przekroju tegoż pręta i obciążonej stałym ciśnieniem (analogja Prandtl'a). Linjom naprężeń w pierwszym zadaniu odpowiadają linje prądu w drugim i warstwie powierzchni ugięcia w trzecim. Te ostatnie stosunkowo łatwo znaleźć do-

świadczalnie w przypadkach obrysów, dla których teoretyczne obliczenia stają się zbyt uciążliwe. Na tem polega istotne praktyczne znaczenie tej analogii.

Z pośród innych analogij nasuwa mi się jeszcze jedna, a mianowicie między równaniem różniczkowym Laplace'a dla ruchu potencjalnego cieczy doskonałej, a takimż równaniem dla rozchodzenia się fal w ośrodku sprężystym. Ale ta analogia ma u nas smutną sławę, gdyż jeden z zasłużonych zresztą inżynierów badaczy (nieżyjący już) osnuł na niej przed ćwierćwieczem zupełnie błędne pojmowanie hydromechaniki, zapominając najwidoczniej, że z formalnej analogii matematycznej nie można wogóle wysnuwać żadnych wniosków o podobieństwie treści fizycznej, w tym wypadku — mechanicznej. Typowy przykład błędu w rozumowaniu przez analogię, zbyt często niestety napotykanym w próbach twórczej działalności na polu teorii przez inżynierów-praktyków.

Powracając jeszcze do znaczenia fundamentalnego, jakie ma mechanika dla umiejętności technicznych, pragnę zwrócić uwagę na różnicę między zagadnieniami mechaniki teoretycznej a stosowanej, technicznej. Otóż te ostatnie są z reguły nadzwyczaj złożone i zawiłe pod kątem widzenia ściślej teorii. Dlatego przy traktowaniu teoretycznym zadań mechaniki technicznej musimy poprzestać na szukaniu rozwiązań przybliżonych, zaniebując niektóre wpływy i czyniąc uproszczone założenia ilościowe lub zależnościowe. Wystarczy dla przykładu wskazać na tak doniosłe praktycznie, a na pozór proste zagadnienie tarcia w łożyskach maszyn.

Tak zwany współczynnik tarcia czopowego jest w wielce zawiłej zależności od ciśnienia czopa na warstewkę smaru, od prędkości obwodowej, od lepkości, a więc i od temperatury (smaru), a wreszcie od materiału i stopnia wygładzenia nierówności powierzchni panewki i czopa. Ten ostatni wpływ pomija się, ażeby umożliwić hydrodynamiczną teorię tarcia czopowego, zapoczątkowaną przez Petrova i rozwiniętą daleko przedewszystkiem przez O. Reynolds'a i innych nowszych inżynierów-badaczy. Teoria ta zdaje doskonale sprawę ze zjawisk dostrzeganych w łożyskach o czopach już dobrze „wtartych”, gdyż wtedy, wskutek wygładzenia mikroskopowych chropowatości powierzchni panewki i czopa, znika wpływ materiału tychże, a pozostaje tylko wpływ lepkości smaru i grubości jego warstewki, oraz prędkości obwodowej. Teoria zawodzi wprawdzie jeszcze przy zbyt wielkich prędkościach, być może z powodu zmiany charakteru przepływu smaru z laminarnego na burzliwy, atoli szybki postęp pracy naukowej w tej dziedzinie, jaki można zaobserwować w latach ostatnich, każe przewidywać pokonanie i tych trudności przez teorię.

Ale i tutaj „niema reguły bez wyjątku”. W mechanice stosowanej (technicznej) spotykamy nierazko przypadki, w których udaje się znaleźć rozwiązanie ściśle zadania, traktowanego przedtem w przybliżeniu, a rozwiązanie to okazuje się

nawet prostszem od przybliżonego. Oto dwa przykłady:

Wiadomo, że katenoida, czyli linja łańcuchowa, jest postacią ciągną jednorodnego wiszącego pod wpływem ciężaru własnego. Przy małej strzałce zwisania, można obciążenie przyjąć w przybliżeniu równomiernie rozłożone na rzucie poziomym, co prowadzi do paraboli zwykłej, jako przybliżonej postaci równowagi takiego ciągną. Długość łuku paraboli określa się w zależności od współrzędnych punktów końcowych wzorem wcale zawiłym, podczas gdy odpowiedni wzór dla łańcuchowej jest nadzwyczajnie prosty. Z tego powodu w wielu zadaniach, odnoszących się do rozpiętych ciągów, prościej i wygodniej jest stosować rozwiązania dokładne, aniżeli tradycyjne przybliżone.

Przed dwoma dziesiątkami lat ukazały się w literaturze techniczno-naukowej prace kilku autorów nad teoretycznym wyznaczeniem naprężeń termicznych w rurze grubościenną, przy założeniu stałego osiowo symetrycznego rozkładu temperatury. Otóż rozwiązanie ściśle w jednej z prac prowadzi do wzorów prostszych od rozwiązania przybliżonego, ogłoszonego przez drugiego autora nieco wcześniej.

W niesłychanie szybkim tempie rozwoju współczesnej techniki, każdy rok niemal przynosi inżynierom nowe tematy zagadnień mechanicznych. Jeszcze przed 50-ciu laty inżynierowie nie zajmowali się prawie teorią drgań, która obecnie stanowi jeden z najważniejszych i najobszerniejszych działów mechaniki technicznej. Ogromny wzrost szybkości stosowanych w maszynach, a zwłaszcza w silnikach, wysunął te zagadnienia na pierwszy plan. Wystarczy wspomnieć o turbinach parowych, zapoczątkowanych genialną konstrukcją turbiny Laval'a i jej giętkim wałem.

Znakomitem ułatwieniem w rozpatrywaniu zadań drgania były rozwinięte oddawna przez fizyków teorie akustyki. Drgania części maszyn różnią się bowiem tylko tem od drgań głosowych, że ich częstości bywają mniejsze od częstości odpowiadającej najniższemu tonom słyszalnym. Teoria pozostaje zresztą bez zmiany.

Żałować wypada, że inżynierowie-badacze nie zawsze mogą lub chcą korzystać w dostatecznej mierze ze zdobyczy nauki czystej. Winę tego stanu ponosi po części sztuczny nieco rozdział nauk czystych od stosowanych. Wielkie niebezpieczeństwo dla rzetelnego postępu wiedzy tkwi w wybujałym utylitaryzmie wielu przedstawicieli nauk technicznych, a zarazem w pewnej pogardzie dla zastosowań, jaką żywią niektórzy uczeni uniwersyteccy. Hasło: „nauka dla nauki” bywa zwykle równie jałowe, jak: „sztuka dla sztuki”. Pożądaną pod tym względem harmonję widzimy przedewszystkiem w ojczyźnie wielkiego fundatora mechaniki klasycznej — Newton'a. Dążenie do niej w naszych skromnych warunkach przyświecało mojej trzydziestoletniej pracy. Będę szczęśliwym, jeżeli mi się powiedzie na placówce naukowej w stolicy Polski dodać jeszcze parę cegiełek do budowy tej harmonji u nas.

Zagadnienia zamienności wytwarzania i pasowań i ich rozwiązania w różnych układach krajowych.^{*)}

Napisał Dyrektor Inż. Omar Hallström, Köping, (Szwecja).

Na wstępie wyrazić muszę serdeczną wdzięczność za zainteresowanie się Panów szwedzkim układem pasowań i za zwrócenie się do naszej Komisji Normalizacyjnej o bliższe szczegóły tego układu. Niestety, nie udało się referatu niniejszego powierzyć właściwemu twórcy tego układu, inż. Törnebohm'owi. Prawdopodobnie dałby on jaśniejszy obraz naszego układu pasowań i bardziej wyczerpujące odpowiedzi na pytania, mogące się wyłonić w dyskusji.

Doniosłość zagadnienia pasowań.

Zbytecznym byłoby mówić tu, na zebraniu inżynierów, o korzyściach, jakie daje w praktyce warsztatowej wprowadzenie układu pasowań. Nie mogę jednak nie podkreślić doniosłości tej sprawy. Powiedziałbym nawet, że zagadnienie pasowań jest prawie równie ważne, przynajmniej w przemyśle maszynowym, jak zagadnienia konstrukcji, wytrzymałości i wytwórczości. Śmiem nawet twierdzić, iż oszczędności na materiale i robociznie, jakie osiągamy dzięki stosowaniu obliczeń wytrzymałościowych, pozwalających uniknąć stosowania nadmiernych wymiarów konstrukcyjnych, są mniejsze od tych, jakie wyplývają z uniknięcia poprawek i dodatkowej obróbki przy dopasowywaniu jednej części do drugiej. Uniknąć zaś tych poprawek możemy jedynie przez wprowadzenie układu pasowań, a zwłaszcza przez jego umiejętne stosowanie.

Twierdzenie to mogę poprzeć następującym przykładem: W pewnej szwedzkiej fabryce maszyn, wyrabiającej arytmetr, montaż jednego arytmetru wymagał dawniej nie mniej niż 30 do 50 godzin. Po wprowadzeniu przed kilku laty układu pasowań i odpowiednich zmian w fabrykacji, montaż trwa przeciętnie od 5 do 15 godzin, łącznie z próbą; wyrób jest przytem lepszy i jednostajniejszy. Jednocześnie osiągnięto dalsze korzyści, a mianowicie: wymiennosc części zapasowych, jak również zmniejszenie zapotrzebowania na wykwalifikowanego robotnika, co jest sprawą olbrzymiej wagi.

Rozwój historyczny zagadnienia.

Aby dać jasne pojęcie o dzisiejszym stanie układów pasowań, podam krótki zarys historyczny rozwoju tych układów. Za ojca układów pasowań może być uważany Amerykanin Elihu Whitney. Opracował on na początku XIX stulecia sposób wytwarzania broni palnej o częściach wymiennych i dowiódł w ten sposób, że takie wytwarzanie jest możliwe. Dopuszczalne odchylenia od wymiaru nominalnego, t. j. rzeczywiste wielkości odchyłek nie mogły być w owym czasie określane, wobec braku precyzyjnych instrumentów mierniczych. Możliwość tę dało dopiero wynalezienie przez Szweda C. E. Johanssona wzorców klockowych w końcu ubiegłego stulecia. W tym też czasie zostały opracowane układy pasowań, jednak tylko w niektórych gałęziach przemysłu, jak fabrykach broni, obrabiarek i t. p., gdzie zamiennosc części miała znaczenie zasadnicze.

W firmie, w której pracuję, Köpings Mekaniska Verkstad, budującej obrabiarki, wprowadziliśmy układ pasowań już w roku 1903. Układ, któryśmy stosowali początkowo, był ułożony przez Anglika Newall'a.

W związku z rozwojem przemysłu samochodowego, układy pasowań były gorliwie rozwijane, przyczem, poza zamiennością, głównym bodźcem w tym kierunku była dążność do obniżenia kosztów wytwarzania.

Z początkiem wieku bieżącego zagadnienie pasowań posunęło się znacznie naprzód. Wskażę tu tylko na prace wytwórni Loewe'go, Schlesingera i Kühna, aczkolwiek badania były prowadzone i przez innych, jak np. przez Newall Engineering Co w Anglii.

Na pierwszy plan wyłoniło się obecnie zagadnienie obniżenia kosztów produkcji przez wprowadzenie układu pasowań. Opracowano więc takie układy pasowań, które mogą być stosowane nie tylko w fabrykach broni i obrabiarek. Uskuteczniło to przez podział układu pasowań na klasy. Następnie w Niemczech, przez wprowadzenie ogólnie znanego pojęcia „jednostki pasowania“, przeniesiono kwestję pasowań na grunt bardziej naukowy.

W związku z podjętą w różnych krajach pracą normalizacyjną, zajęto się zagadnieniem pasowań mniej lub więcej szczegółowo, przyczem w wielu wypadkach wzięto za pierwowzór niemiecki układ pasowań DIN. Okazało się niestety, że nie odpowiada on ogólnym wymaganiom; wskutek tego wszystkie kraje, które zajmowały się sprawą pasowań bardziej szczegółowo, znormalizowały własne układy pasowań, różniące się od niemieckiego. I tak w Szwajcarii ustalono, że nie przy wszystkich pasowaniach wystarczy posługiwanie się znaną funkcją pierwiastka sześciennego i wobec tego zaniechano określenia odchyłek na drodze matematycznej. W Szwecji zapanowało to samo mniemanie co i w Szwajcarii. Nie chcieliśmy jednak zrzec się całkowicie metod naukowych i szukaliśmy nowych podstaw matematycznych, które odpowiadałyby lepiej praktyce, niż niemieckie prawo pierwiastka sześciennego. Sądzymy, że wysiłki nasze zostały uwieńczone powodzeniem, i że możemy obliczać wszelkie pasowania na podstawie wzorów matematycznych. Nawet niemieckie pasowania wtłaczane, które, jak wiadomo, są ustalone empirycznie i odpowiadają prawu pierwiastka sześciennego, dają się także obliczać według naszej metody.

Wychodząc z założenia, że czytelnicy są w ogólności obeznani z układem pasowań, uważam, że głównym moim zadaniem jest podanie cech charakterystycznych i podstaw obliczeniowych szwedzkiego układu pasowań.

Układ symetryczny i asymetryczny.

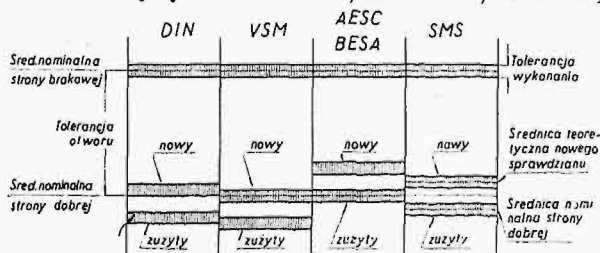
Postawiliśmy sobie za pytanie wyjściowe, czy mamy stosować u siebie, tak jak w innych krajach, asymetryczny układ pasowań, czy też, aby nie odbiegać od starej praktyki szwedzkiej, trzymać się nadal układu symetrycznego. Z teoretycznego pun-

^{*)} Odczyt wygłoszony dn. 24 lutego r. b. w Stow. Techników w Warszawie.

ktu widzenia, pytanie to jest tylko formalnością i może być rozstrzygnięte jedynie na drodze umowy, bowiem oba te układy, biorąc teoretycznie, są właściwie równouprawnione. Z wielu jednak względów praktycznych dogodniejszy jest układ asymetryczny, i mimo to, że w pewnych wypadkach są względy przemawiające za układem symetrycznym, decydującą, na korzyść układu symetrycznego, jest ta okoliczność, że został on przyjęty za granicą, i to nie tylko w Niemczech i Szwajcarii, ale i w Czechach, Anglii i Ameryce, a prawdopodobnie przejdzie i do innych krajów, które w swoim czasie przystąpią do znormalizowania pasowań. Przeświadczenie to podziela przemysł szwedzki, co widać z przedsięwziętej ankiety fabryk tamtejszych, która wykazała prawie jednogłośnie przyjęcie układu asymetrycznego.

Tolerancje narzędzi pomiarowych.

Przed przystąpieniem do omówienia naszej metody obliczania wartości odchyłek, należy się zastanowić, co właściwie oznaczają te wartości obliczone. W Szwajcarii wartość odchyłki jest pojmowana w ten sposób, że nowe narzędzie pomiarowe powinno być wykonane możliwie ściśle na miarę, odpowiadającą wartości obliczonej. Natomiast w Anglii i Ameryce panuje zdanie, że wartości odchyłek, podane w tablicach pasowań, nie powinny być przekraczane w żadnym wypadku, nawet przy maksymalnie zużytych narzędziach pomiarowych. Niemcy stoją na stanowisku bliższym do szwajcarskiego, wprowadzają jednak w tym celu własne określenie, że tak zw. „tolerancja naturalna” wykonania sprawdzianu (tolerancja naturalna jest to tolerancja nieunikniona, t. j. ta, której nie można uniknąć, ponieważ człowiek nie jest w stanie wykonać czegoś idealnie dokładnie), ma być niesymetryczna, aczkolwiek z natury rzeczy wszelka tolerancja naturalna powinna być uważana za symetryczną. Rys. 1 daje obraz tego, jak różnią się ujęcia tej sprawy w rozmaitych krajach. Na rysunku tym uwidoczniono także ujęcie szwedzkie, które stanowi rodzaj kompromisu w stosunku do przyjętych w innych krajach. Jak się łatwo przekonać, ułożyliśmy wartości graniczne wymiarów narzędzi pomiarowych, tak nowych, jak i zużytych, po obu stronach teoretycznej, t. zn. obliczonej wartości odchyłki. W ten sposób narzędzia miernicze będą możliwie najdokładniej zachowy-

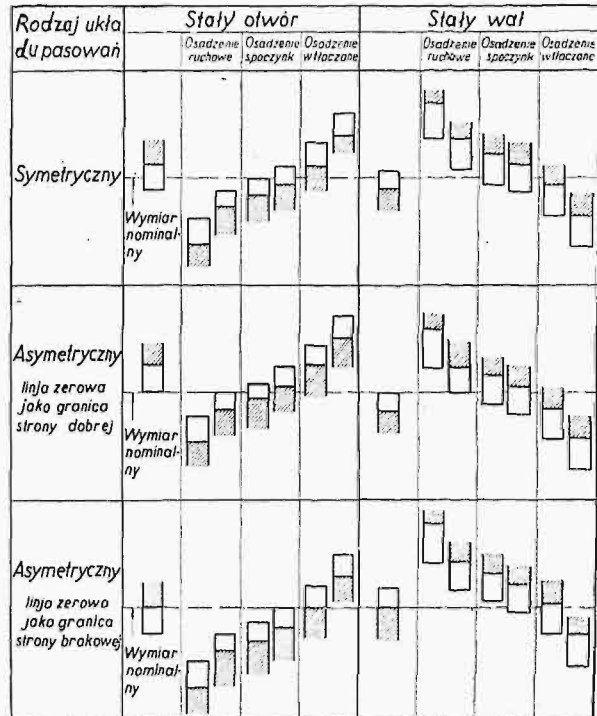


Rys. 1.

wały w użyciu wymiar teoretyczny. Szwedzki sposób ujęcia tolerancji narzędzi pomiarowych został przyjęty także w Czechosłowacji.

Poprzednio mówiłem o symetrycznej i asymetrycznej tolerancji, bez bliższego wyjaśnienia, co pod tem należy rozumieć. Uważam jednak za zbyt długie omawiać to obszerniej, ponieważ dużo się o tych rzeczach pisało, jak również i o pojęciu za-

sady stałego otworu oraz stałego wałka. Ograniczyć się jedynie do podania rysunku (rys. 2), na którym uwidocznione są najrozmaitsze metody, mogące wchodzić w grę przy ustalaniu układu pasowań. Obecnie można już powiedzieć, że wchodzi



Rys. 2.

w grę jedynie taki układ pasowań, którego jeden z wymiarów granicznych stanowi wymiar nominalny, — jest więc to układ asymetryczny.

Pasowania dzielą się na trzy różne klasy. A więc, jak widać z rys. 2: 1° pasowania ruchowe, odznaczające się tem, że pole tolerancji otworu leży całkowicie ponad polem tolerancji wałka; 2° pasowania spoczynkowe (wzgl. mieszane), w których pola tolerancji otworu i wałka pokrywają się częściowo lub całkowicie; 3° pasowania właczane, w których pole tolerancji wałka leży całkowicie ponad polem tolerancji otworu.

Wiemy, że dla większego wymiaru nominalnego stosuje się większe luzy i szersze granice tolerancji wykonania przedmiotu. Powstaje tylko pytanie: w jakim stosunku należy je zwiększać i jak mają być zbudowane wzory, według których mają być obliczane te tolerancje i luzy?

Metody ustalania prawa zmienności luzów.

Przypuśćmy dla przykładu, że przy pewnym pasowaniu mieszanym dla wymiaru 25 mm oznaczono, jako najodpowiedniejszy, luz 0,010 mm. Jaki luz należy dać między otworem i wałkiem przy średnicy nominalnej 6 mm, aby otrzymać mniej więcej to samo pasowanie? Przy dzisiejszym stanie techniki, nie można, niestety, dać na to pytanie odpowiedzi, opartej na podstawach naukowych (z wyjątkiem może pasowań b. luźnych lub włączanych, które to pasowania nie nadają się tu właściwie do rozpatrywania). Musimy się więc zadowolić odpowiedzią uzyskaną na drodze empirycznej, a zatem nie będziemy mieli zupełnej pewności, że jesteśmy wolni od błędów. Wykonaliśmy, przypuśćmy, dwie próbki, jedną dla średnicy nominalnej;

6 mm, drugą 25 mm. Próbkki są szlifowane na stożek 1 : 5000, zatem na 5 mm długości średnica zmienia się o 0,001 mm. Na obydwóch próbkach są zaznaczone rysami średnice, których wymiary odpowiadają granicom dla maksymalnego i minimalnego luzu w stosunku do otworu o średnicy nominalnej w tak zwanej I klasie pasowań układu S M S. Oddajmy teraz te próbki do rąk doświadczonych warsztatowców i zapytajmy ich, które położenie najbardziej odpowiada określonemu pasowaniu. Odpowiedź ich da nam możliwość stworzenia sobie pojęcia, jaki powinien być luz, aby odpowiadał wymaganiom praktyki. Tą więc tylko drogą możemy odpowiedzieć na postawione wyżej pytanie. Po ustawieniu próbki 25 mm w położenie, dające luz 0,010 mm, który jest uważany przez doświadczonych warsztatowców za odpowiedni dla danego pasowania, prosimy ich o ustawienie próbki 6 mm tak, aby otrzymać ten sam rodzaj pasowania. Niech położenie tej próbki wykaże luz 0,006 mm. Na tej drodze określimy, że dla danego pasowania, np. przy 25 mm średnicy nominalnej, luz wynosi 0,010 mm, a przy 6 mm średnicy nominalnej — 0,006 mm. Łatwo się przekonać, że luzu te mają się do siebie jak pierwiastki sześciennego ze średnic nominalnych, t. j. $10 : 6 = \sqrt[3]{25} : \sqrt[3]{6}$. Badając w ten sposób inne rodzaje pasowań, znajdziemy, że każdemu pasowaniu odpowiada inna zależność. Im więcej oddalone będzie pasowanie od pasowań mieszanych, tem więcej odstawimy od funkcji pierwiastka sześciennego, zbliżając się coraz bardziej do pierwiastka kwadratowego, i może nawet przy bardzo dużych luzach, np. przy szybkoobrotowych łożyskach ślizgowych, dojdziemy do zależności wprost proporcjonalnej względem średnicy. Ten sam stosunek zachodzi dla pasowań włączanych (skurczowych), gdzie — jak wiadomo — oblicza się wciski w procentach od średnicy. W Niemczech został ten pogląd pominięty i dla prostoty przyjęto prawo pierwiastka sześciennego prawie dla wszystkich pasowań. W Szwajcarii natomiast uznano ten sposób obliczania odchyłek za bezcelowy i oparto cały układ pasowań wyłącznie na danych empirycznych, żadnych prób w kierunku ustalenia równań nie czyniąc. W innych krajach, przy opracowywaniu projektów i norm, próbowano korzystać z rozmaitych wzorów. Następująca tablica podaje wzory, stosowane lub też badane w różnych krajach.

T A B E L A I.

| | Luz najmniejszy, średni i tolerancja | | |
|-----------------------------------------------|--------------------------------------|-------------------|---------------------------------------|
| | Niemcy, DIN . . | $k \sqrt[3]{d}$ | |
| Anglja, BESA. . | $k_1 + k_2 \sqrt[3]{d} + k_3$ | | |
| Francja (projekt) | $k_2 \sqrt[3]{d} + 7$ | | |
| Rosja (projekt) | $k \sqrt[3]{d}$ | | |
| | Luz najmniejszy | Tolerancja | Luz średni |
| Szwecja, SMS. . | $k_1 \sqrt[3]{d}$ | $k_2 \sqrt[3]{d}$ | $k_1 \sqrt[3]{d} + k_3 \sqrt[3]{d}$ |
| Ameryka ^{*)} (projekt) | $k_1 \sqrt[3]{d^2}$ | $k_3 \sqrt[3]{d}$ | $k_1 \sqrt[3]{d^2} + k_3 \sqrt[3]{d}$ |
| k_1, k_2 i k_3 są współczynnikami stałymi | | | |

Zakłady Skody w Czechach stworzyły układ, w którym, podobnie jak w układzie szwedzkim, przyjęto najmniejszy luz równy $k \sqrt[3]{d}$, wyjąwszy pasowania włączane, przy których odchyłki oblicza się inaczej. Tolerancje obliczono jednak w inny sposób, mianowicie według wzorów, różniących się dla każdej z czterech klas pasowań i dla różnych grup średnic. Przy opracowaniu wzorów uwzględniono stan powierzchni, właściwości rozmaitych obrabiarek oraz nieuniknione błędy pomiarowe przy użyciu różnego rodzaju sprawdzianów granicznych i innych narzędzi pomiarowych, błędy w kształcie geometrycznym i wpływ temperatury. Warunki te zostały gruntownie zbadane i osiągnięto bardzo ciekawe wyniki. *)

Tolerancje w układzie technicznym oparto więc na względach obróbkowych. Mojem jednak zdaniem, ważniejszy jest wzgląd, aby wymiennosc w pewnej klasie pasowań miała charakter stały. Jeżeli zaś dla pewnego wypadku znajdujemy, że tolerancje są za subtelne, możemy przejść do klasy mniej precyzyjnej.

