

MASZYNOZNAWSTWO

CZĘŚĆ III

SILNIKI

TLUMACZYLI Z NIEMIECKIEGO

Inż. T. Sejdler

Inż. J. Gabler

Wydano na prawach rękopisu staraniem
KOMITETU WYDAWNICZEGO
przy Biurze Rejestracji Specjalistów P. S. W.
we Frankfurcie n. M.

1946

WYDAWNICTWA KOMITETU WYDAWNICZEGO:

- NR 1 TECHNIKA BUDOWLANA, CZ. I
- NR 2 TECHNIKA BUDOWLANA, CZ. II
- NR 3 BUDOWNICTWO, CZ. I
- NR 4 BUDOWNICTWO, CZ. II
- NR 5 BUDOWNICTWO, CZ. III
- NR 6 PODSTAWOWE WIADOMOŚCI TECHNICZNE, CZ. I
- NR 7 PODSTAWOWE WIADOMOŚCI TECHNICZNE, CZ. II
- NR 8 BUDOWA DRÓG, MIERNICTWO I GOSPODARKA WODNA, CZ. I
- NR 9 BUDOWA DRÓG, MIERNICTWO I GOSPODARKA WODNA, CZ. II
- NR 10 MASZYNOZNAWSTWO, CZ. I, KOTLY PAROWE
- NR 11 MASZYNOZNAWSTWO, CZ. II, PALIWA
- NR 12 MASZYNOZNAWSTWO, CZ. III, SILNIKI
- NR 13 ZARYS GOSPODARKI ROLNEJ
- NR 14 HANDEL DETALICZNY
- NR 15 KSIĘGOWOŚĆ KUPIECKA
- NR 16 KORESPONDENCJA HANDLOWA
- NR 17 PRZEDSIĘBIORSTWO KUPIECKIE
- NR 18 ARYTMETYKA KUPIECKA

MASZYNOZNAWSTWO

CZEŚĆ III

SILNIKI

TŁUMACZYLI Z NIEMIECKIEGO

Inż. T. Sejdler

Inż. J. Gabler

Wydano na prawach rękopisu staraniem
KOMITETU WYDAWNICZEGO
przy Biurze Rejestracji Specjalistów P. S. W.
we Frankfurcie n. M.

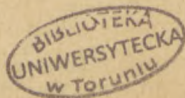
1 9 4 6

Tytuł oryginału:

Betriebstechnik, Grundlehrgang, 3. Teil

Wydanie:

Soldatenbriefe zur Berufsförderung



Druk: Parzeller & Co., vorm. Fuldaer Actiendruckerei, Fulda

1388266

PRZEDMOWA

Tłumaczenie popularnych podręczników zawodowych podjęte zostało z inicjatywy Sztabu Głównego Wydziału dla Spraw Polaków na Kontynencie, dla częściowego chociaż zaspokojenia głodu polskiej książki szkolnej na terenie Rzeszy.

Wobec braku własnych podręczników i trudności transportowych, wybrano kilkanaście zeszytów z niemieckiej biblioteki i rozdzielono je pomiędzy odpowiedzialnych fachowców-tłumaczy w różnych ośrodkach. Brak słowników technicznych i pośpiech nakazany przez życie sprawiły, że tłumaczenia posiadają dużo usterek i mogą być wydane jedynie jako tymczasowe, na prawach rękopisów dla wewnętrznego użytku kursów obozowych.