Ustalając układ pasowań na podstawie dzisiejszego stanu techniki narzędziowej i obrabiarkowej, nie należy zapominać, że układ ten powinien pozostać celowym i nie przestarzałym przez dłuższy okres czasu, bowiem narzędzia pomiarowe i obrabiarki mogą się znacznie zmienić w swoim rozwoju w ciągu nawet 5—10 lat.

Niemcy, Anglja, Francja i Rosja obliczają luzu i tolerancje według jednakowo zbudowanych wzorów. Niewłaściwość wyników, uzyskiwanych przy stosowaniu tych wzorów, wykazały badania, przeprowadzone w Szwajcarii i w Czechach. Z drugiej strony, badania przeprowadzone w Szwecji wykazały, że obliczenie średniego luzu na podstawie prawa pierwiastka sześciennego lub kwadratowego nie zawsze jest celowe. Przeciwnie stosowaniu prawa pierwiastka sześciennego przy ustalaniu najmniejszego luzu przemawiają oprócz tego badania Kühna, które wykazują, że właściwsze jest stosowanie pierwiastka kwadratowego, a więc prawa przyjętego przez Szwedów. W Niemczech, jak wiadomo, przy obliczeniu pasowań włączanych odstawiono od metody jednostki pasowania, to znaczy prawa pierwiastka sześciennego, i ustalono odchyłki czysto empirycznie.

Przy zastosowaniu naszej metody, możliwe jest także obliczenie i tego rodzaju pasowania, przyczem średni luz obliczamy tak samo, jak przy pasowaniach ruchowych, podług wzoru $k_1 \sqrt[3]{d} + k_3 \sqrt[3]{d}$, gdzie pierwszy wyraz ($k_1 \sqrt[3]{d}$) oznacza — zamiast najmniejszego luzu — najmniejszy wcisk.

Przy ustalaniu pasowań ruchowych, najważniejsze jest ustalenie najmniejszego luzu, gdyż zabezpiecza on możliwość obracania się łączonych części. Dla pasowań włączanych, najważniejszy jest najmniejszy wcisk, zapewniający trwałość uzyskanego połączenia. Przy ustalaniu pasowań mieszanych, opieramy się na średnim luzie.

*) Por. Prof. N. N. Sawin. Układ pasowań zakł. Skody. Przegł. Techn., t. 65 (1927), str. 843. (Przyp. Red.).

Powyższe zasady zostały przyjęte w ustalonym później układzie czeskim.

T A B E L A II.

| Pasowania | L u z y | | | Tolerancje | |
|-----------|---------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|-------------------------|
| | naj- mniejszy L_m | średni L_{sr} | naj- większy L_w | otworu T_o | wałka T_w |
| Ruchowe | $L_m = l_r \sqrt{d}$ | — | — | $T_o = t_o \sqrt[3]{d}$ | $T_w = t_w \sqrt[3]{d}$ |
| Mieszane | — | $L_{sr} = l_m \sqrt{d}$ | — | " | " |
| Wtłacz. | — | — | $L_w = l_w \sqrt{d}$ | " | " |

Wzory SMS do obliczenia pasowań wypływają z powyższej tabeli. Zmieniając stałe l_r , l_m i l_w , jak również t_o i t_w , można, jak się łatwo przekonać, dać przewagę pierwiastkowi sześciennemu lub też kwadratowemu. Dla wspomnianego poprzednio pasowania suwliwego przyjmuje się l_r równe zero, przez co oczywiście średni luz zmienia się proporcjonalnie do pierwiastka sześciennego. Im więcej oddala się pasowanie od suwliwego, tem większą wartość ma l_r , podczas gdy stałe t_o i t_w praktycznie nie zależą od rodzaju pasowania. W ten sposób średni luz zbliża się do pierwiastka kwadratowego.

Metody obliczania tolerancji.

Jak wspomniałem wyżej, tolerancje obliczamy, podobnie jak i Niemcy, według prawa pierwiastka sześciennego. Przewidujemy, że i Ameryka oprze się także na tym wzorze. Powstaje pytanie, na jakiej zasadzie obraliśmy prawo pierwiastka sześciennego i jakie względy przemawiały za wyborem obszarów tolerancyjnych. Bliższe zbadanie tego zagadnienia jest bardzo pożądane, gdyż na celowość tego prawa istnieją różne zapatrywania.

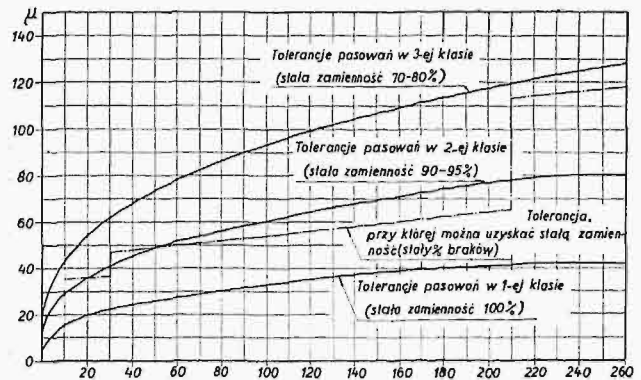
Wielkości odchyłek wpływają oczywiście na charakter pasowania, bowiem suma tolerancji wałka i otworu daje tolerancję pasowania. Im jest ona większa, tem większa jest możliwość braku, to znaczy, że wał i otwór nie będą pasowały do siebie należycie bez dodatkowej obróbki, lub też bez dopasowywania przez dobór (selekcję) części przeznaczonych do zmontowania. Im mniejsza jest natomiast przewidziana tolerancja, tem większe staje się niebezpieczeństwo otrzymania braków przy samej fabrykacji, t. j. braków wpływających z wykonania warsztatowego. Wykładnik, warunkujący odsetek braków, jest jednak zależny od całego szeregu czynników, nie tylko więc od wielkości przyjętych tolerancji. Wpływają nań także: sumiennosc wykonania, dokładność i dobroć użytych obrabiarek i t. p. czynniki. Z tych też względów, należy uważać za bezcelowe ustalanie obszarów tolerancji jedynie z punktu widzenia odsetki braków, t. zn. takie wyznaczanie odchyłek od wymiaru nominalnego, aby uzyskać zawsze jak najmniejszą odsetkę braków.

Z drugiej strony, uzyskanie zupełnej zamienności jest uwarunkowane jedynie przez tolerancję pasowania, zatem za punkt wyjścia dla ustalenia obszarów tolerancji należy obrać zupełną zamienność części dopasowywanych.

Stopień zamienności części.

Na rysunku 3 spróbowano przedstawić różnicę pomiędzy temi dwoma punktami wyjścia. Krzy-

we ciągłe podają tolerancje, które dla pewnego pasowania dają stałą wartość t. zw. zamienności procentowej. Każda krzywa odpowiada pewnej klasie pasowań według SMS.



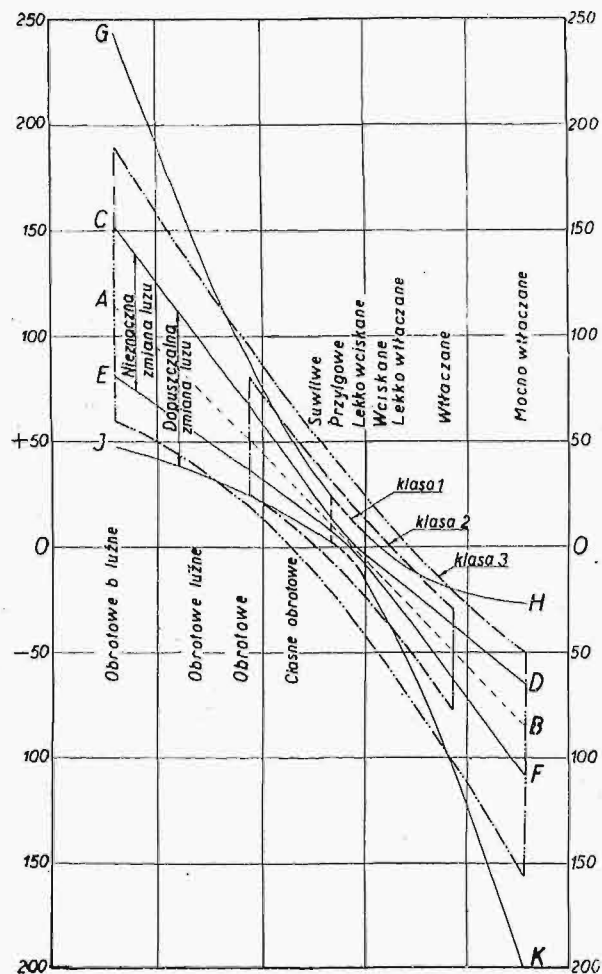
Rys. 3. Krzywe tolerancji o stałej odsetce zamienności w zależności od średnicy przedmiotu.

Jest rzeczą jasną, że krzywe te muszą przechodzić przez początek układu współrzędnych. Wynika z nich wyraźnie celowość stosowania pierwiastka sześciennego do stopniowania tolerancji. Przerwana linja łamana jest tak zwana krzywą braków. Należałoby się spodziewać, że będzie ona wzrastać wraz ze średnicą, jeżeli weźmiemy pod uwagę, że błąd pomiarowy, spowodowany ewentualną różnicą temperatur przyrządu pomiarowego i przedmiotu, jest proporcjonalny do wielkości mierzonego wymiaru. A więc im większa średnica, tem większy błąd pomiarowy. Oba uskoki tej krzywej mają wyrażać przejście od jednej obrabiarki do drugiej. W tym więc przykładzie, dla średnic poniżej 30 mm używano mniejszej maszyny, pozwalającej na wykonywanie otworów bardziej dokładnie, niż na innej, większej. Uskok przy 210 mm może także oznaczać, że powyżej tej granicy nie ma odpowiednich szlifierek. Poza tem jest oczywiste, że ta krzywa nie przechodzi przez początek układu współrzędnych.

Przyjąwszy, że wykres ten jest słuszny, co, mojem zdaniem, można choćby zgrubsza przyjąć, widzimy, że na przykład posługiwanie się klasą 2-gą jest racjonalne dla średnic znacznej wielkości, natomiast stosowanie tej klasy dla średnic mniejszych pociągnęłoby za sobą podrożenie produkcji. Dla małych średnic, nawiasem mówiąc, nie należy stawiać zbyt surowych wymagań zupełnej zamienności, lepiej jest posługiwać się niższą klasą pasowań, godząc się zgóry na to, że przy montowaniu pewna odsetka części nie będzie należycie pasowała. Z przebiegu tak zwanej krzywej błędów, o której nie będę już tu mówił, zaprowadziłoby nas to bowiem zbyt daleko, wynika na szczęście, że zwiększenie tolerancji nie pociąga za sobą zmniejszenia w tym samym stosunku procentu zamienności. Później powrócę raz jeszcze do tej kwestji.

Aby uzyskać zatem określoną stałą procentową zamienność dla wszelkich średnic, powinna być wielkość tolerancji obliczana według prawa pierwiastka sześciennego. O absolutnej wielkości tolerancji, t. zn. o nominalnej wielkości odchyłek, jeszcześmy nic nie orzekli. W każdym razie jest jasne, że stałe współczynniki luzu i tolerancji są w

pewnej mierze zależne od siebie, a mianowicie w ten sposób, że im mniejszy jest współczynnik luzu, tem mniejszym powinien być współczynnik tolerancji, gdyż procentowa zmienność luzu (jak też procentowa zmienność tolerancji pasowania) jest tem większa, przy stałej wielkości tolerancji, im więcej się zbliżamy do linii zerowej.



Rys. 4. Luzu, dające przy różnych pasowaniach zupełną zamiennność części.

Na rys. 4 spróbowano zobrazować te zależności: dowolnie poprowadzona prosta kreskowa AB wskazuje (wzdłuż osi odciętych) żądany luz teoretyczny dla grupy średnic 30—50 mm przy rozmaitych pasowaniach. Krzywe CD i EF podają nieznaczne zmiany luzu. Krzywe te są uzyskane na podstawie wspomnianych wyżej badań, przeprowadzonych z próbkami stożkowymi. Przy jednakowym pasowaniu ruchowym, np. tam gdzie wymagany luz teoretyczny wynosi 75 mikronów, jest rzeczą niemożliwą wykryć różnicę w charakterze pasowania, zanim luz nie będzie mniejszy od 55 mikronów, lub większy od 100 mikronów. Natomiast przy pasowaniu suwliwym, gdzie luz wynosi około 5 mikronów, dale się łatwo zauważyć już minimalna zmiana luzu. Przy pasowaniu, jakie zachodzi między przedmiotem mierzonym a mierzącym go sprawdzianem, zbliżonym do pasowania przyłgowego, daje się zauważyć zmianę luzu już tylko o jeden lub dwa mikrony. Jest to zjawisko bardzo korzystne, gdyż inaczej nie można byłoby wogóle mierzyć stałymi przyrządami pomiarowe-

mi. Przy pasowaniach wftłaczanych natomiast, są dopuszczalne większe zmiany luzu, aczkolwiek tutaj już mowy o wyczuwalnym luzie być nie może.

Gdyby tolerancje miały być wykonywane według wspomnianych krzywych, byłoby rzeczą trudną ustalić charakter pasowania w wypadku, gdy luz lub wcisk są wielkościami nieznacznymi. Na szczęście jednak, w tych wypadkach, pewna zmienność charakteru pasowania również może być uważana za dopuszczalną. Naprzykład pasowanie przyłgowe, które używane jest naprz. przy łatwo rozłączalnych połączeniach klinowych, może być stosowane z jednej strony jako pasowanie suwliwe, z drugiej zaś strony — jako lekko wciskane. Ten sam stosunek wzajemny zachodzi przy innych pasowaniach. Naprzykład pasowanie obrotowe byłoby również możliwe do zastosowania, gdyby chodziło o ciasne pasowanie obrotowe, lub obrotowe luźne. Na tej drodze stwierdzimy, że luz przy pasowaniu obrotowym może przybierać wartości graniczne: maximum 100 mikronów i minimum 25 mikronów. W podobny sposób otrzymano krzywe GH i JK , które oznaczają największy, wzgl. najmniejszy luz, w celu osiągnięcia pełnej wymienności. Krzywe te dają wynik następujący:

Warunek zupełnej zamienności.

| Pasowania | Tolerancja pasowania (suma tolerancji otworu i wałka). Grupa średnic 30 — 50 mm. | Stałe tolerancji $t_h + t_a$ |
|---------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------|------------------------------|
| Obrótowe bardzo luźne | 200 mikronów | 55 |
| Obrótowe luźne | 110 " | 32 |
| Obrótowe | 75 " | 22 |
| Obrótowe ciasne | 45 " | 13 |
| Suwliwe | 28 " | 8,5 |
| Przyłgowe | 20 " | 6 |
| Lekko wciskane | 20 " | 6 |
| Wciskane | 22 " | 6,5 |
| Lekko wftłaczane | 30 " | 9 |
| Mocno wftłaczane | 60 " | 18 |

Wyszczególnione dane, które oczywiście nie mogą być uważane za ostateczne i normalne, mogą jednak ułatwić wybór współczynników stałych tolerancji. Należy jednak mieć na względzie, że podjęte badania zostały przeprowadzone bez uwzględnienia tej okoliczności, że odchyłki obliczone przy pomocy stałych współczynników odnoszą się do narzędzi pomiarowych, nie zaś do samych przedmiotów. Nieznaczne więc zwiększenie stałych współczynników jest niepozbawione pewnej słuszności, zwłaszcza przy pasowaniach przyłgowym i lekko wciskanym, gdzie zwiększenie to jest pożądane ze względu na wykonanie. To też w Szwecji przyjęliśmy dla pierwszej klasy pasowań $t_h + t_a = 7$ dla tych pasowań, i sądzimy, że na tej drodze osiągnęliśmy zupełną zamiennność. Na rysunku podane są, dla porównania, zmienności luzów, występujących przy zastosowaniu pasowań znormalizowanych i używanych w Szwecji w trzech różnych klasach. Na rys. 5 uwidoczniono schematycznie, jak nasze znormalizowane tolerancje dla otworów i wałków, a także odpowiadające im luzy, są rozłożone względem linii zerowej. Pierwsza klasa przeznaczona jest głównie do wyrobu łożysk kul-

kowych. Druga klasa wyróżnia się tem, że, praktycznie biorąc, możliwe jest uzyskanie zupełnej zamienności przynajmniej w pasowaniach obrotowych, wciskanym i włączanych. W pasowaniach suwliwym i przylgowym należy się już liczyć z tem, że wystąpić może niekiedy konieczność dobierania części składowych przy ich zestawianiu, a nawet w niektórych wypadkach konieczność poprawek obróbkowych. Druga więc klasa winna być stosowaną przeważnie w budowie obrabiarek, samochodów i t. p. W ogólnych zarysach, ma ona ten sam charakter i dokładność, co stary układ tolerancyjny Johansson'a, Loewe'go i in. Przy stosowaniu trzeciej klasy, zupełna zamienność może być uzyskana tylko przy pasowaniach najluźniejszych i najciaśniejszych. Dla pozostałych, w założeniu stosowalności wszystkich pasowań, można liczyć na 70 do 80% zupełnej zamienności. W szczególności nadaje się klasa 3-cia do budowy wszelkiego rodzaju aparatów tego typu, co maszyny do rachowania, pisanie i t. p., jak również w ogólnej budowie maszyn, np. papierniczych, aparatów przemysłu gorzelnianego, maszyn do obróbki drzewa i t. p.

Porównanie układów szwedzkiego, czeskiego, niemieckiego i szwajcarskiego.

Porównując szwedzki układ pasowań z układami przyjętymi w Niemczech i Szwajcarii, znajdziemy w układach stosowanych w tych krajach odnośne klasy zupełnie dobrze odpowiadające naszym klasom pierwszej i drugiej, przynajmniej w stosunku do najczęściej używanych średnic. Dla klasy trzeciej nie znajdziemy tam odpowiednika. W Niemczech istnieją wprawdzie pasowania zwane „Schlichtpassungen”, odpowiadające trzeciej klasie szwajcarskiego układu pasowań, lecz analogja ich nie jest zupełna, ponieważ brakuje w nich tak ważnych pasowań, jak przylgowego, wciskanego i włączanego. Ponadto okazały się te pasowania nieco zbyt zgrubniami, by je można było stosować u nas w Szwecji, szczególnie w przemyśle wytwarzającym tak odpowiedzialne maszyny, jak to wyżej przytoczyłem.

Rys. 6 podaje wykreślenie, w jakich granicach wahać się może wielkość luzu przy pasowaniach pierwszej klasy. Dla porównania wrysowany tu został jednocześnie luz, odpowiadający pasowaniom niemieckim, szwajcarskim oraz pasowaniom Zakładów Skoda. Rys. 7 i 8 podają te same zależności dla drugiej i trzeciej klasy pasowań. Rys. 9 zawiera porównanie pomiędzy teoretyczną zmiennością w układach SMS i odpowiadającą jej zmiennością w układach DIN, VSM oraz Zakładów Skoda, dla grupy średnic 30 — 50 mm, we wszystkich klasach pasowań.

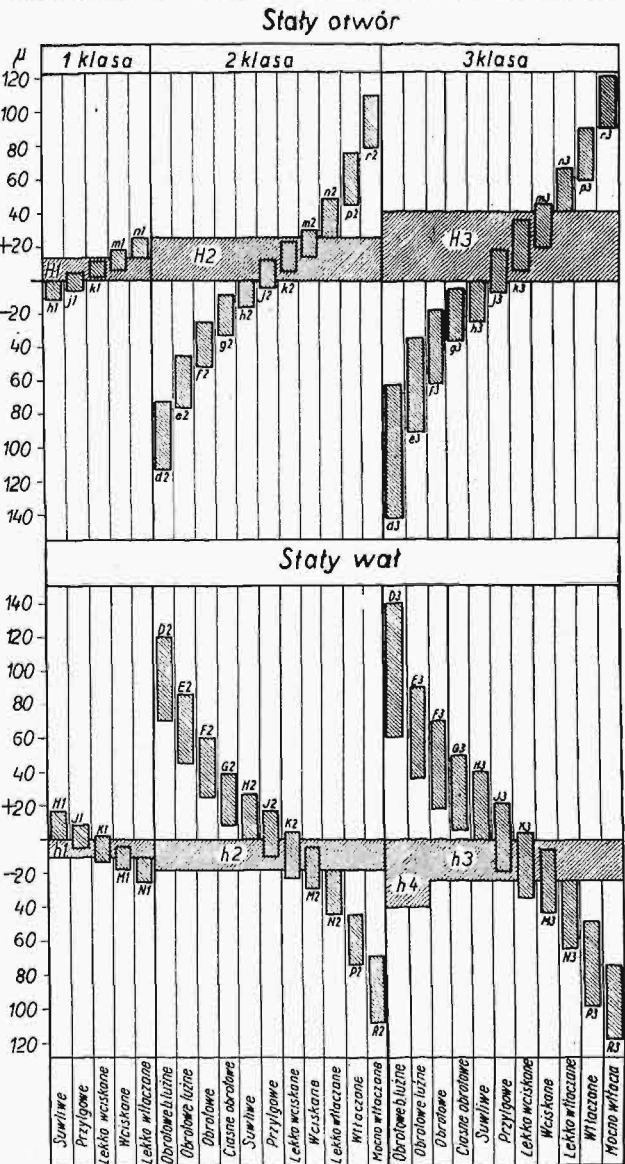
Wspomniałem już przedtem, że pierwsza klasa jest przeznaczona przede wszystkim do budowy łożysk kulkowych i rolkowych. Łożyska te są obecnie stosowane coraz częściej w budowie maszyn i należyte ich wbudowanie jest rzeczą pierwszorzędnej znaczenia. Dlatego też przy wyborze układu pasowań należy baczyć, aby istniały w nim takie klasy pasowań, któreby się dały zastosować do tych części maszyn. Jeszcze nie tak dawno, żaden ze znanych nam układów pasowań, z wyjątkiem szwajcarskiego i szwedzkiego, nie uwzględniał tego zupełnie, co należało uznać za błąd wielce istotny.

W Niemczech uzupełniono ostatnio tamtejszy układ pasowań specjalnymi pasowaniami dla wałków do łożysk kulkowych, co rozwiązuje wprawdzie część zagadnienia, ale nie jego całość. O ile mi wiadomo, mają być tam wkrótce wprowadzone pasowania dla otworów, któreby odpowiadały objętem przez pierwszą klasę układu szwedzkiego i nadawałyby się do łożysk kulkowych.

W niedawno stworzonym układzie czeskosłowackim, który — o ile mi wiadomo — jest najnowszym z układów, uwzględniono pasowania łożysk kulkowych.

Wybór zasady i klasy pasowań.

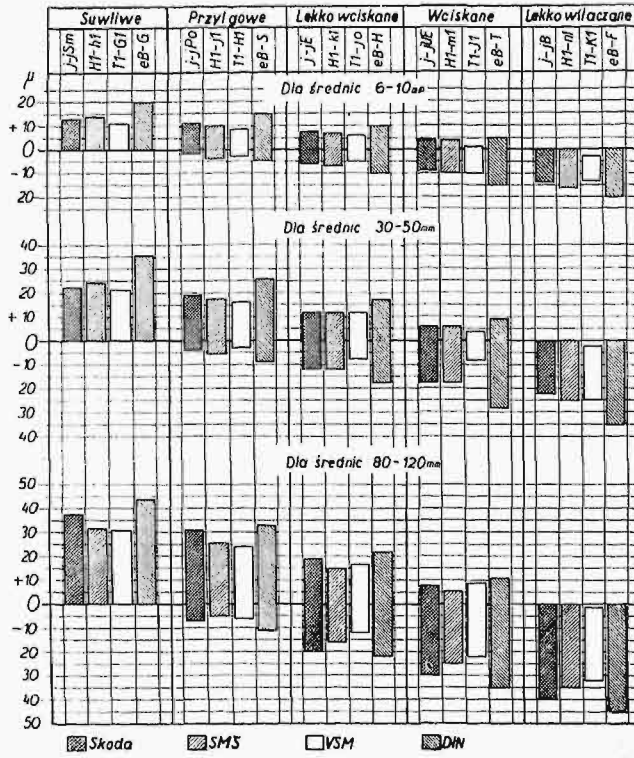
Kilka słów chciałbym jeszcze powiedzieć o tem, jak należy stosować znormalizowane już pasowania, a raczej klasy pasowań. Otóż nie przewiduje się bynajmniej, by wszystkie trzy klasy miały być stosowane w każdym warsztacie. Przeciwnie, SMS



Rys. 5. Tolerancje w szwedzkim układzie pasowań.