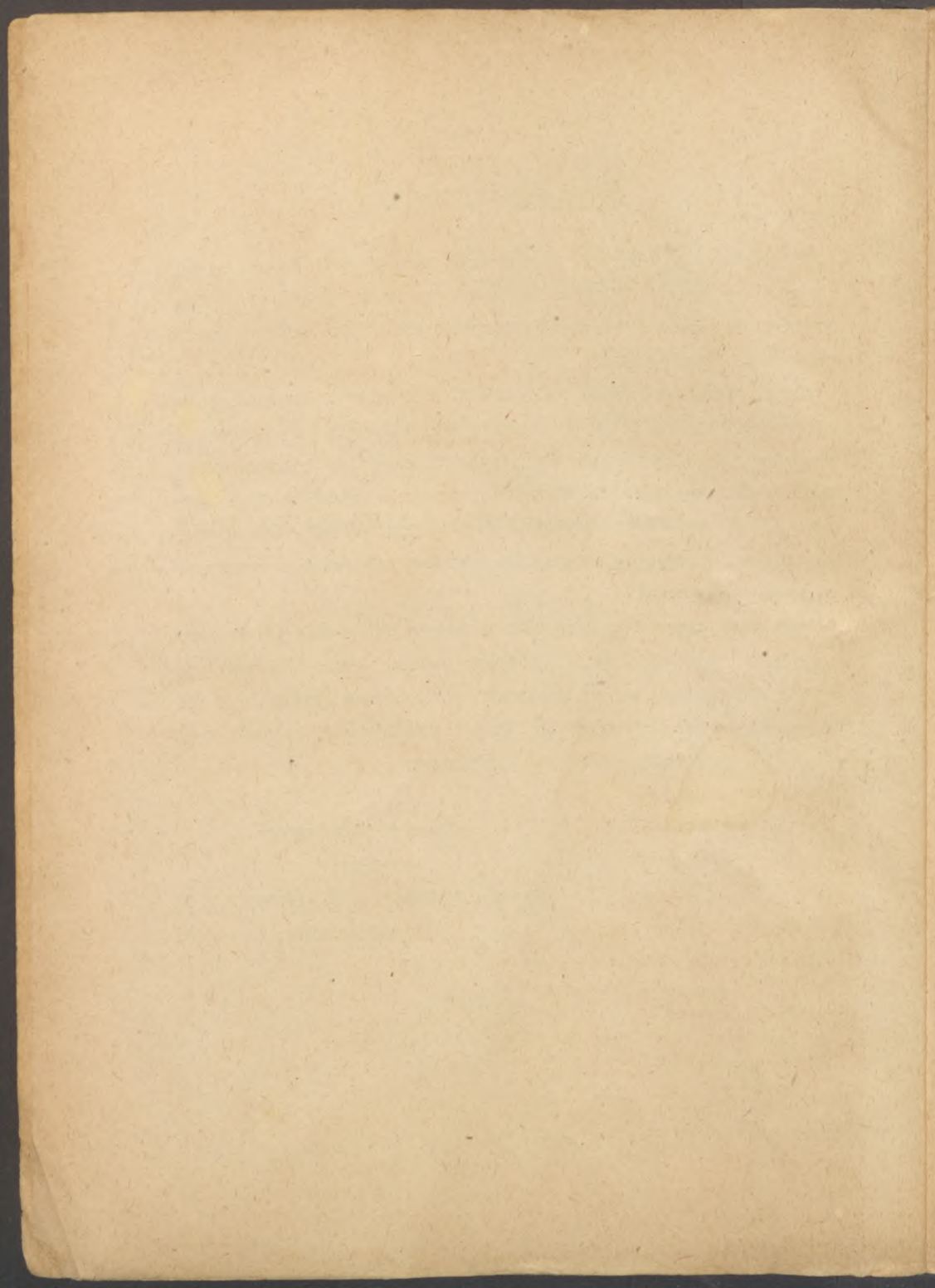
Były duże trudności ze znalezieniem dostatecznie wydajnych drukarni z polskimi czcionkami, oraz z kupnem papieru. Prace należało prowadzić obok innych zajęć służbowych w warunkach niepokoju i niepewności, co również wpłynęło na braki i niedokładności, za które z góry musimy przeprosić Szanownych Czytelników.

Komitet Wydawniczy

przy

Biurze Rejestracji Specjalistów P. S. W.

Frankfurt n.M.



SPIS RZECZY

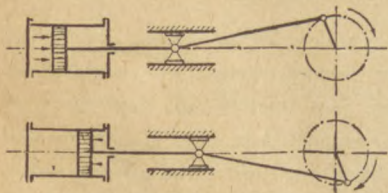
PRZEDMOWA	3
MASZYNY PAROWE	7
Wiadomości wstępne	7
Wykres parowy i indykator	12
Powierzchnia wykresu i obliczenie średniego ciśnienia	19
Obliczenie mocy indykowanej	24
Rozpoznanie usterek maszyny i rozrządu na podstawie wykresu indykatora	28
Dozór i obsługa	33
Przyczyny i usuwanie niedomagań ruchowych	36
Suwak płaski	37
Regulacja rozrządu pary	44
Suwakowy rozrząd pary	46
Zaworowy rozrząd pary	48
Skraplanie (kondensacja)	51
SILNIKI SPALINOWE	54
Silnik czterosuwowy	54
Silnik dwusuwowy	57
O smarowaniu	60
Materiały smarne	60
Badanie olejów smarnych	64
Różne	70
Liczniki	70
Obliczanie kosztów własnych	71
RACHUNEK TECHNICZNY	74
Twierdzenie Pitagorasa	74
Funkcje kątowe	75
Obliczenia wytrzymałości	80
Szybkość szlifowania	82
ZAGADNIENIA FIZYCZNE	84
Ruch jednostajnie przyspieszony	84
Prawa ciężenia	87
Ruch jednostajnie opóźniony	90
Średnia szybkość tłoka	94
Tarcie	96
Tarcie w łożyskach	100
Wielkości określające stan gazów	105