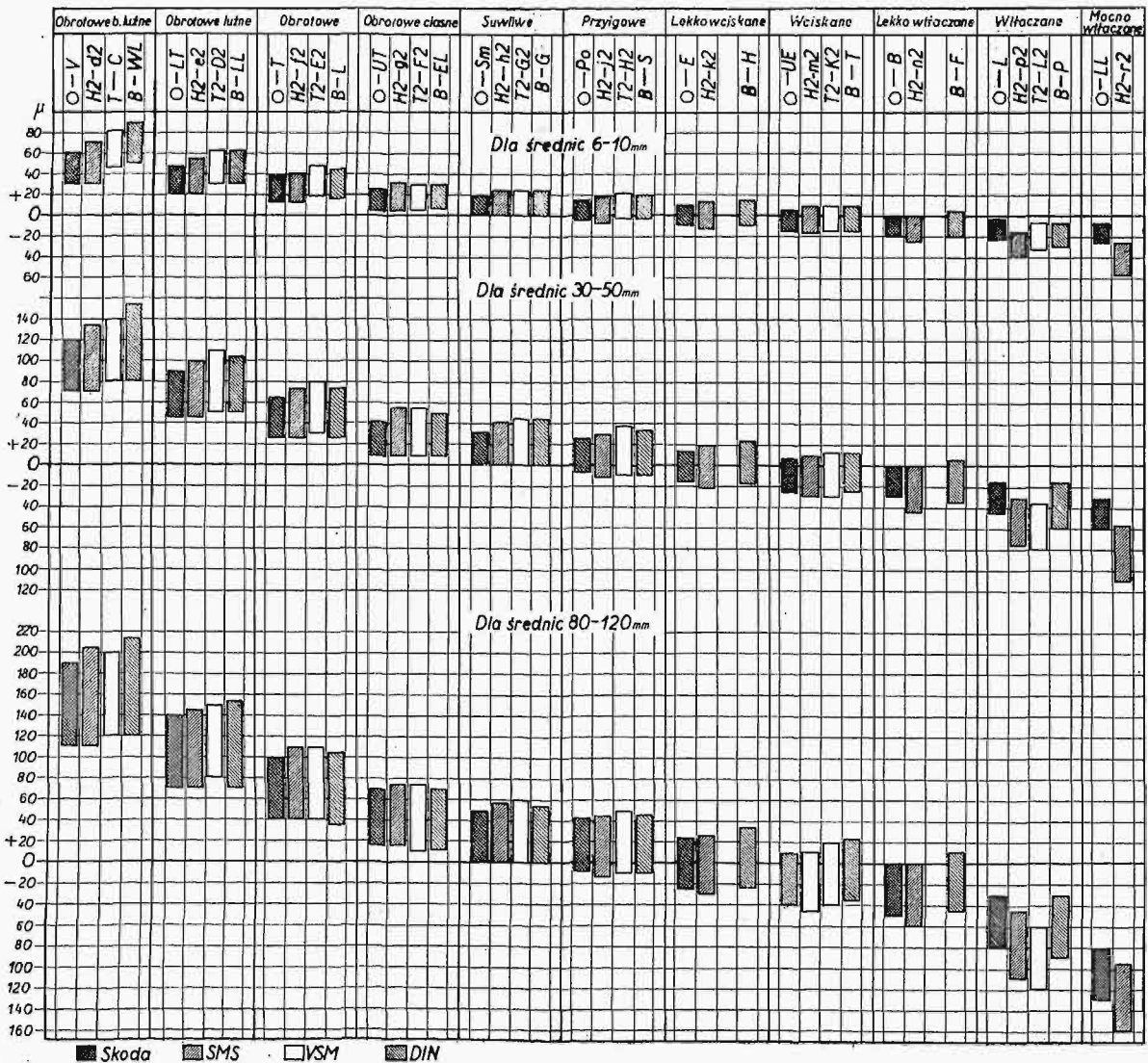
liczyła się jedynie z tem, że należy obrać sobie w danym warsztacie tylko tę jedną klasę pasowań, jaka odpowiada jego rodzajowi wytwórczości.

Przy wyliczeniu różnych klas, wspomniałem, że każda poszczególna klasa przeznaczona jest dla



Rys. 6. Granice luzów w I klasie pasowań szwedzkich, w porównaniu z układami niemieckim, czeskim, i szwajcarskim.

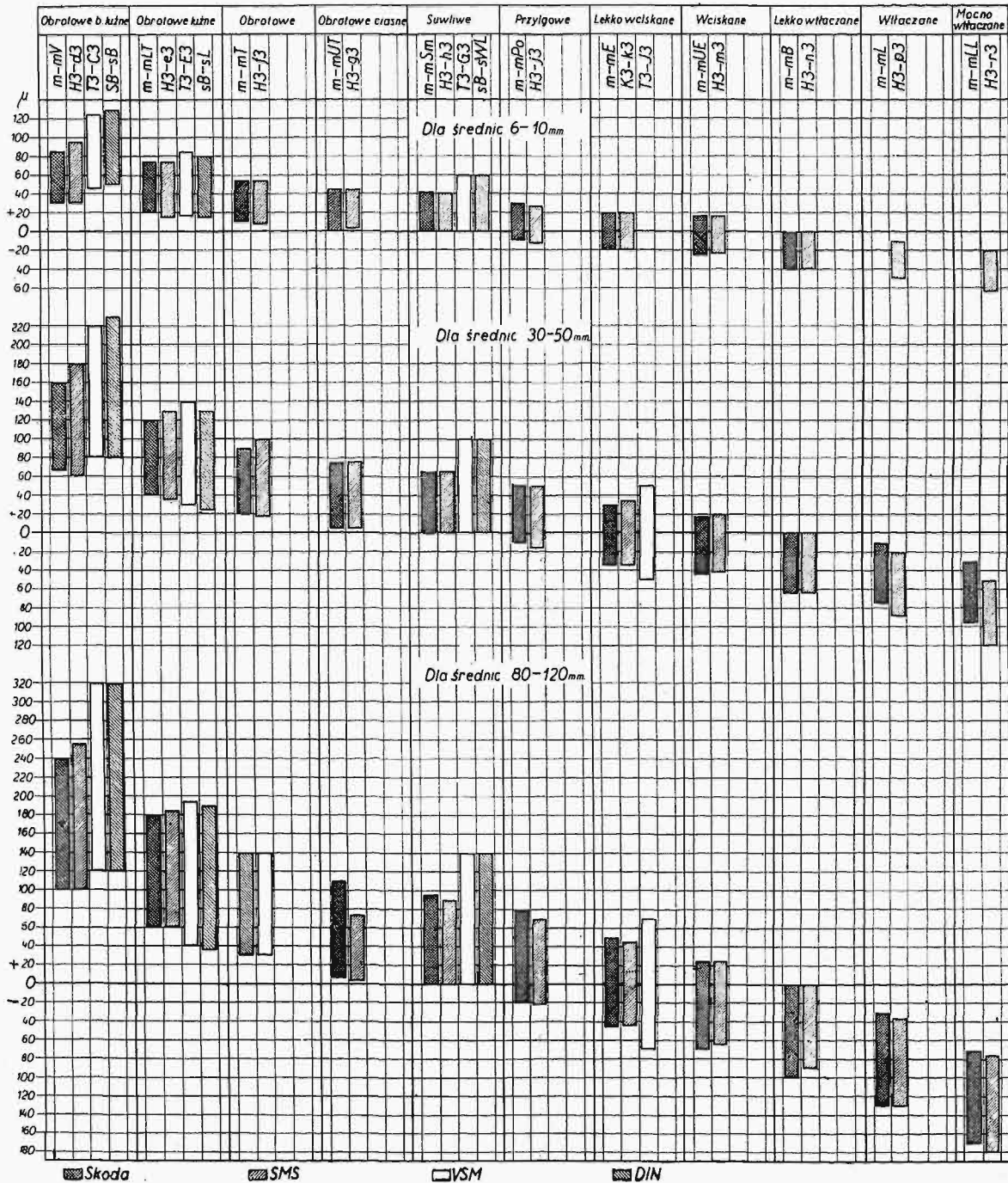
pewnego celu, i podałem przez to pewną wskazówkę co do wyboru klasy. Nie należy jednak tego tak ujmować, że posługiwanie się w warsztacie więcej niż jedną klasą nie jest wskazane. Chciałem tylko przez to zaznaczyć, w sposób jak najogólniejszy, dla jakiego celu głównie opracowane zostały te różne klasy pasowań. Mojem zdaniem, żadna z klas wyżej wymienionych układów pasowań nie nadaje się do wyłącznego jej stosowania. Więc na przykład stosowanie zasady stałego otworu w drugiej klasie (pasowanie to, jak wiadomo, składa się z jednego wymiaru dla otworu i różnych wymiarów dla wałka, w zależności od rodzaju pasowania) nie stanowi najbardziej celowego rozwiązania, na przykład dla fabryki obrabiarek. Podobnie, o ile chodzi o wytwórnice arytmetrów, pozostają te goż zdania w stosunku do zasady stałego wałka w trzeciej klasie pasowań, która — rzecz można — ułożoną została specjalnie do budowy tego rodzaju maszyn. Sądzę więc, że nie byłoby celowym opierać się jedynie i wyłącznie na jakiejś określonej klasie pasowań. Znacznie lepsze osiąga się wyniki, gdy się łączy razem zasadę stałego wałka i zasadę stałego otworu. Często bowiem, z różnych względów, uważamy pewien wymiar konstrukcyjny za podstawowy w stosunku do pozostałych i do



Rys. 7. Granice luzów w 2-iej klasie pasowań szwedzkich, w porównaniu z układami niemieckim, czeskim i szwajcarskim.

niego dostosowujemy inne wymiary. W razie gdyby ten podstawowy wymiar nie odpowiadał, ze względu na swój kształt konstrukcyjny, obranej uprzednio zasadzie, na przykład stałego wałka, nie pozostanie nam nic innego, jak odstąpić od tej obranej pierwotnie zasady. Przykładem takich wymiarów podstawowych są wymiary części maszyn kupionych, z poza warsztatu. Będą one podstawo-

nika, iż nie zawsze możliwe jest posługiwanie się, jako wyłączną podstawą, we wszystkich wypadkach, tylko zasadą stałego otworu lub stałego wałka w jakiegokolwiek z klas pasowań. Inny przykład przedstawia rys. 10. O ilebyśmy się trzymali zasady stałego otworu, należałoby stosować konstrukcję, wskazaną na rysunku środkowym, którą uznać należy za nieracjonalną. Korzystną pod



Rys. 8. Granice luzów w 3-iej klasie szwedzkiego układu pasowań i w odp. układach czeskim, szwajcarskim i niemieckim.

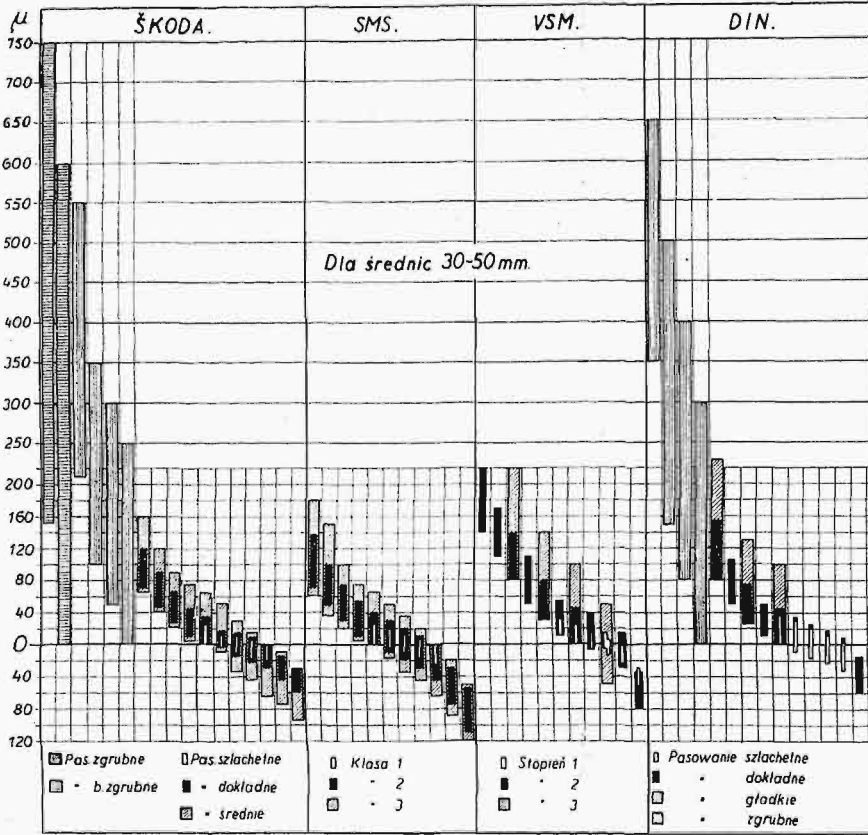
wemi w stosunku do wymiarów części wytwarzanych, mających pasować do tych, pierwotnie już istniejących części. Otwór łożyska kulkowego jest niewątpliwie wymiarem pierwotnym w stosunku do wałka, na którym ma być osadzone łożysko kulkowe, i również średnica płaszczka łożyska kulkowego odgrywa rolę podstawowego wałka, w stosunku do kadłuba łożyska. Z tego przykładu wy-

względem ekonomicznym konstrukcję osiągniemy oczywiście tylko wtedy, gdy się, w danym wypadku, uzna wałek za podstawowy w stosunku do otworu, i to w sposób bezpośrednio wpływający z zasady stałego wałka, tak jak to przedstawia rysunek górny.

Przytoczone wyżej przykłady stwierdzają jasno, że nie należy się trzymać wyłącznie jednej

określonej zasady i jakiegokolwiek określonej klasy pasowań, tylko w zależności od nasuwających się warunków należy kombinować różne zasady i klasy pasowań tak, aby osiągnąć najlepsze warunki wytwarzania.

miary wałków nie pozwalają na odsadzenia. Z tych względów pożyteczne tu jest wykonywanie ich jako wałków gładkich, na jedną miarę średnicy. Koszta rozwiązań dla licznych wymiarów otworów, jakie mogą mieć zastosowanie przy układzie stałego wałka, odgrywają przytem dość podrzędną rolę, bowiem chodzi tu przede wszystkim o narzędzia dla małych średnic. Zasada stałego wałka jest przeto najbardziej wskazana do zastosowania w budowie tego typu maszyn.



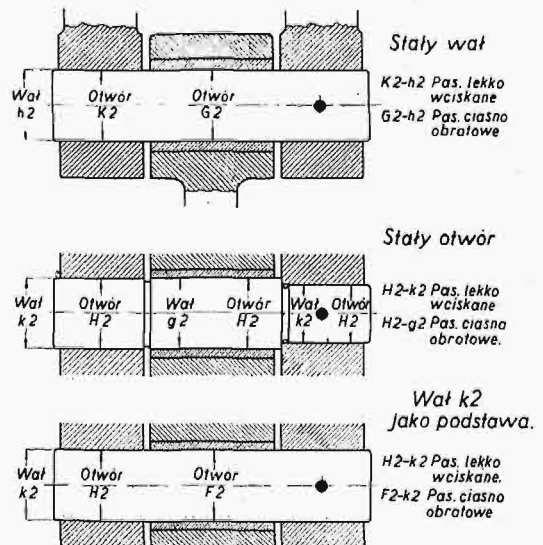
Rys. 9. Zmienność luzu w układzie szwedzkim (SMS) i w układach DIN, Skody oraz VSM (Szwajcaria), we wszystkich klasach pasowań.

Pasowania kombinowane.

W celu ułatwienia zestawienia takich t. zw. pasowań kombinowanych, SMS poleci opracować tablice, w których poda już gotowe zestawienia pasowań, dające się zastosować do pewnych typowych, ogólnie spotykanych wypadków. Przykłady takich projektów przedstawiono na rys. 11 i 12. Rys. 11 podaje taki układ, dający się zastosować w wytwórni obrabiarek, rys. 12 — w fabryce, budującej maszyny tego typu, co arytometri i t. p. Pierwszy oparty jest głównie na zasadzie stałego otworu w drugiej klasie, rozszerzony przez pewne wprowadzenie doń klasy pierwszej i trzeciej. Przytem przyjmuje się, że wymiar h_4 odpowiada wymiarowi wałka ciągniętego na zimno. Takie wały można często i z korzyścią zastosować do wałów sterujących i t. p., przyczem otwór E3 jest odpowiedniem łożyskiem. W obrabiarkach, i wogóle we wszystkich skomplikowanych konstrukcjach maszynowych, pożądanym jest ze względów montażowych — wykonywanie wrzecion i t. p. wałków z odsadzeniami, t. zn. nie gładkich, lecz zmieniających średnicę stopniami. W takich wypadkach wskazane jest posługiwanie się głównie zasadą stałego otworu, ponieważ wówczas wymiary wałka mogą być stopniowane bez trudności według potrzeby. Przy budowie maszyn takich, jak arytrometry i t. p., przeciwnie — nie jest wskazane wykonywanie odsadzeń na wałku, ponieważ małe wy-

miary wałków nie pozwalają na odsadzenia. Z tych względów pożyteczne tu jest wykonywanie ich jako wałków gładkich, na jedną miarę średnicy. Koszta rozwiązań dla licznych wymiarów otworów, jakie mogą mieć zastosowanie przy układzie stałego wałka, odgrywają przytem dość podrzędną rolę, bowiem chodzi tu przede wszystkim o narzędzia dla małych średnic. Zasada stałego wałka jest przeto najbardziej wskazana do zastosowania w budowie tego typu maszyn.

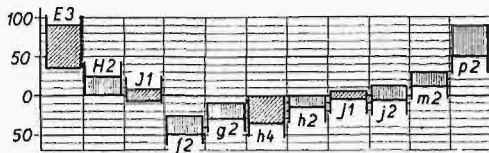
Sporządziliśmy również taki projekt i dla budowy samochodów (rys. 13). Naszem zdaniem, należy dać w tym wypadku pierwszeństwo zasadzie stałego wałka. Naturalnie można również posługiwać się zasadą stałego otworu, ale wówczas wypadnie stosować więcej pasowań kombinowanych i uzyska się konstrukcje mniej ekonomiczne. Jak widać z rysunku, przy stosowaniu zasady stałego otworu należało zastosować cały szereg pasowań kombinowanych, są one jednak bezwarunkowo potrzebne, ze względu na pasowania łożysk kulkowych. Otwór łożyska kulkowego należy uważać za podstawowy. Wymiary m_1 i t. d. są takimi wałkami do łożysk kulkowych. Rzuci się tu w oczy wielka ilość otworów, i to z różnych klas. Jest to jednak uzasadnione z tego względu, że koszt narzędzi pomiarowych w fabrykach samo-



Rys. 10. Rozwiązania konstrukcyjne przy wyborze jako podstawy stałego wału i stałego otworu, jak wogóle przy wszelkiej wytwórczości seryjnej, nie grają wielkiej roli. Daleko ważniej-

szere jest, aby każde pasowanie było dobrane w sposób właściwy. Tam, gdzie można zastosować tanie pasowania, należy to uczynić, a nie wybierać nie-

produkcyj, to jednocześnie znajdzie potrzeba wprowadzenia większej ilości luzów (t. zn. pasowań), niż dotąd wogóle stosowano lub przewidywano w

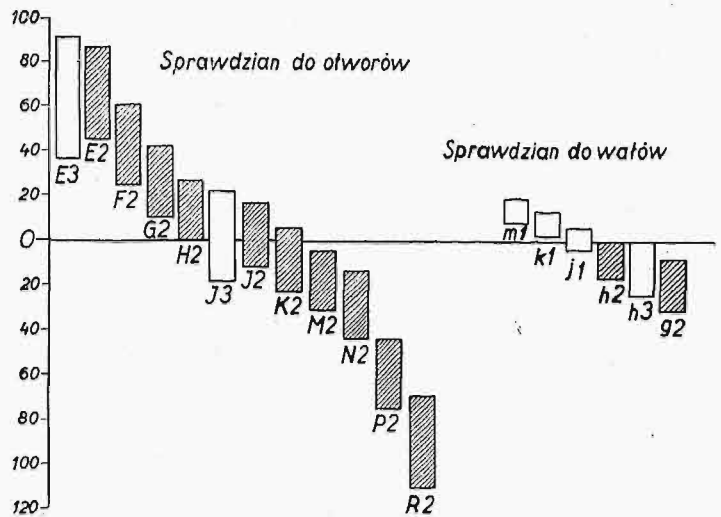


Rys. 11.



Rys. 12.

Rys. 11 i 12. Pasowania kombinowane dla różnych dziedzin wytwórczości. (rys. 11 — do budowy obrabiarek, rys. 12 — do budowy arytmometrów).

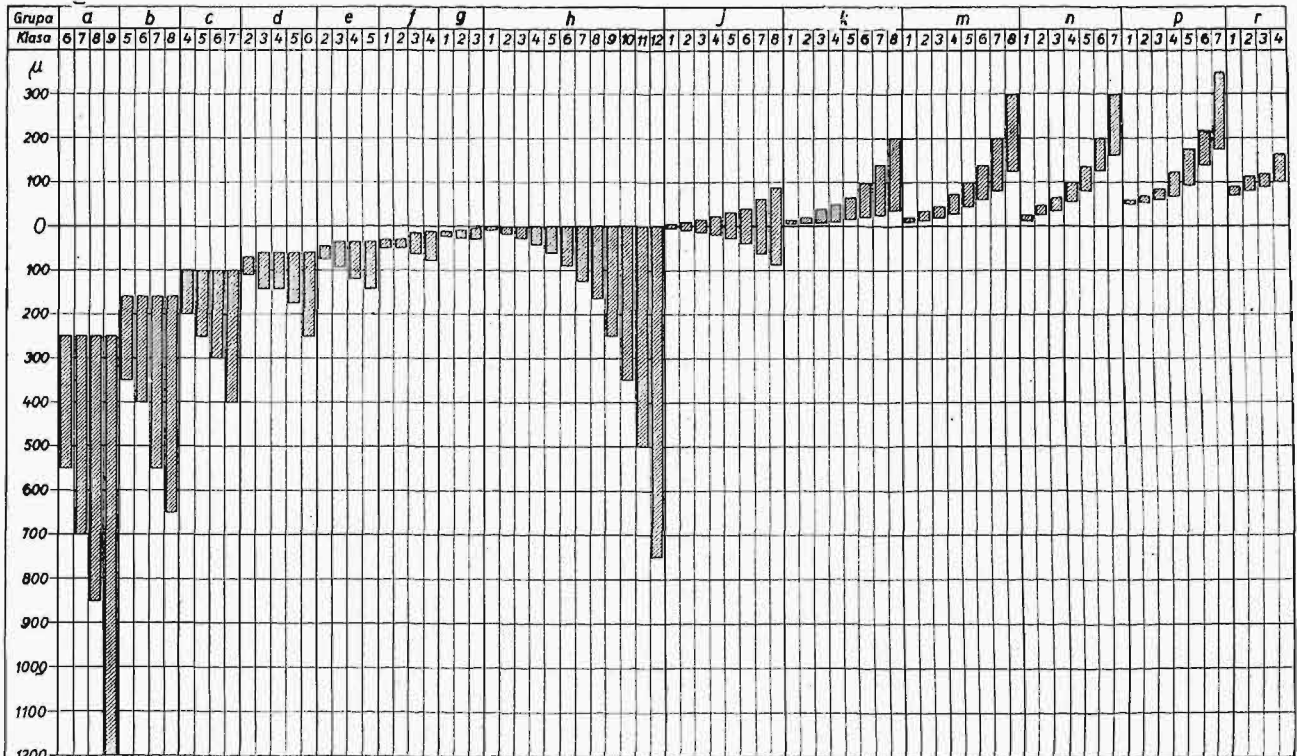


Rys. 13. Pasowania kombinowane do budowy samochodów.

potrzebnie drogiego i dokładnego pasowania dla oszczędzenia na narzędziu pomiarowym.

Powyższe uwagi dotyczą również i innych gałęzi przemysłu. Można nieraz dać sobie radę z minimalną ilością pasowań, ale bardzo często ma to tę złą stronę, że przy montowaniu wyłoni się konieczność stosowania w pewnych razach dodatkowej obróbki, zatem korzyści, wpływające ze sto-

warsztacie. Jest kwestją olbrzymiej wagi, aby nie wyznaczać, przy wyborze pasowania, niepotrzebnie wysokiej klasy, to też celem układu SMS jest doręczenie warsztatom takiego materiału pomocniczego, któryby dał naprawdę możliwość robienia oszczędności przy wytwarzaniu. Oczywiście, kwestja ta stanie się problematyczną, o ile przepisy odbiorcze będą stawały warsztatom wymagania



Rys. 14. Niższe klasy pasowań układu szwedzkiego.

sowanych układów pasowań stają się iluzorycznymi. Jeżeli więc skasować rozwiertaki w warsztatach montażowych, co jest wysoce pożądanym zjawiskiem na drodze do osiągnięcia ekonomicznej

zbyt wygórowane. Jedno z pism amerykańskich podaje, że tamtejsze władze wojskowe, na skutek doświadczeń z lat wojny, postanowiły, przy jednoczesnym przejściu od symetrycznego do asyme-

trycznego układu pasowań, powiększyć tolerancje wykonania. Biorąc pod uwagę olbrzymie doświadczenie tych władz, jakie niewątpliwie musiały nabyć w okresie wojennym, można być pewnym, że tego rodzaju postanowienie mogło być powzięte na zasadzie realnych danych, i że, mimo zwiększenia tolerancji, nie pomniejszono pewności, iż zupełna zamierność pozostaje nadal zachowaną.

Muszę podkreślić z naciskiem, iż przy wyborze pasowania należy zawsze wychodzić z klasy trzeciej, jako z podstawowej, i jedynie gdy się przekonamy niezbitcie, że zastosowanie tej klasy jest niewłaściwe, możemy się zwrócić do klasy drugiej, a już tylko w ostatecznym wypadku przejść do pasowań klasy pierwszej.

Prawidło powyższe powinno być również wprowadzone do wewnętrznych przepisów w każdym warsztacie. Przy wyborze niepotrzebnie ciasnych tolerancji, może się zdarzyć, iż cel, który chcemy osiągnąć przez wprowadzenie układów pasowań, zostanie całkowicie chybiony. Możemy bowiem, zamiast obniżenia, zwiększyć niepotrzebnie kosztą produkcji, a przez to utracić cały wielki zysk z wprowadzenia pasowań, który polega głównie na zmniejszeniu kosztów montażu i ilości braków, oraz na uniknięciu niepotrzebnych porozumiewań się kierowników poszczególnych działów ze sobą.

Niższe klasy pasowań.

Trzy omówione wyżej klasy pasowań odpowiadają ogólnym potrzebom szwedzkiego przemysłu mechanicznego. Są jednak takie części maszyn, których wymiary byłoby wysoce praktycznie ująć w układzie pasowań o znacznie rozszerzonych tolerancjach wykonania. Jako przykład, można tu przytoczyć: otwory dla dzielonych kół pasowych i sprzęgła na wałach transmisyjnych, łożyska cylindryczne śrub, najrozmaitsze gatunki kształtowanego materiału prętowego i t. p. Aby uczynić zadość tym potrzebom, wprowadziliśmy pasowania bardziej zgrubne, których odchyłki obliczane są według tegoż prawa teoretycznego, co i w omówio-

nych wyżej trzech klasach pasowań. Stałe luzy i tolerancje są poprostu powiększone. Na rys. 14 przedstawiony jest układ tych mniej dokładnych pasowań dla wałków. Sporządziliśmy również tablicę takich pasowań dla wymiarów wewnętrznych, t. zn. otworów.

Tolerancje są tu opracowane i ujęte w tablice, podobnie jak to uskuteczniiono dla trzech pierwszych klas, ale bez tolerancji dla narzędzi pomiarowych.

Za daleko zaprowadziłoby nas omawianie pasowań mniej dokładnych, wspomnę tu jednak, że przy pomocy tych znormalizowanych pasowań, ma się możliwość rozwiązania wszelkich zagadnień tolerancyjnych, o ile chodzi o bardziej zgrubne tolerowanie, niż to, jakie się stosuje w naszych trzech pierwszych klasach pasowań.

Kończąc swój referat, chciałbym jeszcze zaprzeczyć często wysuwanemu twierdzeniu, że systemy pasowań, które dla tak zwanej produkcji masowej są niezbędne i cenne, nie nadają się do warsztatów wyrabiających maszyny pojedynczo lub do warsztatów naprawiających istniejące maszyny stare. Bez chęci ograniczania, w jakikolwiek sposób, stosowalności układów pasowań przy wytwarzaniu masowym, chciałbym zwrócić na to uwagę, że znormalizowane układy pasowań mogą dać także wielkie oszczędności przy wytwarzaniu przedmiotów pojedynczych. Tyczy się to w szczególności warsztatów, wykonywających zupełnie nowe konstrukcje, ponieważ układy pasowań mają tam bardzo ważne zadanie do spełnienia, mianowicie oszczędzają wiele trudu przy wyborze odpowiedniego pasowania w związku z przewidywanym zgóry sposobem współpracy obu dopasowywanych części. Układy pasowań dają możliwość należytego wykonania części poszczególnych maszyn nawet bez rysunków montażowych i to z taką dokładnością, że bez wszelkich poprawek i dopiłow (naturalnie z wyjątkiem takich czynności, jak docieranie powierzchni ślizgowych) części te będą do siebie pasowały, przy ich ostatecznym zestawieniu.

Tolerancje długościowe.

Napisał Inż. Wł. Łoziński.

Wobec coraz większego zastosowania tolerancji długościowych, powstaje potrzeba uporządkowania ich, a więc ujęcia w pewien system (jak to zrobiono dla wałków i otworów), uzależniając wielkość tolerancji od pewnych czynników, jak rozstawienie, wielkość powierzchni i t. d. W konsekwencji należy rozważyć zagadnienie, czy da się objąć tolerancje długościowe układem tolerancji dla wałków i otworów, względnie wyzyskać sprawdziany tego układu.

Prace nad rozwiązaniem zagadnienia tolerancji długościowych znajdują się jeszcze w stadium poczynań, naogół bezplanowych. Na przeszkodzie stoi ogromna różnorodność tematu, nieraz bez porównania większa, niż przy wałkach i otworach, ale i znacznie trudniejsza do usystematyzowania.

W całokształcie zagadnienia tolerancji długościowych zarysowują się trzy główne działy. Pierwszy obejmować będzie współpracę elemen-

tów, które muszą być rozstawione, więc płaszczyzn, powierzchni cylindrycznych i t. p. Wyraźnie zaznaczyć należy, że dział ten nie uwzględnia rozstawienia elementów, lecz same elementy, t. j. jakość powierzchni styku, kształt, błędy geometryczne powierzchni i t. d. Drugi dział obejmuje wpływ rozstawienia na wielkość tolerancji długościowych. Trzeci zawiera geometrię tolerancji długościowych, to jest zajmuje się kombinacjami, powstającymi przy wiązaniu szeregu rozstawień różnych elementów.

Współpraca elementów.

Elementami mogą być przeróżne kształty geometryczne, jak wałki i otwory, płaszczyzny, kombinacje płaszczyzn, powierzchnie wielorakie i t. d. W ogromnej większości, elementy występują odpowiadającymi sobie parami, t. j. płaszczyzna z płaszczyzną, wałek z otworem i t. d., zespoły wał-

ka z płaszczyzną spotyka się w konstrukcjach bez porównania rzadziej. Jeżeli więc chodzi o zbadanie współpracy elementów, to tylko dla elementów cylindrycznych, t. j. wałka i otworu, kwestja ta jest w zasadniczych rysach wyjaśniona, i ten czy inny układ pasowań dać może wystarczającą odpowiedź.

Bezspornie gorzej przedstawia się sprawa elementów płaskich. Mamy tu bowiem więcej wymiarów do uwzględnienia. Przy wałkach, średnica mówiła o wszystkim, długość przyjęta, równa około 1 i pół średnicy, obejmuje znaczną większość wypadków konstrukcyjnych. Przy zespołach zaś płaskich, występują, naogół, dwa wymiary linjowe i dochodzi obrys płaszczyzny. Z drugiej strony konstrukcje płaskie dalekie są od unormowania wymiarowego. Tylko kliny i wpusty doczekały się uporządkowania.

Wobec bardzo ograniczonego usystematyzowanego materiału liczbowego, musimy przez porównanie układów płaskich z cylindrycznym wyciągać wnioski co do współpracy elementów i co do czynników, wpływających na wielkość tolerancji.

A więc przedewszystkiem dokładne wykonanie płaszczyzn jest trudniejsze, niż wałków, szczególnie, gdy płaszczyzny są obejmujące, a nie obejmowane.

Z jednej strony, występuje wpływ jakości obróbki samej powierzchni, to jest, czy opracowano ją zgrubnie, czy gładko. Wpływ ten silniej wydatnia się na powierzchniach przedmiotów większych. Wpływ wielkości przedmiotu na jakość powierzchni jest stosunkowo, nie absolutnie, wydatniejszy przy obróbce gładkiej, niż przy zgrubnej. Wpływ jakości powierzchni był przez kółko badaczy określany i rozporządzamy dość obfitym materiałem liczbowym.^{*)}

Z drugiej strony, we współpracy elementów innych niż walcowe, występuje jedna szczególna cecha, której nie spotykamy we współpracy elementów walcowych. Mianowicie kierunek obróbki elementów walcowych jest zawsze jednaki dla wałka i otworu, to jest odbywa się po obwodzie, prostopadle do tworzącej. W powierzchniach płaskich i innych, kierunek obróbki może być wieloraki — wzdłuż, czy wpoprzek. Współpraca tych samych elementów, lecz obrabianych w różnych kierunkach, będzie różna, i im bardziej zgrubną będzie obróbka powierzchni, tem wpływ kierunku obróbki będzie wydatniejszy.

Stateczność przedmiotu obrobionego ma duży wpływ na dokładność geometryczną. Ugięcia, skreślenia i t. p. występować mogą w różnych miejscach i w różnym stopniu; podpórki, wsporniki, sposób umocowania na obrabiarce, powodują odkształcenie przedmiotu, zniekształcając po zdjęciu obrobioną płaszczyznę. Zamocowanie przedmiotów walcowych na obrabiarce daje bez porównania mniej sposobności do zniekształcenia geometrycznej forma walca, niż dzieje się to przy obróbce płaszczyzny.

Gorzej jest z błędami geometrycznymi powierzchni, które zależą nietylko od jej obrysu i wymiarów, lecz i od szeregu innych, trudnych do przewidzenia i uwzględnienia warunków, jak sta-

teczność przedmiotu, zużycie narzędzi i błędy obrabiarek, wpływ temperatury i rozłożenia mas, błędy pomiaru i błędy indywidualne robotnika, nierównomierności materiału i szereg innych.

Zużycie i, w związku z tem, zmiana narzędzi oraz błędy obrabiarek są bardziej uchwytne liczbowo i zgóry można powiedzieć, jakie odchylenia mogą wywołać, mając daną obrabiarkę, wymiary i materiał przedmiotu. I w tym wypadku błędy te będą większe, niż przy powierzchniach walcowych. Musimy się bowiem liczyć nietylko z wymiarami — długością i szerokością, — lecz i ze stosunkiem, jaki zachodzi między temi dwoma wymiarami. Ponadto, w znacznej większości wypadków, przy obróbce płaszczyzn, narzędzie styka się okresowo z powierzchnią obrabianą, gdy przy wałkach i otworach pozostaje w styku przez cały czas obróbki. Wywołuje to zmienne obciążenie elementów obrabiarki i samego przedmiotu, odbijając się niekorzystnie na geometrycznej dokładności powierzchni.

Wpływ temperatury w czasie obróbki jest zależny od rozmieszczenia mas i przekrojów oraz od grubości warstw skrawanych. Wpływ ten silniejszy jest przy zgrubnej obróbce, niż przy gładkiej. Naogół wpływ temperatury da się zredukować do wymaganych granic przez chłodzenie i dobór odpowiedniej obróbki (płytkie warstwy skrawania i t. d.).

Wpływ niejednorodności materiału, występujący zarówno przy wałkach, jak i płaszczyznach, odgrywa większą rolę tylko przy przedmiotach większych. Przy dzisiejszych metodach technologicznych, w przedmiotach małych nie spotykamy znaczących wahań. Wpływ niejednorodności materiału daje się wydatnie zmniejszyć przez odpowiednią obróbkę mechaniczną (szlifowanie, szabrowanie), lecz nie da się całkowicie usunąć, a przy późniejszej współpracy zwykle znowu występuje.

Błędy pomiarowe i indywidualne robotnika występują zarówno przy powierzchniach walcowych, jak i innych, większe są jednak przy tych drugich. Weźmy pod uwagę przykład klasyczny: utrzymanie średnicy przy toczeniu wałka i grubości przy struganiu płytki, o ileż drugie jest trudniejsze!

Wszystko to, podane wyżej, pozwala na wypowiedzenie wniosku, że przy elementach innych niż walcowe, muszą być brane większe tolerancje, niż przy elementach walcowych.

Wielkość tolerancji zależec będzie w pierwszym rzędzie od wielkości powierzchni elementów; im większe powierzchnie biorą udział we współpracy, tem większe tolerancje muszą być przyjęte.

Czy zależność tolerancji od wielkości powierzchni wyrazi się tą samą funkcją, jaka występuje przy powierzchniach cylindrycznych, nie można dziś orzec, wobec ubóstwa materiału doświadczalnego. Wszystko jednak wskazuje na to, że funkcja ta zmieni swój wygląd, z powodu występowania czynników nowych, niespotykanych przy wałkach i otworach.

Rozstawienie elementów.

Drugim zagadnieniem, które czeka na rozwiązanie, jest kwestja wpływu rozstawienia ele-

^{*)} Norman Thomas, prof. Sawin w Skodzie Pilzno, f-ma Loewe.

mentów walcowych, płaskich czy innych, oraz luzów koniecznych, na wielkość tolerancji.

Oczywiście, decydujące znaczenie w sprawie luzów ma rodzaj mechanizmu, w którego skład wchodzi rozważane elementy. A więc np. rozstawienie osi kół zębatych (czołowych) może być tylko większe od nominalnego, zatem luz i tolerancja muszą być dodatnie, osie dwóch kołek nastawczych muszą być możliwie mało przesunięte względem siebie, tolerancja zatem będzie ze znakiem \pm i t. d. Nie mamy badań, któreby pozwalały na wyciągnięcie wniosków liczbowych co do wielkości luzów, potrzebnych przy różnych rodzajach współpracy elementów niewalcowych. Przeniesienie luzów wprost z układów walcowych będzie mogło służyć za podstawę do stwierdzenia doświadczalnego, jak wpływa kształt powierzchni na mechaniczną wartość luzu, t. j. czy pasowanie posuwiste pozostanie takim w obu wypadkach, czy też zmieni się na ciasne lub luźne, i w jakich warunkach to nastąpi.

Chcąc wyjaśnić wielkość tolerancji rozstawienia, musimy rozpatrywać elementy parami. Wystarczy ograniczyć się do elementów walcowych i płaskich, bowiem inne rzadziej występują w konstrukcjach. Elementy ewolwentowe i cykloidalne, występujące w kołach zębatych, stanowią zupełnie zamkniętą i odrębną dziedzinę.

Otóż w elementach walcowych, jak wspominałem, wymiary, określające wielkość powierzchni styku, określają jednocześnie rozstawienie tych powierzchni, będzie to średnica otworu, czy wałka. W elementach płaskich, rozstawienie jest zupełnie niezależne od wielkości powierzchni stykowych. Dlatego też w rozstawieniu płaszczyzn wpływ na wielkość tolerancji będą miały czynniki następujące:

- a) wielkość rozstawienia: im większe rozstawienie, tem większa tolerancja;
- b) wielkość sumy powierzchni stykowych: im większa suma powierzchni, tem większa tolerancja, występuje tu bowiem kwestja kąta międzypłaszczyznowego, względnie kwestja równoległości płaszczyzn;
- c) stosunek powierzchni jednoznacznych, t. zn. obejmowanych, względnie obejmujących.

Ten punkt wymaga małego wyjaśnienia. Powierzchnie jednoznaczne, t. j. obejmowane lub obejmujące, mogą być nierówne co do wielkości, np. krzyżulec może mieć nierówne powierzchnie łożew. Tolerancja rozstawienia zależeć będzie od stosunku powierzchni jednej do drugiej, im stosunek ten bardziej zbliża się do jedności — tem tolerancja musi być większa, i odwrotnie. Maximum osiągnie tolerancja przy stosunku równym jedności. Charakter funkcji zależeć będzie od jakości powierzchni stykowych, im gładszą będzie obróbka powierzchni, tem maximum będzie wyraźniejsze.

Geometria tolerancji długościowych.

Z kolei rzeczy omówić należy bardzo ważny problemat w dziedzinie rozpatrywanej. Jest to problem geometrii tolerancji długościowych, który polega na doborze tolerancji, w zależności od układu geometrycznego, jaki tworzą elementy rozstawiane. Może to być rozstawienie otworów w skrzynce wiertniczej, czy w korbowodzie, rozstawienie łożew w sankach obrabiarki i t. p. Samo określenie wielkości tolerancji jest prostem zada-

niem geometrycznym, bowiem jasnym jest, że całkowita tolerancja rozstawienia równa będzie różnicy wymiarów, wraz z luzem, określonym przez mechanizm.

Cała trudność zagadnienia pojawia się dopiero przy trzech i więcej elementach. Występuje tu mianowicie sumowanie się tolerancji. Tolerancja rozstawienia dwóch otworów, pierwszego i drugiego, drugiego i trzeciego i t. d., może być x , tolerancja dla pierwszego i trzeciego, drugiego i czwartego będzie wówczas $2x$, dla pierwszego i czwartego $3x$ i t. d. Rzadko który mechanizm pozwoli na taką swobodę. Niebezpieczeństwa sumowania tolerancji można w dużym stopniu uniknąć przez odpowiednie stawianie wymiarów, jednak całkowicie nie da się go usunąć i w konsekwencji mamy trzy drogi:

- a) albo dobierać tolerancje składowe tak, aby ich suma nie przekraczała wartości granicznej dla danego mechanizmu;
- b) albo założyć, że w wykonywanych przedmiotach graniczne wartości tolerancji nie mogą się sumować, to jest wszystkie rozstawienia nie mogą być jednocześnie maximum, lecz suma ich nie może przekraczać pewnej zgóry określonej wartości, mniejszej od sumy największych odchyłek składników;
- c) albo iść drogą pośrednią, zgóry zakładając, że sumować się mogą nie wartości graniczne tolerancji, lecz pewien ich ułamek, np. 60%.

Pierwsza droga może dać tolerancje składowe zbyt małe i trudne do utrzymania. Najprostszym układem byłby układ tolerancji taki, aby ich wielkość była funkcją linjową rozstawienia, jak to mamy w płytkach Johanssona. Inne funkcje, np. paraboliczne, sprawią duże trudności różnorodnością kombinacji, wynikających z sumowania się tolerancji.

Druga droga daje w wyniku albo selekcję, albo konieczność stosowania mniejszych tolerancji przy większych rozstawieniach, czyli sumie, a większych tolerancji przy rozstawieniach mniejszych, czyli przy składnikach, biorąc wielkość tolerancji w obu wypadkach stosunkowo, a nie absolutnie. W wielu wypadkach obejście tej drogi jest niemożliwe.

Trzecia droga, pośrednia, ma pewne zalety, pozwalając z jednej strony na powiększenie tolerancji składowych, powiększając z drugiej strony zakres selekcji, lecz nie zwiększając zbyttno tolerancji dużych rozstawień.

Nasuwa się pytanie, czy układ pasowań i tolerancji wałków i otworów możliwy jest do zastosowania bez zmian w wypadku elementów płaskich, czy też rozstawień?

Przemawiają za tem względy ekonomiczne: te same sprawdziany mogłyby znaleźć szersze zastosowanie. Spotykamy się jednak z pewnymi zastrzeżeniami.

Mianowicie, pomiar trzpieniem szerokości rowka klinowego nie da nam nic więcej poza stwierdzeniem, że w każdym miejscu szerokość jest ta sama, rowek poza tem może być krzywy. Ponadto błąd stykowy będzie inny, niż przy otworze. Podobne wyniki otrzymamy, mierząc klin szczęką. Z wyjątkiem błędu stykowego, który jest

rzeczywiście w obu wypadkach różny, te same zarzuty można z równą słuszością postawić sprawdzianom przy mierzeniu wałków i zwłaszcza otworów, które, po za średnicą, mogą być zowalizowane i krzywe osiowo. W obu wypadkach wymiary i rodzaj pracy przedmiotu zdecydują, czy można poprzestać na tych pomiarach, czy też należy uzupełnić je innymi.

Drugim zarzutem jest, że w ten sposób przesadzamy jednostkę pasowania. I ten zarzut jest słuszny. Tolerancje układu dla wałków i otworów, jako tworzące pewien określony układ, mogą i powinny służyć za podstawę tylko do zbierania danych doświadczalnych, które wyjaśnią, czy i w jakim stopniu tolerancje dla wałków dadzą się zastosować do układów płaskich i innych. Należy się spodziewać, że przynajmniej jeszcze jeden czyn-

nik, poza rozstawieniem, będzie uwzględniony w układzie omawianym; czynnikiem tym będzie wielkość powierzchni stykowych, który to czynnik w układzie tolerancji wałków nie został wydzielony. Również sprawa sumowania tolerancji musi być ujęta w pewne kanony, nie pozwalające na obecnie panującą dowolność.

Istniejące układy tolerancji dla wałków i otworów, można, jak wspomnieliśmy, stosować do rozstawień i t. p., jednak stosować je należy z tem zastrzeżeniem, że terminy w rodzaju: pasowanie luźne, suwliwe, obrotowe i t. d. zostaną skreślone, jako treściwą swą nie odpowiadającą nowym warunkom współpracy. Układ taki powinien być traktowany tylko jako zbiór sprawdzianów, który, ze względów wymienionych wyżej, należy wyzyskać.

Konferencja w sprawie polskiego układu pasowań.

W dniu 25 lutego r. b. zorganizowana została przez Stow. Inż. Mechaników Polskich konferencja, poświęcona sprawie proponowanego polskiego układu pasowań. W zebraniu wzięli udział: prezes P. K. N. inż. Drzewiecki, prezes SIMP. prof. H. Mierzejewski, delegat Szwedzkiej Komisji Normalizacyjnej dyr. Omar Hallström oraz inż. R. Demellöf, współpracownicy Czeskiego Komitetu Normalizacyjnego oraz 71 delegatów instytucji rządowych oraz wytwórni państwowych i prywatnych.

Po zagajeniu zebrania przez prezesa P. K. N. inż. Drzewieckiego i wyborze na przewodniczącego prof. E. Geislera, a na sekretarza inż. B. Wahrena, wygłosił referat wstępny p. prof. H. Mierzejewski, p. t.: „Szwedzki układ pasowań, jako podstawa układu polskiego”.

We wstępie podał referent w krótkich słowach historję powstania polskiego układu pasowań, który — jako projekt wstępny — opublikowany został przed 9 miesiącami. Przed wojną pierwsza wprowadziła układ pasowań wytwórnia obrabiarek Gerlach i Pulst w Warszawie. Był on wzorowany na układzie pasowań Schlesingera. W r. 1911 wytwórnia Fitzner i Gamper w Sosnowcu i Dąbrowie Górniczej wprowadziła układ pasowań, zaprojektowany przez dyr. W. Jechalskiego. Zasługuje on na uwagę, jako pierwszy projekt, uwzględniający pasowania kombinowane, w celu zmniejszenia liczby sprawdzianów.

Po wojnie, podobnie jak i w innych krajach, wytwórnie i poszczególni specjaliści postanowili przyjąć układ niemiecki za podstawę projektu polskiego. Nie zorientowano się przytem, że układ niemiecki był raczej aktem czynu ze strony nielicznej grupy inżynierów niemieckich, zabierających się z entuzjazmem do pracy normalizacyjnej, niż wynikiem doświadczenia praktycznego przemysłu niemieckiego. Przy przystosowywaniu układu niemieckiego do warunków polskich, wyłoniła się różnica zdań, dotycząca początkowo nomenklatury, a potem zasadniczej roli, jaką ma odgrywać w układzie t. zw. jednostka pasowań. W pracy tej wzięły udział najpoważniejsze wytwórnie polskie, przyczem na pierwszym planie wymienić należy projekty Warszawskiej Sp. Akc. Budowy Parowozów.

Po pewnym czasie, stosunek krytyczny do układu niemieckiego pogłębił się znacznie, co stworzyło naturalny grunt do przyjęcia za podstawę projektu szwedzkiego. Okazało się, że w układzie niemieckim brak najważniejszej klasy pasowań, mianowicie odpowiadającej średniej precyzji wykonania. Słowem, brak trzeciej klasy układu szwedzkiego. Opierając w zasadzie projekt polskiego układu pasowań na układzie szwedzkim, uwzględniono w nim pewne zmia-

ny, zapożyczone z układu czeskiego Skody. Podając obszerną charakterystykę układów szwedzkiego, czeskiego, rosyjskiego i niemieckiego na zasadzie szczegółowo opracowanych tablic (z których dwie dołączamy do sprawozdania niniejszego), prelegent zwraca uwagę, że układy czeski i szwedzki naogół pokrywają się w trzech pierwszych klasach. Różnice występują dopiero w klasach wyższych. I tak np. jedną z zasadniczych różnic tych układów jest to, że szwedzki układ przy pasowaniach włączanych przewiduje dla małych otworów mniejsze luzy, czyli połączenia mocne, dla większych — większe luzy, czyli połączenia słabsze, przeciwnie jak w układzie Skody, który zarzuca pewną lekkomyślność układowi szwedzkiemu, twierdząc, nie bez pewnej dozy słuszości, że zbyt wielkie wciski przy małych otworach przekraczają czasami granice sprężystości materiałów, natomiast zbyt wielkie luzy przy dużych otworach powodują nietrwałość połączenia elementów. Układ rosyjski naogół niewiele odbiega od układu DIN, co można tłumaczyć głównie względami natury polityczno-gospodarczej, gdyż przemysł rosyjski jest obecnie silnie skurczony, a jego odbudowa idzie po linii ścisłej współpracy z przemysłem niemieckim. I tu jednak są pewne różnice, szczególnie w klasie 4 i 5. Przechodząc następnie do bardziej szczegółowego omówienia projektu polskiego, prof. Mierzejewski odczytuje wniosek przeprowadzenia następujących poprawek w polskim układzie pasowań, które będą obszerniej omówione w następnym referacie inż. W. Moszyńskiego.

1^o. W klasie pierwszej przewiduje się wprowadzenie pasowania obrotowego ciasnego o najmniejszym luzie, wzorowanym dokładnie na pasowaniach szwajcarskich.

2^o. W klasie drugiej i trzeciej przewiduje się zastąpienie pasowań: włączanego i mocno włączanego przez odpowiednie pasowania, przyjęte z układu Skody, z zamianą oznaczeń symbolicznych F i R przez Q i S .

3^o. W klasie trzeciej — przyjęcie jako normalnych pasowań obrotowego luźnego i b. luźnego w układzie stałego wałka $E3 - h3$ i $D3 - h3$ zamiast $E3 - h4$ i $D3 - h4$, gdyż wprowadzenie tu wałka $h4$ przeczy zasadzie stałego wałka; ostatnie pasowania mogą znaleźć zresztą nawet b. szerokie zastosowanie, jako pasowania złożone.

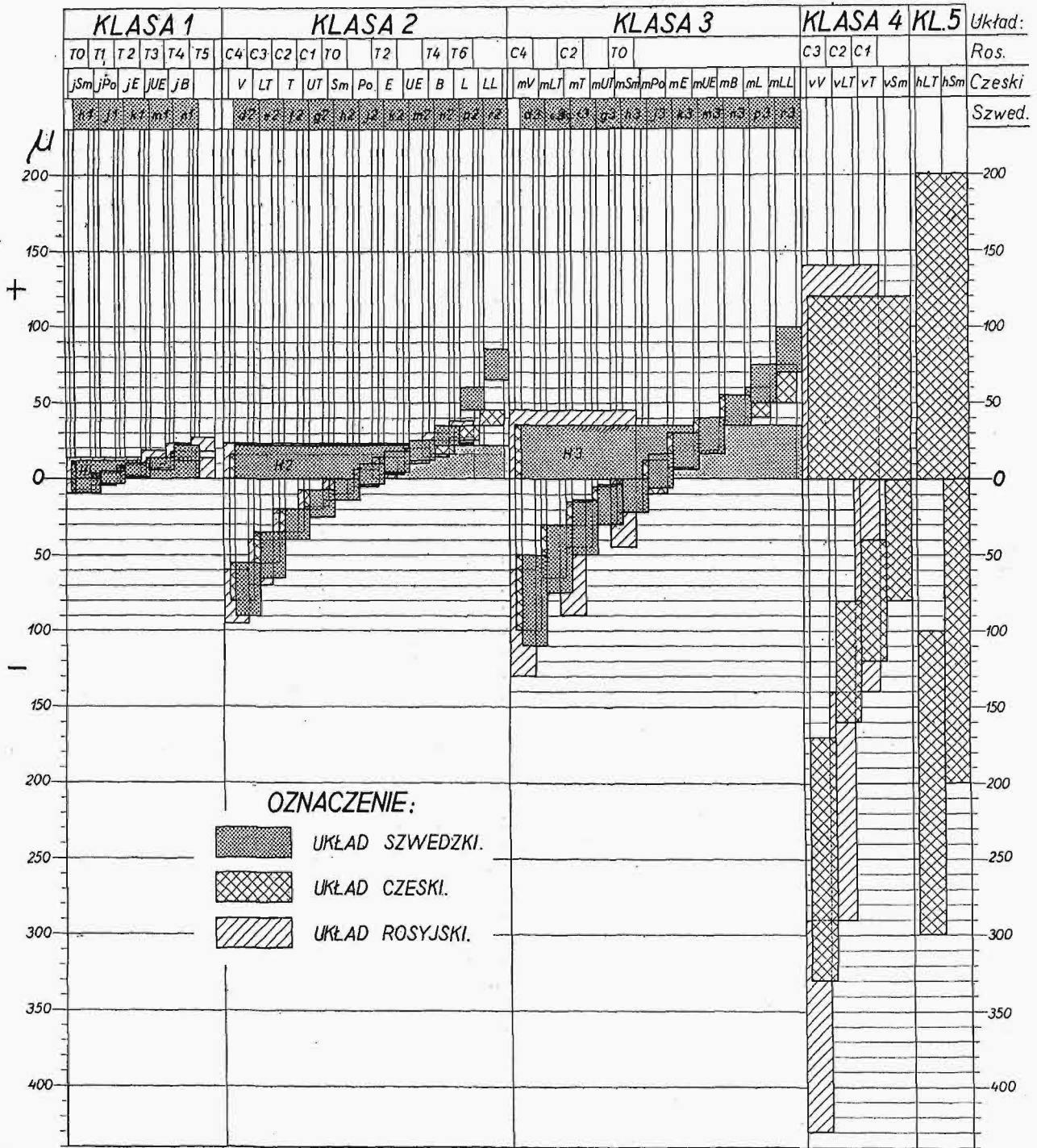
4^o. We wszystkich klasach przewiduje się przyjęcie szeregu pasowań jako uprzywilejowanych, których stosowanie byłoby nadewszystko zalecone; inne pasowania należałyby stosować jedynie w tym wypadku, gdyby pasowanie uprzywilejowane nie zapewniało dobrych wyników.

Jako pasowania uprzywilejowane, należałoby przyjąć: w kl. 1-iej — suwliwe, lekko wciskane i lekko włączane,

w kl. 2-iej — obrotowe zwykłe, suwliwe, lekko wciskane i lekko wtlaczane,
 w kl. 3-iej — obrotowe luźne, obrotowe ciasne, przylgowe, wciskane i wtlaczane.

wiając szczegółowo pasowania zgrubne, uzasadnia podane wyżej poprawki na podstawie obszernego porównania i krytyki układów szwedzkiego, czeskiego, szwajcarskiego i niemieckiego, na tle starannie opracowanych tablic porów-

Stały otwór. Grupa średnic od 18 do 30 mm.



Rys. 1. Różnice między układem czeskim a szwedzkim występują przy pasowaniach wtlaczanych. W układzie rosyjsko-niemieckim daje się zauważyć brak pasowań w klasie trzeciej.

5°. Nadto należy zalecić stosowanie pasowań wtlaczanego i mocno wtlaczanego w kl. 2-iej i 3-iej, jako pasowania lekkiego skurczowego i zwykłego.

Powyższe poprawki w projekcie polskiego układu pasowań zgłoszone są do dyskusji przez S. I. M. P., jako projekt ostateczny polskiego układu pasowań.

Z kolei inż. W. Moszyński wygłosił referat p. t. „Niższe klasy pasowań”.

W referacie swym (zamieszczonym już w naszym piśmie w zesz. 8 z r. b., str. 158—161) inż. W. Moszyński, oma-

nawczych. W konkluzji zwraca się prelegent do zebranych z prośbą o przedyskutowanie wniosków i ewentualne przyjęcie definitywne projektu polskiego układu pasowań, zgłoszonego przez S. I. M. P.

Następnie wygłosił referat inż. W. Łoziński p. t.: „Tolerancje długości”, podany na innym miejscu w zeszytce niniejszym.

W dyskusji pierwszy zabiera głos delegat szwedzkiego Komitetu Normalizacyjnego dyr. O. Hallström. Mówca wyraża swe zadowolenie z tego, że szwedzki układ pas-

wań przyjęty został jako ogólna podstawa polskiego projektu pasowań i w krótkich słowach zaznajamia zebranych z historią powstania i z drogami, po jakich szły prace nad stworzeniem układu szwedzkiego. Przechodząc następnie do analizy projektowanych poprawek, dyr. Hallström wyjaśnia, że pasowania zgrubne, a w szczególności kl. 8, 9, 10 w układzie szwedzkim, które były poddane ostrej krytyce przez inż. W. Moszyńskiego, przewidziane są dla zastosowań dość specjalnych i nie należy ich uważać jako proste tolerancje otworów i wałów. Więc przedewszystkiem nie wchodzi one w grę tam, gdzie chodzi o pasowanie dwu elementów konstrukcyjnych maszyn, lecz przeciwnie, skala zastosowania ich jest trochę specjalna, a więc np. wały r6, r7, r8 nie będą wciskane, gdyż te pasowania przewidziane są dla elementów takich, jak surowe kute części większych rozmiarów, dalej r4, r5 mają być uwzględniane głównie przy elementach o otworach dwudzielnych, np. kół transmisyjnych, sprzęgieł i t. p., gdzie wcisku również niema, wreszcie b7, b8 stosowane są prawie wyłącznie dla kluczy, zarówno jak h7 i h8 — dla średnic łbów śrub i t. d. Na powyższe zastosowanie tych pasowań zgrubnych układu szwedzkiego należy zwrócić uwagę, aby usunąć mogące powstać wątpliwości.

W sprawie poprawki pierwszej, dyr. Hallström uważa, że nie jest ona pozbawiona słuszności, gdyż i w Szwecji istnieje dziś poważna tendencja skorygowania w tym duchu klasy pierwszej pasowań. Może więc być ona zalecona dla polskiego układu pasowań, który nie będzie miał tych trudności w jej wprowadzeniu w życie, na jakie napotyka Szwecja, posiadająca od lat przemysł oparty na zasadach dotychczasowego układu szwedzkiego. Poprawka trzecia — w sprawie uprzywilejowania szeregu pasowań — jest również godna zalecenia, jako życiowo uzasadniona, szczególnie na gruncie młodego przemysłu polskiego.

Po wyjaśnieniach dyr. Hallströma, przystąpiono do dyskusji nad poprawką pierwszą.

Inż. W. Moszyński wyjaśnia, że poprawka ta, tycająca się wprowadzenia w klasie pierwszej pasowania obrotowego ciasnego, jest przewidziana głównie w zrozumieniu znaczenia narzędzi pneumatycznych, których rola w przemyśle stale wzrasta, a np. w konstrukcji obrabiarek jest już dzisiaj absolutnie konieczna i wymaga uwzględnienia. Wprowadzając tę poprawkę, pracujemy poniekąd dla przyszłości, ułatwiając i torując drogę powstającemu przemysłowi polskiemu. Zresztą, jak widać z oświadczenia dyr. Hallströma, i przemysł szwedzki, kierując się duchem czasu, idzie dziś po linii analogicznej.

Wobec braku sprzeciwów — poprawka pierwsza została przyjęta.

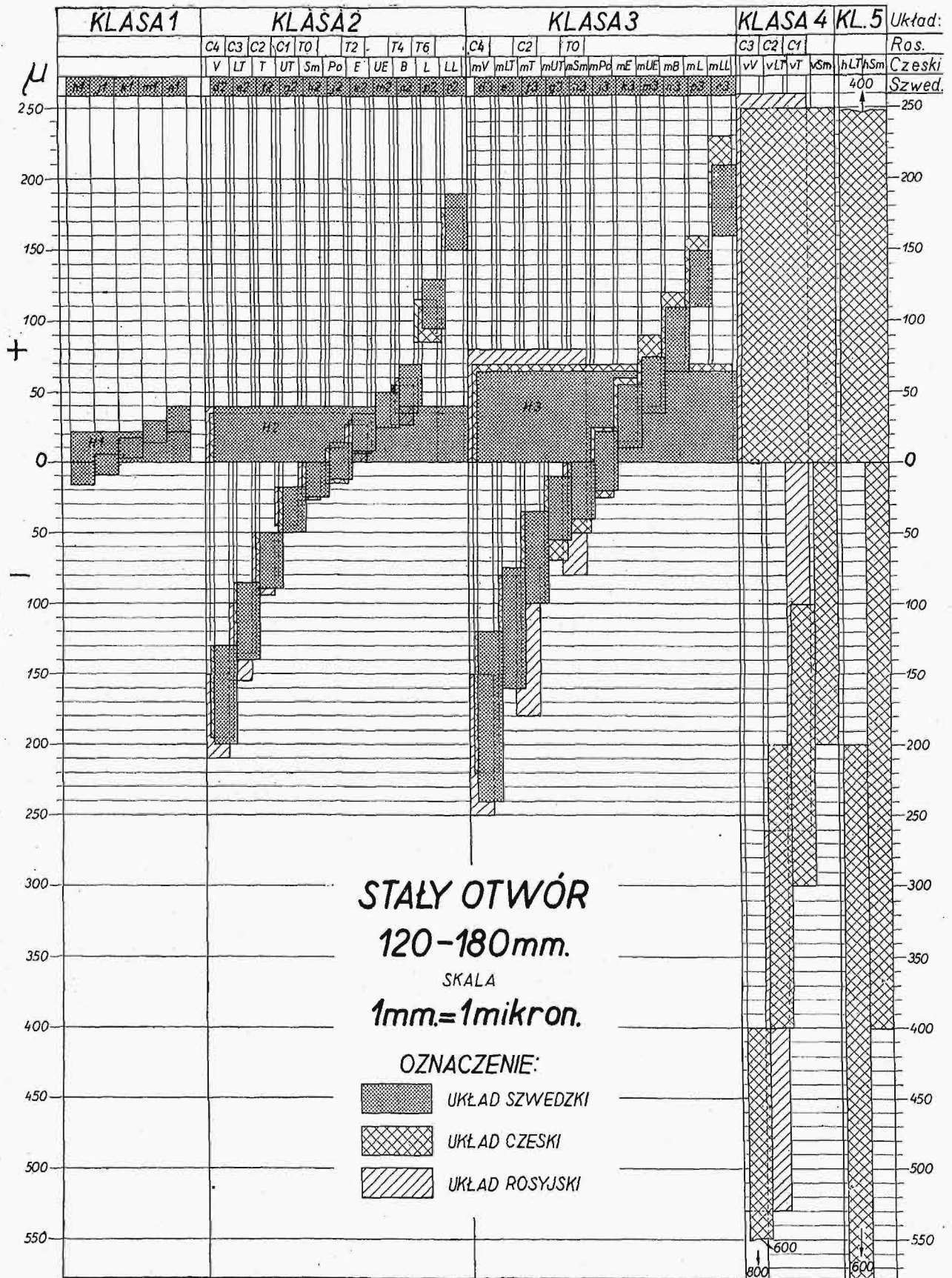
Uzasadniając konieczność wprowadzenia poprawki drugiej, wzorowanej na układzie Skody, stwierdza dalej inż. Moszyński, że układ szwedzki, stosując w kl. 2-iej i 3-iej przy małych otworach duże wciski, naraża się na zarzut ryzyka przekroczenia granic sprężystości materiału, natomiast używając przy dużych otworach małe wciski nie zabezpiecza dostatecznie trwałości połączenia. Dlatego też zakł. Skody, na zasadzie doświadczeń prof. Sawina, poszły w kierunku odwrotnym, stosując większe luzy przy otworach małych, zaś mniejsze przy otworach większych. Należałoby więc i w naszym układzie przyjąć bardziej praktyczny układ Skody od mniej uzasadnionego dla tych klas układu szwedzkiego. Będziemy zresztą czwartym z kolei krajem, który przyjął podobne rozwiązanie.

Następnie zabrał głos dyr. Hallström. Stwierdza on, że w Szwecji znane są doświadczenia prof. Sawina i wysoko cenione. Szwedzkie pasowania włączane przewidziane by-

ły dla warsztatów i wytwórni nie posiadających urządzeń hydraulicznych. Zdaniem jednak mówcy, odpowiednie pasowania Skody są bardziej wskazane do zastosowania w układzie polskim, tembardziej, że i w Szwecji obecnie przeprowadzana jest rewizja tego pasowania i prawdopodobnie będzie ono skorygowane w duchu doświadczeń Skody. W konkluzji dyr. Hallström stwierdza, że poprawka jest całkowicie uzasadniona i jako taka godna zalecenia.

Z kolei zabiera głos delegat Czeskosłowackiego Komitetu Normalizacyjnego inż. Julisz. Zwraca się on z gorącym apelem do zebranych, aby, zanim powezmą ostateczne decyzje co do przyjęcia tego lub innego układu pasowań, przedyskutowali wyczerpująco ich braki i zalety, a przedewszystkiem zastanowili się nad istotnymi potrzebami przemysłu krajowego. Należy tu postępować z wielką ostrożnością, opierając się — o ile to tylko możliwe — na praktyce i doświadczeniach własnych i obcych, gdyż tylko w ten sposób uda się zbliżyć do idealnego układu pasowań. Polska znajduje się pod tym względem w znacznie szczęśliwszym położeniu od swych poprzedników, mając do rozporządzenia materiały i prace normalizacyjne szwedzkie, niemieckie, szwajcarskie i czeskie. Kiedy w zakładach Skody, w latach 1920 — 1923, opracowywano własny układ pasowań, opierano się tylko na układach szwedzkim i niemieckim, przyczem miano do pokonania szereg trudności, z których nie najmniejszą był fakt, że układ niemiecki DIN był poniekąd już wprowadzony w zakładach, a co za tem idzie i wielki kapitał uwieczony w przyrządach i sprawdzianach. Kierowano się głównie dwiema zasadami: wymienności i oszczędności. Z tych dwóch idei zrodził się układ pasowań Skody. Jako punkt wyjścia, przyjęto zasadę, że należy rozpoczynać zawsze od tolerancji największych, na jakie pozwalają względy gospodarcze, a dopiero następnie przechodzić do pasowań dokładniejszych. Cały układ Skody oparty jest na praktyce i doświadczeniach zbiorowych przemysłu wybitnie wszechstronnego, jakim są zakłady Skody, w przeciwieństwie np. do układu szwedzkiego, który powstał głównie na gruncie przemysłu łożysk kulkowych i był wybitnie indywidualnym — oraz układu niemieckiego, który, chociaż zrodzony na gruncie realnych potrzeb warsztatowych, szybko nabrał charakteru spekulacyjno-scholastycznego i produkował normy o charakterze nierealnym. Nie należy zapominać, że DIN właśnie ze względów prostoty matematycznej układu, przyjąwszy za podstawę jednostkę pasowań, opartą na pierwiastku sześciennym z wymiaru nominalnego, wprowadził tę jednostkę, wbrew opinii prof. Schlesinger'a i Kühna, jako jednostkę luzów, gdy należało oprzeć się, jak to uczynili Szwedzi, na pierwiastku kwadratowym. Dlatego też układ niemiecki, jako zbyt teoretycznie pomyślany, nie ma widoków utrzymania się w praktyce na okres dłuższy, i już dziś Niemcy przeprowadzają jego rewizję na zasadach układu Skody. Inż. Julisz przestrzega inżynierów polskich, aby nie popełnili podobnego błędu i przyjęli za podstawę raczej układ czeski, jako może najbardziej odpowiedni dla potrzeb przemysłu polskiego. Należy pamiętać, że zarówno w przemyśle polskim, jak i czeskim, wielką rolę odgrywa przemysł wojenny, którego np. niema prawie wcale w Szwecji, a który jest dziś w zaniku w Niemczech. Dlatego też w pracach Czeskiego Komitetu brało wybitny udział czeskie Ministerstwo Spraw Wojskowych oraz Ministerstwo Komunikacji. Jest to niewątpliwie jeden z tych względów, który przemawia wyraźnie na korzyść układu Skody w zastosowaniu do potrzeb przemysłu polskiego.

Następnie przemawiał drugi z delegatów czeskich, inż. Tykwa. Podkreślił on jeszcze jedną zaletę układu Skody, mianowicie tę okoliczność, że przejście na układ czeski



Rys. 2. Dla grupy średnic od 120 do 180 mm, różnice w pasowaniach szwedzkich i czeskich są nieznaczne. Zwraca uwagę mała przejrzystość symbolistyki rosyjskiej i czeskiej w porównaniu ze szwedzką.

z układu niemieckiego może się odbyć bardzo łagodnie, nie wprowadzając większego zamętu w produkcji. Było to konieczne w przemyśle czeskim, który oparty był w większości na pasowaniach DIN, i dlatego też Skoda musiała w tym układzie uwzględnić tę okoliczność. Drugą ideą,

która przyświecała pracom Komitetu Czeskiego, było przystosowanie układu do potrzeb przemysłu wojennego, który wymaga specjalnych tolerancji, oraz stworzenie podstaw, któreby pozwoliły na szybką mobilizację przemysłu prywatnego na potrzeby wojenne w czasie wojny, — a więc

łatwość przejścia na te tolerancje specjalne w czasie możliwie najkrótszym. Względy powyższe, zdaniem inż. Tykwy, powinny być wzięte pod rozwagę również przy ustalaniu polskiego układu pasowań

Inż. Moszyński stwierdza, w odpowiedzi na uwagi delegatów czeskich, że zarówno teoretyczne prace szwedzkie, jak i praktyczne doświadczenia czeskie, w wielu wypadkach doskonale się pokrywają i uzupełniają. Pod tym względem między obu układami niema wielkich różnic. Różnice większe występują dopiero przy pasowaniach włączanych, gdzie Skoda odbiega od układu szwedzkiego, co zresztą było już omawiane. Znanie nam są dokładnie wyniki doświadczeń Skody i dlatego przyjęliśmy układ tej wytwórni wszędzie tam, gdzie jego wyższość nad układem szwedzkim została stwierdzona. Natomiast, jeżeli chodzi o symbolistykę, to układ szwedzki wprowadził symbole tak jasne, przejrzyste i logiczne w porównaniu do dość mętnych i chaotycznych znakowań Skody, że nie powinniśmy się wahać co do przyjęcia symboli szwedzkich. Poza tem — wielkim brakiem układu Skody jest to, że wyszedł on z zasady stałego otworu, podczas gdy układ szwedzki przyjął jako podstawę obie zasady, co jest niewątpliwie słuszniejsze i co pozwala na wielką elastyczność układu, przez umożliwienie wielkiej ilości kombinacji różnych pasowań. Dlatego słusznie postąpili projektodawcy polskiego układu pasowań, że wybrali z obu układów ich najlepsze strony, przyjmując za podstawę — układ szwedzki.

Prof. Rogiński zwrócił uwagę na to, że układ czeski oparty jest na pracach i doświadczeniach tak wielkiego laboratorium doświadczalnego, jakim są zakłady Skody, a jakim nie rozporządzał żaden z innych komitetów normalizacyjnych — ani szwedzki, ani niemiecki, ani tembardziej polski. Normy czeskie przechodzą próbę warsztatową zanim są publikowane i, choć są nieliczne — przewyższają znacznie papierowe normy niemieckie, produkowane w wielkiej obfitości.

Dyr. Ryteł podniósł, na podstawie przykładów norm szwajcarskich, czeskich i szwedzkich, konieczność uwzględniania strony gospodarczej produkcji i jej charakteru w danym kraju. Nawołuje, by i u nas pójść po tej linii, uwzględniając przy ustalaniu pasowań potrzeby przemysłu krajowego. Również ważnem jest z punktu widzenia konstruktora, aby zostało wprowadzone odpowiednie znakowanie, ułatwiające konstruktorowi orientację co do zakresu stosowania określonego luzu przy danym pasowaniu; tego znakowania w dotychczasowych układach niema. W warszawskiej fabryce budowy parowozów wprowadzono znakowanie cyfrowe luzów pomysłu inż. Zielińskiego, które w praktyce ujawniło dużo cennych zalet. Pożądane byłoby uwzględnienie potrzeby tego znakowania w układzie polskim.

Odpowiadając na powyższe uwagi, prof. H. Mierzejewski stwierdza, że układ Skody, który wyszedł z metodyki doświadczalnej, ma niewątpliwie wielkie zalety. Szczęśliwie się jednak składa, że teoretyczne założenia układu szwedzkiego pokrywają się naogół z wynikami doświadczeń Skody, tak, że nie może to być obiekcją do przyjęcia układu szwedzkiego, jako podstawy układu polskiego. Jeśli porównać tablice pasowań szwedzkie i czeskie, pomijając pasowania włączane, co do których prelegent poczynił już poprzednio zastrzeżenia, to widzimy, że różnice są niewielkie. Nie powinny nas zwodzić przytem szerokości pól tolerancyjnych, raz większe, drugi raz mniejsze, w tym czy innym układzie. Pozornie świadczą one o mniejszej lub większej precyzji. W rzeczywistości, na pierwszy plan wysuwają się tu zagadnienia procentowości braków, czy procentowości zamienności, na którą zwrócił uwagę p. dyr.

Hallström w swym pięknym odczycie. Jeśli zacięniowalibyśmy pola tolerancyjne w obu układach słosownie do rozkładu chaotycznie dobieranych części pasowanych, to utrzyłomnilibyśmy sobie, że różnice są bez porównania mniejsze. Prof. Sawin, na znakomicie obmyślonych wykresach, wyodrębnił błędy, pochodzące z rozmaitych przyczyn, a składające się na wynik mniej lub więcej dokładnego wykonania. Wiele z tych przyczyn jest równoważnych. Teoretyczne rozważania prof. Sawina są niezwykle cennym przyczynkiem do uzasadnienia prawa rozkładu błędów wykonania, opierającego się na znanym wzorze Gaussa. Względy gospodarcze nie mogą być jedynie decydującymi w wyborze układu, gdyż są dość elastyczne, zresztą polski przemysł nie ma dość czasu, ani środków, aby przeprowadzić żmudne doświadczenia na własną rękę. Raczej, właśnie w myśl tych wymogów gospodarczych, należałoby jak najszybciej powziąć decyzję co do przyjęcia takiego lub innego układu pasowań. Tu, zdaniem prelegenta, jedynie racjonalnem wyjściem jest przyjęcie projektu zgłoszonego już 9 miesięcy temu, wraz z proponowanymi obecnie poprawkami.

Po krótkiej wymianie zdań co do strony formalnej uchwał omawianego zebrania, przyjęto nast. wniosek, jako dyrektywę dla P. K. N.:

„Przyjąć en bloc układ polski pasowań, proponowany przez S. I. M. P.”

Proponowaną przez p. dyr. Z. Rytle część drugą tegoż wniosku, mianowicie: „zaleca się zarazem wprowadzenie nomenklatury cyfrowej w oznaczaniu pasowań, zawierającej charakterystykę luzów” — poddać jeszcze dyskusji w gronie ścislejszem.

Następnie przyjęto kolejno poprawki 3, 4 i 5, w myśl podanej wyżej propozycji, a tem samem uchwalono cały proponowany polski układ pasowań.

W końcu zabrał znów głos p. dyr. O. Hallström, odpowiadając na uwagi delegatów czeskich. Mówca zaznacza, że opieranie się wyłącznie na dokładności obróbki, stwierdzonej eksperymentalnie, i przyjęcie opartych na tych założeniach norm za punkt wyjścia do ustalenia układu pasowań nie jest wskazane o tyle, że dokładność obrabiania ulega stałym zmianom w miarę postępów techniki warsztatowej. W tych warunkach dogodną jest rzeczą oprzeć się na pewnych przesłankach teoretycznych, układając metodycznie układ pasowań, który pozostałby niezmienny w ciągu dłuższego okresu czasu.

Co się tyczy łatwości przejścia z układu niemieckiego na układ czeski, co podkreślone było przez inżynierów czeskich jako jedna z wybitnych zalet układu Skody, w porównaniu do układu szwedzkiego, dyr. Hallström stwierdza, że podobną łatwość przejścia bez większego zahamowania toku produkcji wykazuje i układ szwedzki. Wystarczy dokładnie przestudować tablice porównawcze, a szybko się spostrzeże, że niema tu większych trudności, niż przy układzie czeskim. Dyr. Hallström kończy swe przemówienie, wyrażając podziękowanie SIMP i PKN za zaproszenie do wzięcia udziału w obecnych obradach i życzy PKN dalszej owocnej pracy w imieniu Szwedzkiego Komitetu Normalizacyjnego.

Podobne oświadczenie i podziękowanie składają z ramienia Czeskiego Komitetu Normalizacyjnego i zakładów Skody inż. Julisz i dr. inż. Schmidt.

Na zakończenie zabrał głos mjr. S. G. inż. K. Jackowski, delegat M. S. Wojsk. Wyraża on zadowolenie, że przypadło mu w udziale móc stwierdzić świetne wyniki Konferencji, zorganizowanej przez SIMP. Min. Spr. Wojsk.

i z niem cały przemysł polski oddawna i z niecierpliwością oczekiwały takiej decyzji, jak dzisiejsza, t. j. przyjęcia polskiego układu pasowań. Podnosząc świetne zorganizowanie Konferencji oraz zainteresowanie nią kół technicznych i przemysłowych, wyraża mówca życzenie, aby inne stowarzyszenia i organizacje naukowo-techniczne poszły śladem SIMP, przyczyniając się swą pracą do rozwoju przemysłu krajowego. W zakończeniu składa inż. mjr. Jackow-

ski podziękowanie prezesowi SIMP, p. prof. Mierzejewskiemu oraz zarządowi SIMP za zorganizowanie Konferencji.

Prof. H. Mierzejewski wyraża wdzięczność delegacjom szwedzkiej i czeskiej za wzięcie udziału w obradach, poczem przewodniczący, prof. E. Geisler, zamyka zebranie, oświadczając, że redakcję ostateczną wniosków konferencji opracuje ściślejsza komisja i prześle je wraz z protokołem zebrania do PKN.

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

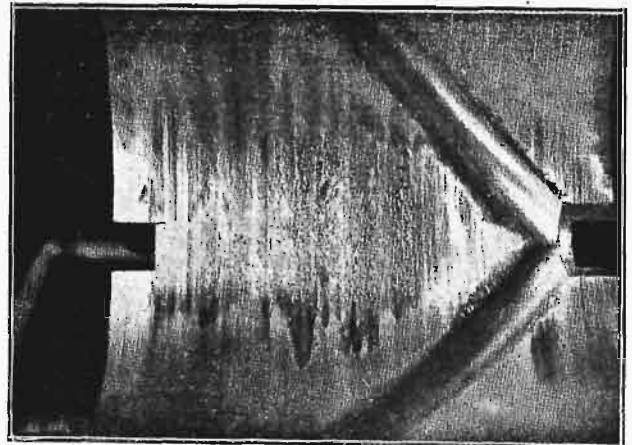
MATERIAŁOZNAWSTWO.

Starzenie się smarów.

Znaczne straty energii, zachodzące wskutek tarcia ślizgających się po sobie powierzchni, zmniejszamy, jak wiadomo, przez wprowadzenie pośredniej warstewki smaru płynnego, zwanego również olejem. Przez dobór odpowiedniejszego dla danych warunków ruchu oleju i odpowiednie jego doprowadzenie, możemy ograniczyć do minimum straty energii wskutek tarcia, zużywanej wówczas wyłącznie na przewyciężenie spójności wewnętrznej (kohezji) oleju. Straty minimalne przy smarowaniu zależą z jednej strony od rozwiązania konstrukcyjnego części smarowanych, z drugiej zaś — od budowy chemicznej oleju, oraz od jego własności fizycznych, a więc lepkości, przewodności cieplnej, wielkości cząsteczek i wreszcie ciśnienia, wywieranego na warstewkę oleju. Oleje, używane w budownictwie maszynowym, ulegają z biegiem czasu zmianom, ujętym w nazwę starzenia się, które polega na tem, że oleje stają się nieprzejrzyste, zanieczyszczone domieszkami mechanicznymi, żywiczej i ulegają częściowemu rozkładowi. Rozkład olejów spowodowany jest zanieczyszczeniami mechanicznymi oraz wpływem tlenu zawartego w powietrzu, bądź rozpuszczonego w oleju, bądź mającego do niego dostęp w czasie smarowania. Metale występujące w połączeniach organicznych wpływają na rozkład olejów jako katalizatory, bezpośrednio zaś — tam, gdzie działają na dużych powierzchniach łącznie z powietrzem. Azot i siarka mogą również w pewnych warunkach brać udział w zachodzących reakcjach. Ponieważ jednym z głównych czynników rozkładu jest tlen, przeto produkty rozkładu olejów mają charakter kwasowy, który może się ujawniać pośrednio w wieloatomowych połączeniach żywicznych lub smołowych. Połączenia żywiczne zwiększają w sposób szkodliwy tarcie wewnętrzne oleju, pośrednio zaś występujące kwasy działają na dostępne części metalowe lub na tlenki metali tych części, tworząc sole, wpływające na zwiększenie lepkości. W wielu wypadkach sole przyspieszają dalsze reakcje, zachodzące w olejach, zwiększając działanie tlenu zawartego w powietrzu i doprowadzając z czasem do zupełnego utlenienia i rozpadu olejów. W czasie tych procesów tworzy się cały szereg połączeń pośrednich, począwszy od wieloatomowych węglowodorów, przez kwasy tłuszczowe, aż do kwasu octowego, mrówczanego, a prawdopodobnie również i do kwasu węglowego. Oczywiście im więcej kwasu powstaje w zużytych olejach, tem silniej nadgryzają one i niszczą dostępne części metalowe, przedewszystkiem zaś części uszkodzone, a więc np. wytarte miejsca panewek, w których znajduje się nieco sproszkowanego metalu. Twierdzenia powyższe poparte zostały przez szereg doświadczeń i obserwacji, przeprowadzonych na łożyskach. Na rys. 1 widzimy fotografię tej części łożyska, w której wyraźnie występują nadgryzienia powierzchni panewki, tworzące się tem prędzej, im bardziej zanieczyszczony jest olej, używany do smarowania. Rowki, przewidziane w panewkach do do-

prowadzania smaru, są najczęściej narażone na działanie zanieczyszczonego oleju i krawędzie ich ulegają najszybszemu zniszczeniu.

Przepuszczając oleje przed ponownym użyciem przez filtry, możemy je oczyścić, przynajmniej z domieszek mechanicznych, jednakże całkowite zabezpieczenie przed za-



Rys. 1. Nadgryzienia powierzchni panewki.

nieczyszczeniem, tak oleju, jak i powierzchni smarowanych, jest rzeczą trudną, szczególnie tam, gdzie pył zawarty w powietrzu ma dostęp do smarów; tak więc np. przy smarowaniu cylindrów samochodowych — należy stosować staranne filtrowanie zasysanego powietrza, w celu jak najlepszego jego oczyszczenia.

Jak szkodliwy wpływ wywiera pył zawarty w powietrzu na starzenie się smarów, wskazuje fakt, że w parowozach, które przebiegają długie spadki, w trakcie czego napełnienie cylindrów ich jest małe, najlepsze nawet oleje cylindrowe ulegają szybkiemu starzeniu się, wskutek zasysania do cylindrów zanieczyszczonego powietrza.

Zaznaczyć jeszcze należy, że procesy starzenia się olejów przebiegają szybciej przy wysokiej temperaturze, dlatego też chłodzenie olejów i utrzymywanie ich w chłodnych pomieszczeniach jest sprawą wielkiego znaczenia. (M a s c h i n e n b a u, r. 1927, Nr. 6, str. 231—234).

Sprostowanie.

W artykule p. t. „Obliczanie uzbrojenia ścian celkowych silosów żelbetowych” na stronie 319 w łamie prawym:

| | | |
|--------------------|-----------------------|------------------------|
| w wierszu 10 | zamiast $\frac{n}{2}$ | ma być $\frac{h}{2}$ |
| „ „ 20 | „ $\sigma : \sigma'$ | „ „ $\sigma i \sigma'$ |
| „ „ 25 | „ 3) | „ „ 30), |
| zaś na stronie 320 | łam prawy: | |
| wiersz 3 od dołu | zamiast tak | ma być i, |
| 2 „ „ | jak | tudzież |
| 1 „ „ | i | , , |

POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO

BULLETIN DU COMITÉ POLONAIS DE STANDARDISATION

T R E Ś Ć:

Polskie normy pasowań.

WARSZAWA

2 MAJA
1928 r.

S O M M A I R E:

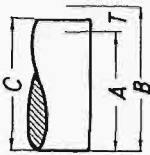
Les normes polonaises concernant le système des tolérances.

Polski układ pasowań średnic.

1. Pojęcie zasadnicze.

PN
N-701

1. Wykonanie dowolnego przedmiotu ściśle według żadanego wymiaru jest nieosiągalne; stąd konieczność ustalenia dwóch wymiarów krańcowych (inaczej granicznych), będących górną i dolną granicą, poza które rzeczywisty wymiar przedmiotu, wyjść nie powinien (rys. 1).

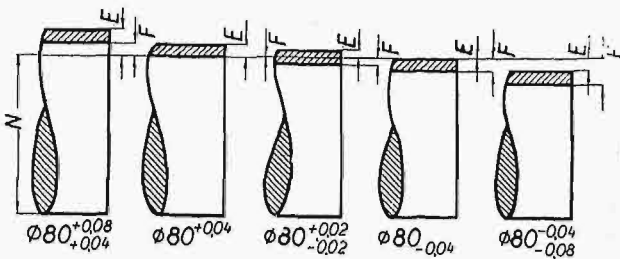


Rys. 1.

A — dolny wymiar końcowy wałka,
B — górny wymiar końcowy wałka,
C — rzeczywisty wymiar wałka,
T — tolerancja wykonania wałka:
 $T = B - A$; $A \leq C \leq B$.

Różnica między wymiarami końcowymi nazywa się tolerancją wykonania przedmiotu.

Wymiar, dla którego ustalono górną i dolną granicę: nazywa się tolerowanym; granice te określamy przez ich odchyłki od wymiaru normalnego, będącego wymiarem wyjściowym dla obliczenia rozmiarów przedmiotu; wyraża się on w mm jakąś liczbą okrągłą. Wymiar tolerowany podaje się dopisując do wymiaru nominalnego u góry — odchyłkę górną, u dołu — odchyłkę dolną, zawsze z odpowiednim znakiem + lub —; odchyłek zerowych nie pisze się (por. rys. 2).



Rys. 2.

N — wymiar nominalny; E — odchyłka górna;
F — odchyłka dolna.

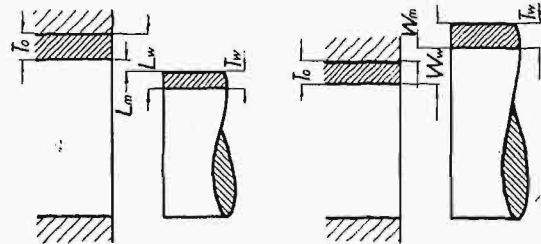
2. Jeżeli skojarzymy otwór i wałek o jednakowym wymiarze nominalnym i określonych odchyłkach rzeczywistych, określających rzeczywiste wymiary otworu i wałka, wykażą one albo wzajemny luz, gdy otwór jest większy od wałka, albo wcisk, czyli ujemny luz, w wypadku

przeciwnym. Wzajemne ustosunkowanie się wymiarów otworu i wałka z nim skojarzonego nazywamy pasowaniem.

Kojarząc dowolne otwory i wałki, wykonane w granicach wyznaczonych tolerancji, uzyskujemy połączenia, w których wielkość luzu lub wcisku nie może być zgóry przewidziana; należy więc uwzględnić najmniejszy luz i największy luz, względnie najmniejszy wcisk i największy wcisk, jakie wogóle mogą zachodzić.

Różnica między końcowymi wartościami tych luzów lub wcisków nazywa się tolerancją pasowania; jest ona zawsze równa sumie tolerancji wykonania otworu i wałka (rys. 3).

Rozróżnia się trzy grupy pasowań: pasowania ruchowe, w których zawsze uzyskujemy luz, nawet w końcowym wypadku skojarzenia największego wałka z najmniejszym otworem, pasowania



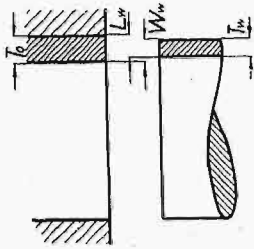
Rys. 3.

T_o — tolerancja wykonania otworu,
 T_w — tolerancja wykonania wałka,
 L_m — najmniejszy luz,
 L_w — największy luz,
 W_m — najmniejszy wcisk,
 W_w — największy wcisk,
 T_p — tolerancja pasowania:
 $T_p = L_w - L_m = T_o + T_w$ (wypadek a),
 $T_p = W_w - W_m = T_o + T_w$ (wypadek b).

wania wślaczone, w których zawsze uzyskujemy wcisk, nawet w końcowym wypadku skojarzenia najmniejszego wałka z największym otworem, wreszcie pasowania mieszane, w których w wypadkach końcowych otrzymujemy bądź luz, bądź wcisk (rys. 4).

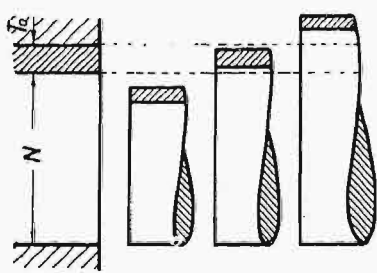
Budownictwo maszynowe wymaga daleko posuniętego zróżniczkowania pasowań, odznaczających się większymi lub mniejszymi luzami i wciskami; stąd konieczność przyjęcia pasowań wślaczanych, wciskanych, przylgowych, suwliwych, obrotowych i t. d., których nazwy mówią same za siebie

3. Różne pasowania można uzyskać przy ustalonym wymiarze nominalnym bądź zachowując niezmienny tolerowany wymiar otworu i dowolnie zmieniając tolerowane wymiary wałków, bądź odwrotnie zachowując niezmienny tolerowany wy-

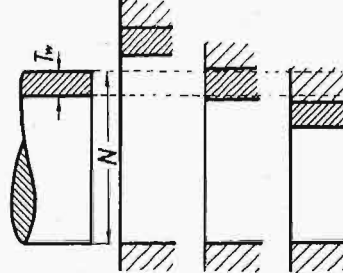


Rys. 4.
Przykład pasowania mieszanego.
Wciski można przyjąć jak ujemne luzy
 $W_w = -L_m$
 $T_p = L_w - L_m = L_w + W_w = T_o + T_w$

miar wałka, zmieniając zaś dowolnie tolerowane wymiary otworów (rys. 5). Pierwsza możliwość ustalania stałego otworu, druga zaś — ustalania stałego wałka. W pierwszym wypadku, jako niezmienny przyjmuje się otwór, zwany otworem podstawowym, dla którego dolna odchyłka wymiaru równa się zeru; a więc dolny wymiar końcowy otworu podstawowego równy jest wymiarowi nominalnemu. W drugim wy-



Pasowania: ruchowe, mieszane, wtlaczane przy zasadzie stałego otworu



Pasowania: ruchowe, mieszane, wtlaczane przy zasadzie stałego wałka

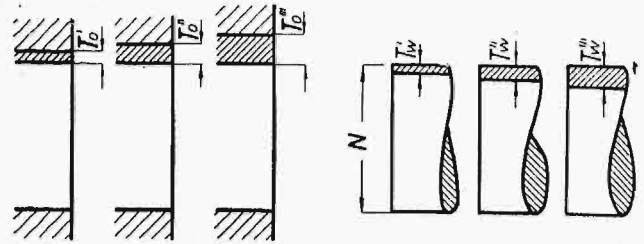
Rys. 5.

padku, jako niezmienny przyjmuje się wałek, zwany wałkiem podstawowym, dla którego górna odchyłka wymiaru równa się zeru; a więc górny wymiar końcowy wałka podstawowego równy jest wymiarowi nominalnemu (por. rys. 5). Pasowania uzyskane w ten sposób nazywają się pasowaniami zwykłymi lub normalnymi. W wypadkach wyjątkowych, stosowane są pasowania uzyskane przez kojarzenie otworu i wałka, z których żaden nie jest podstawowym; takie pasowania nazywają się pasowaniami złożonymi lub kombinowanymi.

Jakkolwiek liczba pasowań jest znaczna, poszczególne wytwórnie maszynowe, a nawet całe gałęzie przemysłu maszynowego mogą zaspokoić wszystkie swoje potrzeby niewielką ilością pasowań; wyróżnia się więc pasowania uprzywilejowane, które mogą zaspokoić potrzeby przemysłu ogólnie maszynowego i na których winien on się oprzeć; do innych pasowań winno się uciec wtedy tylko, gdy pasowania uprzywilejowane nie odpowiadają potrzebom.

4. Wielkość tolerancji wykonania otworu i wałka, stanowiąca o tolerancji pasowania, wpływa na zmienność charakteru pasowania składanych części, co utrudnia, lub może nawet uniemożliwia wytwórczość zamienną.

Zamienności ściśle określony charakter pasowania zapewnione będą tym łatwiej, im bardziej oddalimy się od pasowań mieszanych, oraz im mniejsza jest tolerancja pasowania, a więc im



Rys. 6.

Otwory podstawowe i wałki podstawowe w różnych klasach dokładności.

mniejsze są tolerancje wykonania otworu i wałka; z drugiej strony, koszt wykonania wypadnie wtedy tym większy. Dostosowując się do rozmaitych potrzeb dokładności wykonania, wymaganej od wytwarzanych przedmiotów, uwzględniono szereg klas dokładności, oznaczanych porządkowo według liczb arabskich; pierwsza klasa jest najdokładniejsza, dalsze stopniowo są coraz mniej dokładne (rys. 6).

4. Aby otwory i wałki wykonywane niezależnie zapewniły przewidziane pasowania, muszą być mierzone przy pomocy przyrządów pomiarowych o jednakowej temperaturze odniesienia, t. j. temperaturze, przy której posiadają one rzeczywiście wymiary na nich wryte lub odczytywane, abstrahując oczywiście od możliwych błędów ich wykonania. Jako temperaturę odniesienia, w polskim układzie pasowań przyjęto 20° C.

PN
N — 702

Budowa układu pasowań.

1. W polskim układzie pasowań przyjęto jako podstawę obliczania tolerancji wykonania otworu i wałka następujące zależności:

$$T_o = t_o \sqrt[3]{d} \quad \text{i} \quad T_w = t_w \sqrt[3]{d}$$

gdzie t_o i t_w są współczynnikami stałymi; d jest wymiarem nominalnym otworu lub wałka, wyrażonym w mm; tolerancje T_o i T_w otrzymuje się w mikronach: 1 mikron = 1 μ = 0,001 mm.

Zbyt drobne stopniowanie wartości tolerancji w miarę zmieniania się wymiaru d nie jest potrzebne; aby uprościć sprawę, przyjęto pewne obszary wymiarów nominalnych, jak np. 1 ÷ 3 mm, 3 ÷ 6 mm, 6 ÷ 10 mm i t. d., dla których tolerancje przyjmuje się jednakowe i oblicza się je na podstawie zależności:

$$d = \frac{4d_1 d_2}{(\sqrt[3]{d_1} + \sqrt[3]{d_2})^2}$$

gdzie d_1 i d_2 są wymiarami określającymi dany obszar, np. $d_1 = 1$ i $d_2 = 3$ dla pierwszego obszaru, $d_1 = 3$ i $d_2 = 6$ dla drugiego i t. d. Poniżej zamieszczona jest tablica, podająca obliczone wartości d , $\sqrt[3]{d}$ i $\sqrt[3]{d}$ dla poszczególnych obszarów.

Chcąc obliczyć tolerancję T_0 dla otworu o średnicy 40 mm, należy oprzeć się na obszarze 30 + 50 mm, obejmującym dany wymiar.

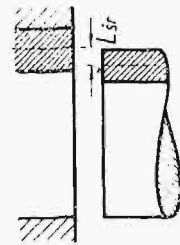
Tablica obszarów wymiarów nominalnych oraz wartości d , \sqrt{d} i $\sqrt[3]{d}$.

| Obszar średnic | | d | \sqrt{d} | $\sqrt[3]{d}$ |
|----------------|-----|--------|------------|---------------|
| ponad | do | | | |
| 1 | 3 | 1,61 | 1,27 | 1,17 |
| 3 | 6 | 4,12 | 2,03 | 1,60 |
| 6 | 10 | 7,62 | 2,76 | 1,97 |
| 10 | 18 | 13,13 | 3,62 | 2,36 |
| 18 | 30 | 22,86 | 4,78 | 2,84 |
| 30 | 50 | 38,10 | 6,17 | 3,37 |
| 50 | 80 | 62,38 | 7,90 | 3,97 |
| 80 | 120 | 96,98 | 9,85 | 4,59 |
| 120 | 180 | 145,47 | 12,06 | 5,26 |
| 180 | 260 | 214,51 | 14,65 | 5,99 |
| 260 | 360 | 303,92 | 17,43 | 6,72 |
| 360 | 500 | 421,41 | 20,53 | 7,50 |

2. W pasowaniach ruchowych najmniejszy luz oblicza się na podstawie zależności: $L_m = l_r \cdot \sqrt{d}$, gdzie l_r jest współczynnikiem stałym; d pojęte jest tak samo, jak w ustępie poprzednim.

W pasowaniach włączanych najmniejszy wcisk, czyli największy luz (ujemny), oblicza się z zależności $L_w = l_w \cdot d$, gdzie l_w jest również współczynnikiem stałym.

Wreszcie w pasowaniach mieszanych wzór podobny do pierwszego z wyżej podanych określa średni luz $L_{sr} = l_m \sqrt{d}$, gdzie l_m jest znowu współczynnikiem stałym. Pod średnim luzem, który może być dodatni lub ujemny, należy rozumieć luz, jaki zachodziłby między otworem i wałkiem, gdyby ich wymiary rzeczywiste równe były średnim arytmetycznym ich wymiarów granicznych (rys. 7).



Rys. 7. L_{sr} — średni luz.

3. Mając obliczone tolerancje wykonania otworu i wałka oraz luz, najmniejszy, największy lub średni, można łatwo obliczyć górne i dolne odchyłki otworu i wałka, przyjmując jeden z nich za podstawowy; odchyłki te zaokrągla się do jednej z wartości podanych w następującej tablicy:

| | | | | | | |
|---|---|----|----|----|----|-----|
| 0 | 5 | 10 | 20 | 40 | 65 | 90 |
| 1 | 6 | 12 | 22 | 45 | 70 | 95 |
| 2 | 7 | 14 | 25 | 50 | 75 | 100 |
| 3 | 8 | 16 | 30 | 55 | 80 | 110 |
| 4 | 9 | 18 | 35 | 60 | 85 | 120 |

Dalsze wartości odchyłek kończą się zawsze zerem.

4. Polski układ pasowań średnic rozpada się na dwa niezależne układy: stałego otworu i stałego wałka; każdy z nich posiada pięć klas dokładności, oznaczonych liczbami porządkowymi: kl. 1-sza, kl. 2-ga i t. d.

Liczba pasowań objęta układem jest znaczna; rozróżnia się pasowania następujące:

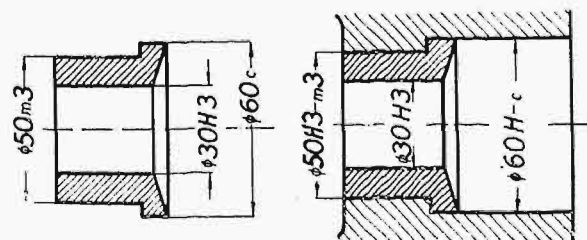
- ruchowe: a. przestronne bardzo luźne,
- b. przestronne luźne,
- c. przestronne (zwykłe),
- d. obrotowe bardzo luźne,
- e. obrotowe luźne,
- f. obrotowe (zwykłe),
- g. obrotowe ciasne,
- h. suwliwe;

- mieszane: j. przylgowe,
- k. lekko wciskane,
- m. wciskane (zwykłe);
- właczane: n. lekko właczane,
- q. właczane (zwykłe),
- s. mocno właczane¹⁾.

Dwu ostatnim odpowiadają pasowania lekkie, skurczowe i skurczowe (zwykłe), różniące się od nich jedynie sposobem złożenia części, w jednym wypadku uzyskanym przez właczanie, w drugim przez składanie na gorąco.

Każda z klas obejmuje tylko część podanych wyżej pasowań.

5. Każdy wałek lub otwór, odpowiadający dowolnemu pasowaniu w dowolnej klasie, określa się przez sprawdzian roboczy, przy którego pomocy mierzy się go podczas obróbki. Sprawdziany oznaczają się symbolicznie za pomocą liter wielkich, w wypadku sprawdzianów trzpieniowych do mierzenia otworów, i liter małych, w wypadku sprawdzianów szczękowych do mierzenia wałków. Sprawdziany trzpieniowe do podstawowego otworu oznaczone są przez $H1, H2, H3, H4$ lub H , zależnie od klasy dokładności²⁾, sprawdziany szczękowe dla podstawowego wałka oznaczane są przez $h1, h2, h3, h4$ i h . Sprawdziany szczękowe do wałków o innym pasowaniu w układzie stałego otworu otrzymują symbole podane w powyższym zestawieniu pasowań, np. $j2$ — odpowiada sprawdzianowi dla wałka przylgowego w drugiej klasie, $f3$ — dla wałka obrotowego w 3-ej klasie, c — dla wałka przestronnego w 5-ej klasie i t. d. Te same litery, lecz wielkie, odpowiadają sprawdzianom dla otworów, zapewniających te same pasowania w układzie stałego otworu, a więc: $J2, F3, C$ i t. d. Symbole te przenosi się wprost na wałki i otwory i podaje się je na rysunkach (rys. 8). Przez skojarzenie dowolnego otworu i wałka, uzyskuje się jakieś określone pasowanie, które będzie normalnem — gdy oba są z tej samej klasy dokładności i jeden z nich jest podstawowym, lub złożonem — w razie przeciwnym; symbolicznie pasowanie oznacza się przez połączenie symbolu otworu, zamieszczonego zawsze na pierwszym miejscu, z symbolem wałka: np. $H2 - j2$ pasowanie przylgowe



Rys. 8.

Rys. 9.

we w układzie stałego otworu i 2-ej klasie dokładności, $J2 - h2$ to samo pasowanie w układzie stałego wałka. Gdy rysunek przedstawia obie części złożone razem, podaje się na nim symbol pasowania (rys. 9).

Całkowite zestawienie wszystkich pasowań przyjętych we wszystkich klasach obydwóch układów podaje tablica PNN. 703.

¹⁾ Podane w nawiasach wyrazy „zwykłe” mogą być opuszczone. Pasowanie suwliwe nie może być naogół stosowane do połączeń ruchowych.

²⁾ W klasie 5-ej nie podaje się żadnych oznaczeń cyfrowych przy symbolach literowych sprawdzianów.

Polskie Normy

Układ pasowań średnic.

Oznaczenia pasowań.

PN

N — 703

Oznaczenia wydrukowane **tłustym drukiem i podkreślone** odpowiadają pasowaniom uprzywilejowanym; powinno się je możliwie szeroko stosować, uciekając się do innych tylko wtedy, gdy ich użycie byłoby wyraźnie korzystniejsze, niż użycie pasowań uprzywilejowanych.

ZASADA STAŁEGO OTWORU.

| Pasowanie | 1 klasa | 2 klasa | 3 klasa | 4 klasa | 5 klasa |
|------------------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|--------------|
| | Otwór-wałek | Otwór-wałek | Otwór-wałek | Otwór-wałek | Otwór-wałek |
| Przestronne bardzo luźne | — | — | — | — | <u>H — a</u> |
| Przestronne luźne | — | — | — | — | <u>H — b</u> |
| Przestronne (zwykłe) | — | — | — | <u>H4 — c4</u> | <u>H — c</u> |
| Obrotowe bardzo luźne | — | <u>H2 — d2</u> | <u>H3 — d3</u> | <u>H4 — d4</u> | <u>H — d</u> |
| Obrotowe luźne | — | <u>H2 — e2</u> | <u>H3 — e3</u> | <u>H4 — e4</u> | — |
| Obrotowe (zwykłe) | — | <u>H2 — f2</u> | <u>H3 — f3</u> | <u>H4 — f4</u> | — |
| Obrotowe ciasne | <u>H1 — g1</u> | <u>H2 — g2</u> | <u>H3 — g3</u> | — | — |
| Suwliwe | <u>H1 — h1</u> | <u>H2 — h2</u> | <u>H3 — h3</u> | <u>H4 — h4</u> | <u>H — h</u> |
| Przyłgowe | <u>H1 — j1</u> | <u>H2 — j2</u> | <u>H3 — j3</u> | — | — |
| Lekko wciskane | <u>H1 — k1</u> | <u>H2 — k2</u> | <u>H3 — k3</u> | <u>H4 — k4</u> | — |
| Wciskane (zwykłe) | <u>H1 — m1</u> | <u>H2 — m2</u> | <u>H3 — m3</u> | — | — |
| Lekko wtlaczane | <u>H1 — n1</u> | <u>H2 — n2</u> | <u>H3 — n3</u> | — | — |
| Wtlaczane (zwykłe) | — | <u>H2 — q2</u> | <u>H3 — q3</u> | — | — |
| Mocno wtlaczane | — | <u>H2 — s2</u> | <u>H3 — s3</u> | — | — |

ZASADA STAŁEGO WAŁKA.

| Pasowanie | 1 klasa | 2 klasa | 3 klasa | 4 klasa | 5 klasa |
|------------------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|--------------|
| | Otwór-wałek | Otwór-wałek | Otwór-wałek | Otwór-wałek | Otwór-wałek |
| Przestronne bardzo luźne | — | — | — | — | <u>A — h</u> |
| Przestronne luźne | — | — | — | — | <u>B — h</u> |
| Przestronne (zwykłe) | — | — | — | <u>C4 — h4</u> | <u>C — h</u> |
| Obrotowe bardzo luźne | — | <u>D2 — h2</u> | <u>D3 — h3</u> | <u>D4 — h4</u> | <u>D — h</u> |
| Obrotowe luźne | — | <u>E2 — h2</u> | <u>E3 — h3</u> | <u>E4 — h4</u> | — |
| Obrotowe (zwykłe) | — | <u>F2 — h2</u> | <u>F3 — h3</u> | <u>F4 — h4</u> | — |
| Obrotowe ciasne | <u>G1 — h1</u> | <u>G2 — h2</u> | <u>G3 — h3</u> | — | — |
| Suwliwe | <u>H1 — h1</u> | <u>H2 — h2</u> | <u>H3 — h3</u> | <u>H4 — h4</u> | <u>H — h</u> |
| Przyłgowe | <u>I1 — h1</u> | <u>I2 — h2</u> | <u>I3 — h3</u> | — | — |
| Lekko wciskane | <u>K1 — h1</u> | <u>K2 — h2</u> | <u>K3 — h3</u> | <u>K4 — h4</u> | — |
| Wciskane (zwykłe) | <u>M1 — h1</u> | <u>M2 — h2</u> | <u>M3 — h3</u> | — | — |
| Lekko wtlaczane | <u>N1 — h1</u> | <u>N2 — h2</u> | <u>N3 — h3</u> | — | — |
| Wtlaczane (zwykłe) | — | <u>Q2 — h2</u> | <u>Q3 — h3</u> | — | — |
| Mocno wtlaczane | — | <u>S2 — h2</u> | <u>S3 — h3</u> | — | — |

Uchwalono na konferencji SIMP.

Polskie Normy

Układ pasowań średnic.
Odchyłki teoretyczne w pierwszej klasie.

PN
N—704

Odchyłki teoretyczne nie mogą służyć za podstawę wykonania sprawdzianów.
Odchyłki podane są w mikronach μ ($1 \mu = 0,001 \text{ mm}$).

ZASADA STAŁEGO OTWORU.

| Średnica nominalna mm | | Otwór podstawowy H 1 | | W a ł e k | | | | | | | | | | | |
|--------------------------|-----|-------------------------|------|------------------------|------|----------------|------|------------------|------|----------------------|------|-----------------|------|-----------------------|------|
| | | | | obrotowy ciasny g 1 | | suwliwy h 1 | | przylgowy j 1 | | lekkowciskany k 1 | | wciskany m 1 | | lekkowtłaczany n 1 | |
| | | | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | |
| ponad | do | górn | doln | górn | doln | górn | doln | górn | doln | górn | doln | górn | doln | górn | doln |
| 3 | 6 | +6 | 0 | -3 | -8 | 0 | -5 | +4 | -1 | +6 | +1 | +8 | +3 | +12 | +6 |
| 6 | 10 | +8 | 0 | -4 | -10 | 0 | -6 | +4 | -2 | +7 | +1 | +10 | +4 | +16 | +8 |
| 10 | 18 | +9 | 0 | -5 | -12 | 0 | -7 | +5 | -2 | +8 | +1 | +12 | +5 | +18 | +9 |
| 18 | 30 | +12 | 0 | -6 | -16 | 0 | -9 | +5 | -3 | +10 | +1 | +14 | +6 | +22 | +12 |
| 30 | 50 | +14 | 0 | -8 | -18 | 0 | -10 | +6 | -4 | +12 | +2 | +18 | +8 | +25 | +14 |
| 50 | 80 | +16 | 0 | -9 | -22 | 0 | -12 | +6 | -6 | +14 | +2 | +22 | +10 | +30 | +16 |
| 80 | 120 | +18 | 0 | -10 | -25 | 0 | -14 | +6 | -8 | +16 | +2 | +25 | +12 | +35 | +18 |
| 120 | 180 | +22 | 0 | -12 | -30 | 0 | -16 | +6 | -9 | +18 | +3 | +30 | +14 | +40 | +22 |
| 180 | 260 | +25 | 0 | -14 | -35 | 0 | -18 | +6 | -12 | +20 | +3 | +35 | +18 | +50 | +25 |
| 260 | 360 | +25 | 0 | -16 | -35 | 0 | -20 | +6 | -14 | +22 | +3 | +40 | +20 | +55 | +25 |
| 360 | 500 | +30 | 0 | -18 | -40 | 0 | -22 | +6 | -16 | +25 | +4 | +45 | +25 | +60 | +30 |

ZASADA STAŁEGO WAŁKA.

| Średnica nominalna mm | | Wałek podstawowy h 1 | | O t w ó r | | | | | | | | | | | |
|--------------------------|-----|-------------------------|------|------------------------|------|----------------|------|------------------|------|----------------------|------|-----------------|------|-----------------------|------|
| | | | | obrotowy ciasny G 1 | | suwliwy H 1 | | przylgowy J 1 | | lekkowciskany K 1 | | wciskany M 1 | | lekkowtłaczany N 1 | |
| | | | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | |
| ponad | do | górn | doln | górn | doln | górn | doln | górn | doln | górn | doln | górn | doln | górn | doln |
| 3 | 6 | 0 | -5 | +9 | +3 | +6 | 0 | +3 | -4 | +1 | -6 | -1 | -8 | -5 | -12 |
| 6 | 10 | 0 | -6 | +12 | +4 | +8 | 0 | +4 | -4 | +1 | -7 | -2 | -10 | -6 | -16 |
| 10 | 18 | 0 | -7 | +14 | +5 | +9 | 0 | +5 | -5 | +1 | -8 | -2 | -12 | -7 | -18 |
| 18 | 30 | 0 | -9 | +18 | +6 | +12 | 0 | +6 | -5 | +1 | -10 | -3 | -14 | -9 | -22 |
| 30 | 50 | 0 | -10 | +22 | +8 | +14 | 0 | +8 | -6 | +2 | -12 | -4 | -18 | -10 | -25 |
| 50 | 80 | 0 | -12 | +25 | +9 | +16 | 0 | +10 | -6 | +2 | -14 | -6 | -22 | -12 | -30 |
| 80 | 120 | 0 | -14 | +30 | +10 | +18 | 0 | +12 | -6 | +2 | -16 | -8 | -25 | -14 | -35 |
| 120 | 180 | 0 | -16 | +35 | +12 | +22 | 0 | +14 | -6 | +3 | -18 | -9 | -30 | -16 | -40 |
| 180 | 260 | 0 | -18 | +40 | +14 | +25 | 0 | +18 | -6 | +3 | -20 | -12 | -35 | -18 | -50 |
| 260 | 360 | 0 | -20 | +45 | +16 | +25 | 0 | +20 | -6 | +3 | -22 | -14 | -40 | -20 | -55 |
| 360 | 500 | 0 | -22 | +50 | +18 | +30 | 0 | +25 | -6 | +4 | -25 | -16 | -45 | -22 | -60 |

Wałki i otwory obwiedzione grubymi linjami odpowiadają pasowaniom uprzywilejowanym.
Wymiary ponad 120 mm w klasie pierwszej stosuje się tylko w wypadkach wyjątkowych.

Uchwalono na konferencji SIMP.

Przedruk dozwolony tylko za zgodą Polskiego Komitetu Normalizacyjnego. Warszawa, Elektoralna 2. Copyright by P. K. N.

Polskie Normy

Układ pasowań średnic.

Odchyłki teoretyczne w drugiej klasie.

PN
N — 705

ZASADA STAŁEGO OTWORU.

Odchyłki teoretyczne nie mogą służyć za podstawę wykonania sprawdzianów.
Odchyłki podane są w mikronach μ ($1 \mu = 0,001 \text{ mm}$).

| Średnica nominalna mm | | Otwór podstawowy H2 | | W a ł e k | | | | | | | | | |
|--------------------------|-----|------------------------|-------|-----------------------------|-------|----------------------|-------|----------------|-------|-----------------------|-------|---------------|-------|
| | | | | obrotowy bardzo luźny d2 | | obrotowy luźny e2 | | obrotowy f2 | | obrotowy ciasny g2 | | suwliwy h2 | |
| | | | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | |
| ponad | do | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną |
| 1 | 3 | +9 | 0 | -14 | -30 | -9 | -20 | -5 | -14 | -2 | -9 | 0 | -6 |
| 3 | 6 | +12 | 0 | -22 | -45 | -14 | -30 | -8 | -20 | -3 | -12 | 0 | -8 |
| 6 | 10 | +16 | 0 | -30 | -55 | -20 | -40 | -12 | -25 | -4 | -16 | 0 | -10 |
| 10 | 18 | +18 | 0 | -40 | -70 | -25 | -50 | -14 | -30 | -5 | -20 | 0 | -12 |
| 18 | 30 | +22 | 0 | -55 | -90 | -35 | -60 | -20 | -40 | -7 | -25 | 0 | -14 |
| 30 | 50 | +25 | 0 | -70 | -110 | -45 | -75 | -25 | -50 | -9 | -30 | 0 | -16 |
| 50 | 80 | +30 | 0 | -85 | -140 | -55 | -95 | -30 | -65 | -12 | -35 | 0 | -20 |
| 80 | 120 | +35 | 0 | -110 | -170 | -70 | -110 | -40 | -75 | -14 | -40 | 0 | -22 |
| 120 | 180 | +40 | 0 | -130 | -200 | -85 | -140 | -50 | -90 | -18 | -50 | 0 | -25 |
| 180 | 260 | +50 | 0 | -160 | -240 | -100 | -160 | -60 | -110 | -22 | -60 | 0 | -30 |
| 260 | 360 | +55 | 0 | -190 | -280 | -120 | -190 | -70 | -120 | -25 | -65 | 0 | -35 |
| 360 | 500 | +60 | 0 | -230 | -320 | -140 | -220 | -80 | -140 | -30 | -75 | 0 | -40 |

| Średnica nominalna mm | | W a ł e k | | | | | | | | | | | |
|--------------------------|-----|-----------------|-------|----------------------|-------|----------------|-------|----------------------|-------|----------------|-------|----------------------|-------|
| | | przyłgowy j2 | | lekko wciskany k2 | | wciskany m2 | | lekko włączany n2 | | włączany q2 | | mocno włączany s2 | |
| | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | |
| ponad | do | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną |
| 1 | 3 | +5 | 0 | +8 | +2 | +10 | +4 | +16 | +9 | - | - | - | - |
| 3 | 6 | +7 | -1 | +10 | +2 | +14 | +5 | +20 | +12 | +22 | +14 | +25 | +16 |
| 6 | 10 | +8 | -2 | +12 | +3 | +16 | +7 | +25 | +16 | +30 | +18 | +30 | +22 |
| 10 | 18 | +9 | -3 | +16 | +4 | +20 | +9 | +30 | +18 | +35 | +25 | +40 | +30 |
| 18 | 30 | +10 | -4 | +18 | +4 | +25 | +12 | +35 | +22 | +45 | +30 | +55 | +40 |
| 30 | 50 | +12 | -5 | +22 | +5 | +30 | +14 | +45 | +25 | +60 | +40 | +75 | +60 |
| 50 | 80 | +12 | -7 | +25 | +6 | +40 | +18 | +50 | +30 | +70 | +50 | +100 | +80 |
| 80 | 120 | +14 | -10 | +30 | +7 | +45 | +22 | +60 | +35 | +90 | +65 | +140 | +120 |
| 120 | 180 | +14 | -12 | +35 | +8 | +50 | +25 | +70 | +40 | +120 | +90 | +190 | +160 |
| 180 | 260 | +14 | -16 | +40 | +9 | +60 | +30 | +80 | +50 | +150 | +120 | +250 | +220 |
| 260 | 360 | +14 | -20 | +45 | +10 | +70 | +35 | +90 | +55 | +180 | +150 | +330 | +300 |
| 360 | 500 | +14 | -25 | +50 | +12 | +80 | +40 | +100 | +60 | +230 | +190 | +430 | +390 |

Wálki obwiedzione grubemi linjami odpowiadają pasowaniom uprzywilejowanym.

Wálki q2 i s2 mogą być również stosowane w połączeniach na gorąco, dając pasowanie skurczowe lekkie wzgl. pasowanie skurczowe (zwykłe); żądanie składania na gorąco uwidacznia się na rysunkach przez symbol q2* wzgl. s2*.

Uchwalono na konferencji S I M P.

Polskie Normy

Pasowanie średnic.
Odchyłki teoretyczne w drugiej klasie.

PN
N—706

ZASADA STAŁEGO WAŁKA.

Odchyłki teoretyczne nie mogą służyć za podstawę wykonania sprawdzianów.
Odchyłki podane są w mikronach μ ($1 \mu = 0,001 \text{ mm}$).

| Średnica nominalna mm | | Wałek podstawowy h 2 | | O t w ó r | | | | | | | | | |
|--------------------------|-----|-------------------------|-------|------------------------------|-------|-----------------------|-------|-----------------|-------|------------------------|-------|----------------|-------|
| | | | | obrotowy bardzo luźny D 2 | | obrotowy luźny E 2 | | obrotowy F 2 | | obrotowy ciasny G 2 | | suwliwy H 2 | |
| | | | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | |
| ponad | do | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną |
| 1 | 3 | 0 | - 6 | + 35 | + 14 | + 25 | + 9 | + 18 | + 5 | + 12 | + 2 | + 9 | 0 |
| 3 | 6 | 0 | - 8 | + 50 | + 22 | + 35 | + 14 | + 25 | + 8 | + 18 | + 3 | + 12 | 0 |
| 6 | 10 | 0 | - 10 | + 60 | + 30 | + 45 | + 20 | + 35 | + 12 | + 22 | + 4 | + 16 | 0 |
| 10 | 18 | 0 | - 12 | + 80 | + 40 | + 55 | + 25 | + 40 | + 14 | + 25 | + 5 | + 18 | 0 |
| 18 | 30 | 0 | - 14 | + 100 | + 55 | + 70 | + 35 | + 50 | + 20 | + 35 | + 7 | + 22 | 0 |
| 30 | 50 | 0 | - 16 | + 120 | + 70 | + 85 | + 45 | + 60 | + 25 | + 40 | + 9 | + 25 | 0 |
| 50 | 80 | 0 | - 20 | + 150 | + 85 | + 110 | + 55 | + 75 | + 30 | + 50 | + 12 | + 30 | 0 |
| 80 | 120 | 0 | - 22 | + 180 | + 110 | + 130 | + 70 | + 90 | + 40 | + 55 | + 14 | + 35 | 0 |
| 120 | 180 | 0 | - 25 | + 220 | + 130 | + 150 | + 85 | + 110 | + 50 | + 65 | + 18 | + 40 | 0 |
| 180 | 260 | 0 | - 30 | + 260 | + 160 | + 180 | + 100 | + 120 | + 60 | + 75 | + 22 | + 50 | 0 |
| 260 | 360 | 0 | - 35 | + 300 | + 190 | + 210 | + 120 | + 140 | + 70 | + 85 | + 25 | + 55 | 0 |
| 360 | 500 | 0 | - 40 | + 350 | + 230 | + 240 | + 140 | + 160 | + 80 | + 100 | + 30 | + 60 | 0 |

| Średnica nominalna mm | | O t w ó r | | | | | | | | | | | |
|--------------------------|-----|------------------|-------|-----------------------|-------|-----------------|-------|-----------------------|-------|-----------------|-------|-----------------------|-------|
| | | przyłgowy J 2 | | lecko weiskany K 2 | | weiskany M 2 | | lecko włączany N 2 | | włączany Q 2 | | mocno włączany S 2 | |
| | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | |
| ponad | do | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną |
| 1 | 3 | + 4 | - 5 | + 2 | - 8 | 0 | - 10 | - 6 | - 16 | - | - | - | - |
| 3 | 6 | + 6 | - 7 | + 2 | - 10 | - 1 | - 14 | - 8 | - 20 | - 10 | - 22 | - 12 | - 25 |
| 6 | 10 | + 8 | - 8 | + 3 | - 12 | - 1 | - 16 | - 10 | - 25 | - 14 | - 30 | - 16 | - 30 |
| 10 | 18 | + 10 | - 9 | + 4 | - 16 | - 2 | - 20 | - 12 | - 30 | - 18 | - 35 | - 22 | - 40 |
| 18 | 30 | + 12 | - 10 | + 4 | - 18 | - 3 | - 25 | - 14 | - 35 | - 22 | - 45 | - 35 | - 55 |
| 30 | 50 | + 16 | - 12 | + 5 | - 22 | - 4 | - 30 | - 16 | - 45 | - 30 | - 60 | - 50 | - 75 |
| 50 | 80 | + 20 | - 12 | + 6 | - 25 | - 6 | - 40 | - 20 | - 50 | - 40 | - 70 | - 70 | - 100 |
| 80 | 120 | + 25 | - 14 | + 7 | - 30 | - 8 | - 45 | - 22 | - 60 | - 55 | - 90 | - 100 | - 140 |
| 120 | 180 | + 30 | - 14 | + 8 | - 35 | - 10 | - 50 | - 25 | - 70 | - 75 | - 120 | - 140 | - 180 |
| 180 | 260 | + 35 | - 14 | + 9 | - 40 | - 14 | - 60 | - 30 | - 80 | - 100 | - 150 | - 200 | - 250 |
| 260 | 360 | + 40 | - 14 | + 10 | - 45 | - 16 | - 70 | - 35 | - 90 | - 130 | - 180 | - 280 | - 330 |
| 360 | 500 | + 45 | - 14 | + 12 | - 50 | - 20 | - 80 | - 40 | - 100 | - 170 | - 230 | - 370 | - 430 |

Otwory obwiedzione grubymi linjami odpowiadają pasowaniom uprzywilejowanym.

Otwory Q 2 i S 2 mogą być również stosowane w połączeniach na gorąco, dając pasowanie skurczowe lekkie, wzgl. pasowanie skurczowe (zwykle); żądanie składania na gorąco uwidacznia się na rysunkach przez symbol Q 2, wzgl. S 2*.

Uchwalono na konferencji SIMP.

Przedruk dozwolony tylko za zgodą Polskiego Komitetu Normalizacyjnego. Warszawa, Elekoralna 2. Copyright by P. K. N.

Polskie Normy

Układ pasowań średnic.

Odchyłki teoretyczne w trzeciej klasie.

PN
N - 707

ZASADA STAŁEGO OTWORU.

Odchyłki teoretyczne nie mogą służyć za podstawę wykonania sprawdzianów.
Odchyłki podane są w mikronach μ . ($1 \mu = 0,001 \text{ mm}$).

| Średnica nominalna mm | | Otwór podstawowy H3 | | W a ł e k | | | | | | | | | |
|--------------------------|-----|------------------------|-------|-----------------------------|-------|----------------------|-------|----------------|-------|-----------------------|-------|---------------|-------|
| | | | | obrotowy bardzo luźny d3 | | obrotowy luźny e3 | | obrotowy f3 | | obrotowy ciasny g3 | | suwliwy h3 | |
| | | | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | |
| ponad | do | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną |
| 1 | 3 | +14 | 0 | -12 | -40 | -8 | -25 | -4 | -18 | -1 | -12 | 0 | -9 |
| 3 | 6 | +20 | 0 | -20 | -55 | -12 | -40 | -6 | -25 | -2 | -16 | 0 | -12 |
| 6 | 10 | +25 | 0 | -30 | -70 | -16 | -50 | -8 | -30 | -2 | -20 | 0 | -16 |
| 10 | 18 | +30 | 0 | -40 | -90 | -22 | -60 | -10 | -40 | -3 | -25 | 0 | -18 |
| 18 | 30 | +35 | 0 | -50 | -110 | -30 | -75 | -14 | -50 | -4 | -30 | 0 | -22 |
| 30 | 50 | +40 | 0 | -60 | -140 | -35 | -90 | -18 | -60 | -5 | -35 | 0 | -25 |
| 50 | 80 | +50 | 0 | -80 | -170 | -45 | -110 | -25 | -70 | -6 | -40 | 0 | -30 |
| 80 | 120 | +55 | 0 | -100 | -200 | -60 | -130 | -30 | -85 | -8 | -50 | 0 | -35 |
| 120 | 180 | +65 | 0 | -120 | -240 | -75 | -160 | -35 | -100 | -10 | -55 | 0 | -40 |
| 180 | 260 | +70 | 0 | -150 | -280 | -90 | -180 | -45 | -120 | -12 | -65 | 0 | -50 |
| 260 | 360 | +80 | 0 | -170 | -320 | -100 | -210 | -50 | -130 | -14 | -75 | 0 | -55 |
| 360 | 500 | +90 | 0 | -210 | -370 | -120 | -240 | -60 | -150 | -16 | -85 | 0 | -60 |

| Średnica nominalna mm | | W a ł e k | | | | | | | | | | | |
|--------------------------|-----|-----------------|-------|-----------------------|-------|----------------|-------|-----------------------|-------|----------------|-------|----------------------|-------|
| | | przyłgowy j3 | | lekkie wciskany k3 | | wciskany m3 | | lekkie wciągany n3 | | wciągany q3 | | mocno wciągany s3 | |
| | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | |
| ponad | do | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną |
| 1 | 3 | +9 | -1 | +12 | +2 | +14 | +5 | +22 | +14 | - | - | - | - |
| 3 | 6 | +10 | -2 | +16 | +3 | +20 | +7 | +30 | +20 | - | - | - | - |
| 6 | 10 | +12 | -3 | +20 | +4 | +25 | +9 | +40 | +25 | - | - | - | - |
| 10 | 18 | +14 | -4 | +25 | +5 | +30 | +12 | +45 | +30 | +50 | +30 | +55 | +35 |
| 18 | 30 | +16 | -6 | +30 | +6 | +40 | +16 | +55 | +35 | +65 | +40 | +75 | +50 |
| 30 | 50 | +18 | -9 | +35 | +7 | +45 | +20 | +65 | +40 | +75 | +50 | +95 | +70 |
| 50 | 80 | +20 | -12 | +40 | +8 | +55 | +25 | +80 | +50 | +95 | +65 | +130 | +95 |
| 80 | 120 | +22 | -16 | +45 | +9 | +65 | +30 | +90 | +55 | +120 | +80 | +160 | +130 |
| 120 | 180 | +22 | -20 | +55 | +10 | +75 | +35 | +110 | +65 | +150 | +110 | +210 | +170 |
| 180 | 260 | +22 | -25 | +60 | +12 | +90 | +40 | +120 | +70 | +180 | +130 | +280 | +230 |
| 260 | 360 | +25 | -30 | +65 | +14 | +100 | +50 | +130 | +80 | +220 | +170 | +360 | +310 |
| 360 | 500 | +25 | -35 | +75 | +16 | +120 | +55 | +150 | +90 | +270 | +210 | +460 | +400 |

Wałki obwiedzione grubymi linjami odpowiadają pasowaniom uprzywilejowanym.

Wałki q3 i s3 mogą być również stosowane w połączeniach na gorąco, dając pasowanie skurczowe lekkie, wzgl. pasowanie skurczowe (zwykłe); żądanie skądania na gorąco uwidacznia się na rysunkach przez symbol q3*, wzgl. s3*.

Uchwalono na konferencji SIMP.

Polskie Normy

Pasowanie średnic.

Odchyłki teoretyczne w trzeciej klasie.

PN
N—708

ZASADA STAŁEGO WAŁKA.

Odchyłki teoretyczne nie mogą służyć za podstawę wykonania sprawdzianów.
Odchyłki podane są w mikronach μ . ($1 \mu = 0,001 \text{ mm}$).

| Średnica nominalna mm | | Wałek podstawowy h 3 | | O t w ó r | | | | | | | | | |
|--------------------------|-----|-------------------------|-------|------------------------------|-------|-----------------------|-------|-----------------|-------|------------------------|-------|----------------|-------|
| | | | | obrotowy bardzo luźny D 3 | | obrotowy luźny E 3 | | obrotowy F 3 | | obrotowy ciasny G 3 | | suwliwy H 3 | |
| | | | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | |
| ponad | do | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną |
| 1 | 3 | 0 | -9 | +40 | +12 | +25 | +8 | +22 | +4 | +16 | +1 | +14 | 0 |
| 3 | 6 | 0 | -12 | +55 | +20 | +40 | +12 | +30 | +6 | +22 | +2 | +20 | 0 |
| 6 | 10 | 0 | -16 | +70 | +30 | +50 | +16 | +40 | +8 | +30 | +2 | +25 | 0 |
| 10 | 18 | 0 | -18 | +90 | +35 | +60 | +22 | +50 | +10 | +35 | +3 | +30 | 0 |
| 18 | 30 | 0 | -22 | +110 | +50 | +75 | +30 | +60 | +14 | +40 | +4 | +35 | 0 |
| 30 | 50 | 0 | -25 | +140 | +60 | +90 | +35 | +70 | +18 | +50 | +5 | +40 | 0 |
| 50 | 80 | 0 | -30 | +170 | +80 | +110 | +45 | +85 | +25 | +60 | +6 | +50 | 0 |
| 80 | 120 | 0 | -35 | +200 | +100 | +130 | +60 | +100 | +30 | +70 | +8 | +55 | 0 |
| 120 | 180 | 0 | -40 | +240 | +120 | +160 | +75 | +120 | +35 | +80 | +10 | +65 | 0 |
| 180 | 260 | 0 | -50 | +280 | +150 | +180 | +90 | +140 | +45 | +90 | +12 | +70 | 0 |
| 260 | 360 | 0 | -55 | +320 | +170 | +210 | +100 | +160 | +50 | +100 | +14 | +80 | 0 |
| 360 | 500 | 0 | -60 | +370 | +210 | +240 | +120 | +180 | +60 | +110 | +16 | +90 | 0 |

| Średnica nominalna mm | | O t w ó r | | | | | | | | | | | |
|--------------------------|-----|------------------|-------|-----------------------|-------|-----------------|-------|-----------------------|-------|-----------------|-------|-----------------------|-------|
| | | przyłgowy J 3 | | lecko wciskany K 3 | | wciskany M 3 | | lecko włączany N 3 | | włączany Q 3 | | mocno włączany S 3 | |
| | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | |
| ponad | do | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną |
| 1 | 3 | +6 | -9 | +2 | -12 | 0 | -14 | -9 | -22 | - | - | - | - |
| 3 | 6 | +8 | -10 | +3 | -16 | -1 | -20 | -12 | -30 | - | - | - | - |
| 6 | 10 | +10 | -12 | +4 | -20 | -2 | -25 | -16 | -40 | - | - | - | - |
| 10 | 18 | +14 | -14 | +5 | -25 | -3 | -30 | -18 | -45 | -22 | -50 | -30 | -55 |
| 18 | 30 | +18 | -16 | +6 | -30 | -4 | -40 | -22 | -55 | -30 | -65 | -40 | -75 |
| 30 | 50 | +22 | -18 | +7 | -35 | -6 | -45 | -25 | -65 | -35 | -75 | -55 | -95 |
| 50 | 80 | +30 | -20 | +8 | -40 | -8 | -55 | -30 | -80 | -50 | -95 | -80 | -130 |
| 80 | 120 | +35 | -22 | +9 | -45 | -10 | -65 | -35 | -90 | -65 | -120 | -110 | -160 |
| 120 | 180 | +40 | -22 | +10 | -55 | -14 | -75 | -40 | -110 | -85 | -150 | -150 | -210 |
| 180 | 260 | +50 | -22 | +12 | -60 | -18 | -90 | -50 | -120 | -110 | -180 | -210 | -280 |
| 260 | 360 | +55 | -25 | +14 | -65 | -22 | -100 | -55 | -130 | -140 | -220 | -280 | -360 |
| 360 | 500 | +65 | -25 | +16 | -75 | -25 | -120 | -60 | -150 | -180 | -270 | -370 | -460 |

Otwory obwiedzione grubymi linjami odpowiadają pasowaniom uprzywilejowanym.

Otwory Q 3 i S 3 mogą być również stosowane w połączeniach na gorąco, dając pasowanie skurczowe lekkie, wzgl. pasowanie skurczone (zwykłe); żądanie składania na gorąco uwidacznia się na rysunkach przez symbol Q 3*, wzgl. S 3*.

Uchwalono na konferencji SIMP.

Termin zgłaszania sprzeciwów: 1 sierpnia 1928 r.
Polskie Normy

Układ pasowań średnic.
Odchyłki teoretyczne w czwartej klasie.

PN
N—709
Projekt

Odchyłki teoretyczne nie mogą służyć za podstawę wykonania sprawdzianów.
Odchyłki podane są w mikronach μ ($1 \mu = 0,001 \text{ mm}$).

ZASADA STAŁEGO OTWORU.

| Średnica nominalna mm | | Otwór podstawowy H4 | | W a ł e k | | | | | | | | | | | |
|--------------------------|-----|------------------------|-------|-------------------|-------|-----------------------------|-------|----------------------|-------|----------------|-------|---------------|-------|----------------------|-------|
| | | | | przestronny c4 | | obrotowy bardzo luźny d4 | | obrotowy luźny e4 | | obrotowy f4 | | suwliwy h4 | | lekko wciskany k4 | |
| | | | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | |
| ponad | do | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną |
| 1 | 3 | +20 | 0 | -20 | -55 | -12 | -40 | -8 | -35 | -4 | -25 | 0 | -14 | +17 | +3 |
| 3 | 6 | +25 | 0 | -30 | -80 | -20 | -60 | -12 | -45 | -6 | -35 | 0 | -20 | +22 | +4 |
| 6 | 10 | +35 | 0 | -45 | -110 | -30 | -75 | -16 | -60 | -8 | -45 | 0 | -25 | +30 | +5 |
| 10 | 18 | +40 | 0 | -60 | -130 | -35 | -95 | -22 | -75 | -10 | -55 | 0 | -30 | +35 | +6 |
| 18 | 30 | +50 | 0 | -75 | -160 | -50 | -120 | -30 | -90 | -14 | -65 | 0 | -35 | +40 | +7 |
| 30 | 50 | +55 | 0 | -100 | -200 | -60 | -150 | -35 | -110 | -18 | -80 | 0 | -40 | +50 | +8 |
| 50 | 80 | +65 | 0 | -130 | -250 | -80 | -180 | -45 | -130 | -25 | -95 | 0 | -50 | +60 | +10 |
| 80 | 120 | +80 | 0 | -160 | -300 | -100 | -210 | -60 | -160 | -30 | -110 | 0 | -55 | +65 | +12 |
| 120 | 180 | +90 | 0 | -190 | -370 | -120 | -250 | -70 | -190 | -35 | -130 | 0 | -65 | +75 | +14 |
| 180 | 260 | +100 | 0 | -230 | -420 | -150 | -300 | -90 | -220 | -45 | -150 | 0 | -70 | +85 | +14 |
| 260 | 360 | +110 | 0 | -280 | -490 | -170 | -340 | -100 | -250 | -50 | -170 | 0 | -80 | +95 | +16 |
| 360 | 500 | +130 | 0 | -330 | -560 | -210 | -390 | -120 | -290 | -60 | -200 | 0 | -90 | +110 | +18 |

ZASADA STAŁEGO WAŁKA.

| Średnica nominalna mm | | Wałek podstawowy h4 | | O t w ó r | | | | | | | | | | | |
|--------------------------|-----|------------------------|-------|-------------------|-------|-----------------------------|-------|----------------------|-------|----------------|-------|---------------|-------|----------------------|-------|
| | | | | przestronny C4 | | obrotowy bardzo luźny D4 | | obrotowy luźny E4 | | obrotowy F4 | | suwliwy H4 | | lekko wciskany K4 | |
| | | | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | |
| ponad | do | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną |
| 1 | 3 | 0 | -14 | +60 | +20 | +50 | +12 | +40 | +8 | +30 | +4 | +20 | 0 | +3 | -18 |
| 2 | 6 | 0 | -20 | +90 | +30 | +70 | +20 | +55 | +12 | +45 | +6 | +25 | 0 | +4 | -22 |
| 6 | 10 | 0 | -25 | +120 | +45 | +85 | +30 | +70 | +16 | +55 | +8 | +35 | 0 | +5 | -30 |
| 10 | 18 | 0 | -30 | +140 | +60 | +110 | +40 | +85 | +22 | +65 | +10 | +40 | 0 | +6 | -35 |
| 18 | 30 | 0 | -35 | +180 | +75 | +130 | +50 | +110 | +30 | +80 | +14 | +50 | 0 | +7 | -40 |
| 30 | 50 | 0 | -40 | +220 | +100 | +160 | +60 | +130 | +35 | +95 | +18 | +55 | 0 | +8 | -50 |
| 50 | 80 | 0 | -50 | +270 | +130 | +200 | +80 | +150 | +45 | +120 | +25 | +65 | 0 | +10 | -60 |
| 80 | 120 | 0 | -55 | +320 | +160 | +240 | +100 | +180 | +60 | +140 | +30 | +80 | 0 | +12 | -65 |
| 120 | 180 | 0 | -65 | +380 | +190 | +280 | +120 | +210 | +70 | +160 | +35 | +90 | 0 | +14 | -75 |
| 180 | 260 | 0 | -70 | +450 | +230 | +330 | +150 | +250 | +90 | +180 | +45 | +100 | 0 | +14 | -85 |
| 260 | 360 | 0 | -80 | +520 | +280 | +380 | +170 | +290 | +100 | +210 | +50 | +110 | 0 | +16 | -95 |
| 360 | 500 | 0 | -90 | +600 | +330 | +430 | +210 | +330 | +120 | +230 | +60 | +130 | 0 | +18 | -110 |

Wałki i otwory obwiedzione grubymi linjami odpowiadają pasowaniom uprzywilejowanym.

Termin zgłaszania sprzeciwów: 1 sierpnia 1928 r.

Polskie Normy

Układ pasowań średnic.
Odchyłki teoretyczne w piątej klasie.

PN
N—710
Projekt

Odchyłki teoretyczne nie mogą służyć za podstawę wykonania sprawdzianów.
Odchyłki podane są w mikronach μ . ($\mu = 0,001 \text{ mm}$).

ZASADA STAŁEGO OTWORU,

| Średnica nominalna <i>mm</i> | | Otwór podstawowy <i>H</i> | | W a ł e k | | | | | | | | | |
|---------------------------------|-----|------------------------------|-------|--------------------------------------|--------|-------------------------------|--------|-------------------------|-------|-----------------------------------|-------|---------------------|-------|
| | | | | przestronny bardzo luźny <i>a</i> | | przestronny luźny <i>b</i> | | przestronny <i>c</i> | | obrotowy bardzo luźny <i>d</i> | | suwliwy <i>h</i> | |
| | | | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | |
| ponad | do | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną |
| 1 | 3 | + 60 | 0 | - 50 | - 160 | - 30 | - 120 | - 20 | - 95 | - 12 | - 75 | 0 | - 60 |
| 3 | 6 | + 80 | 0 | - 80 | - 230 | - 50 | - 170 | - 30 | - 140 | - 20 | - 110 | 0 | - 80 |
| 6 | 10 | + 100 | 0 | - 110 | - 290 | - 70 | - 220 | - 45 | - 170 | - 30 | - 140 | 0 | - 100 |
| 10 | 18 | + 120 | 0 | - 140 | - 360 | - 90 | - 270 | - 60 | - 210 | - 35 | - 170 | 0 | - 120 |
| 18 | 30 | + 140 | 0 | - 190 | - 450 | - 120 | - 330 | - 75 | - 260 | - 50 | - 200 | 0 | - 140 |
| 30 | 50 | + 170 | 0 | - 250 | - 550 | - 150 | - 410 | - 100 | - 320 | - 60 | - 250 | 0 | - 170 |
| 50 | 80 | + 200 | 0 | - 320 | - 670 | - 200 | - 500 | - 130 | - 380 | - 80 | - 300 | 0 | - 200 |
| 80 | 120 | + 230 | 0 | - 390 | - 810 | - 250 | - 590 | - 160 | - 460 | - 100 | - 350 | 0 | - 230 |
| 120 | 180 | + 260 | 0 | - 480 | - 960 | - 300 | - 700 | - 190 | - 530 | - 120 | - 410 | 0 | - 260 |
| 180 | 260 | + 300 | 0 | - 500 | - 1130 | - 370 | - 820 | - 230 | - 620 | - 150 | - 480 | 0 | - 300 |
| 260 | 360 | + 330 | 0 | - 700 | - 1300 | - 440 | - 940 | - 280 | - 720 | - 170 | - 540 | 0 | - 330 |
| 360 | 500 | + 380 | 0 | - 820 | - 1500 | - 510 | - 1080 | - 330 | - 820 | - 210 | - 620 | 0 | - 380 |

ZASADA STAŁEGO WAŁKA.

| Średnica nominalna <i>mm</i> | | Wałek podstawowy <i>h</i> | | O t w ó r | | | | | | | | | |
|---------------------------------|-----|------------------------------|-------|--------------------------------------|-------|-------------------------------|-------|-------------------------|-------|-----------------------------------|-------|---------------------|-------|
| | | | | przestronny bardzo luźny <i>A</i> | | przestronny luźny <i>B</i> | | przestronny <i>C</i> | | obrotowy bardzo luźny <i>D</i> | | suwliwy <i>H</i> | |
| | | | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | | Odchyłki | |
| ponad | do | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną | górną | dolną |
| 1 | 3 | 0 | - 60 | + 170 | + 50 | + 130 | + 30 | + 110 | + 20 | + 90 | + 12 | + 60 | 0 |
| 3 | 6 | 0 | - 80 | + 240 | + 80 | + 190 | + 50 | + 150 | + 30 | + 120 | + 20 | + 80 | 0 |
| 6 | 10 | 0 | - 100 | + 310 | + 110 | + 240 | + 70 | + 190 | + 45 | + 160 | + 30 | + 100 | 0 |
| 10 | 18 | 0 | - 120 | + 380 | + 140 | + 290 | + 90 | + 230 | + 60 | + 190 | + 35 | + 120 | 0 |
| 18 | 30 | 0 | - 140 | + 480 | + 190 | + 360 | + 120 | + 290 | + 75 | + 230 | + 50 | + 140 | 0 |
| 30 | 50 | 0 | - 170 | + 580 | + 250 | + 440 | + 150 | + 350 | + 100 | + 280 | + 60 | + 170 | 0 |
| 50 | 80 | 0 | - 200 | + 710 | + 320 | + 530 | + 200 | + 420 | + 130 | + 340 | + 80 | + 200 | 0 |
| 80 | 120 | 0 | - 230 | + 850 | + 390 | + 640 | + 250 | + 500 | + 160 | + 400 | + 100 | + 230 | 0 |
| 120 | 180 | 0 | - 260 | + 1010 | + 480 | + 750 | + 300 | + 590 | + 190 | + 460 | + 120 | + 260 | 0 |
| 180 | 260 | 0 | - 300 | + 1190 | + 590 | + 880 | + 370 | + 680 | + 230 | + 540 | + 150 | + 300 | 0 |
| 260 | 360 | 0 | - 330 | + 1370 | + 700 | + 1010 | + 440 | + 780 | + 280 | + 610 | + 170 | + 330 | 0 |
| 360 | 500 | 0 | - 380 | + 1570 | + 820 | + 1150 | + 510 | + 890 | + 330 | + 690 | + 210 | + 380 | 0 |

Wałki i otwory obwiedzione grubymi linjami odpowiadają pasowaniom uprzywilejowanym.

Termin zgłaszania sprzeciwów: 1 sierpnia 1928 r.
Polskie Normy

Wielkie luzy.

Układ pasowań średnic (uzupełnienie).

PN
N—711
Projekt

Wielkość najmniejszego luzu stanowi element konstrukcyjny, który należy dobrać równy albo zero, albo:

0,5 mm dla wymiarów do 30 mm,
1,0 mm " " " 180 mm,
1,6 mm " " " 500 mm,

albo też równy powyższym wielkościom, zwiększonym dwukrotnie albo czterokrotnie.

Najmniejszy wymiar otworu, lub największy wymiar wałka podaje się na rysunkach jako liczbę wymiarową; wielkość tolerancji wykonania otworu lub wałka podaje się przy liczbie wymiarowej jako odchyłkę — górną, ze znakiem +, w wypadku otworu, lub dolną, ze znakiem —, w wypadku wałka.

Tolerancje wykonania są jednakowo wielkie dla otworu i dla wałka i nie zależą od wielkości obranego luzu.

Tolerancje wykonania wynoszą:

0,3 mm dla wymiarów do 18 mm,
0,4 mm " " " 50 mm,
0,6 mm " " " 120 mm,
0,8 mm " " " 260 mm,
1,0 mm " " " 500 mm.

Powyższe zasady mogą być przeniesione na wymiary długościowe.

Przykład oznaczania wielkich luzów.