Prawo Boyle-Mariotta	109
Ogólne równanie stanu gazów	113
Zmiana stanu gazu przy stałej objętości	118
Podstawowe pojęcia elektrotechniki	120
Magnetyzm, indukcja magnetyczna	123
Elektromagnes oraz indukcja elektryczna	126
CZĘŚCI MASZYN	130
Łożyska ślizgowe	130
Łożyska toczne	135
Sprzęgła	139
Kliny	144
Wkładki	146
Kliny stożkowe	148
Kolki	149
Połączenia nitowe	150
ROZWIĄZANIE ZADAŃ	154
Maszyny parowe	154
Rachunek techniczny	157
Zagadnienia fizyczne	159

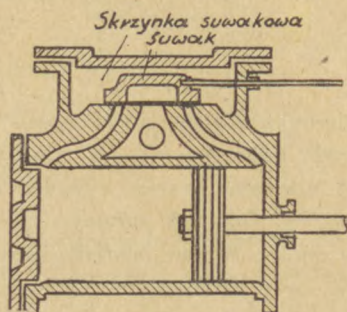
MASZYNY PAROWE

WIADOMOŚCI WSTĘPNE

Energia cieplna pary, wytworzonej w kotle parowym, jest przetwarzana na pracę mechaniczną w maszynie parowej. Odróżniamy tłokowe maszyny parowe, zwane pokrótce maszynami parowymi, oraz turbiny parowe. Zajmiemy się najpierw tłokowymi maszynami parowymi. Energia pary jest zamieniana na energię mechaniczną w cylindrze maszyny parowej, w którym porusza się tłok ruchem posuwistym zwrotnym. Tłok jest uszczelniony w cylindrze przy pomocy tłokowych pierścieni sprężynujących. Prostolinijny ruch tłoka przenosi się za



Rys. 1 Mechanizm korbowy



Rys. 2 Rozrząd suwakowy

pośrednictwem tłoczyska na krzyżulec i dalej przez korbowód i mechanizm korbowy zamieniany jest na ruch obrotowy korby (rys. 1). Na wale korbowym jest zamocowane koło zamachowe, z którego praca mechaniczna odbierana jest przez pas lub liny.

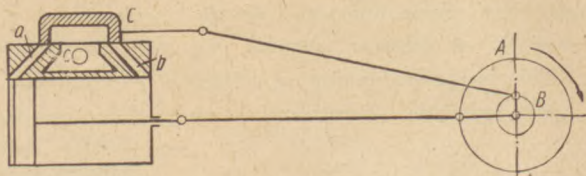
W maszynie parowej obustronnego działania, para dopływa na zmianę do lewej i prawej strony cylindra, przytem przed wejściem do cylindra, para doprowadzana jest do skrzynki suwakowej (rys. 2). Regulacja dopływu pary świeżej i odprowadzania pary odlotowej, odbywa się za pośrednictwem suwaka lub zaworów.

Rys. 3 i 4 przedstawiają sposób działania prostego suwaka płaskiego. Korba lub mimośród przekazuje suwakowi ruch posuwisty zwrotny. Mimośród jest to tarcza zaklinowana na wale koła zamachowego w ten sposób, że środek jej nie znajduje się w środku wału; tarczę

obejmuje pierścień połączony drążkiem z suwakiem. Ruch obrotowy mimośrod lub korby suwakowej jest więc zamieniany na ruch posuwisty suwaka. Ponieważ mimośród jest zaklinowany na wale korbowym, zatem, w maszynie będącej w ruchu, ruchy suwaka następują samoczynnie.

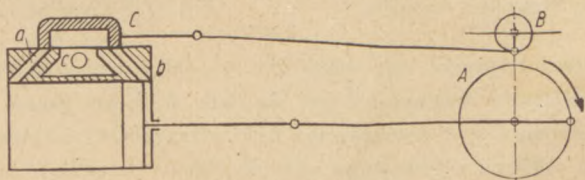
Na rys. 3 i 4, *A* przedstawia koło korby, *B* — koło mimośrod, *C* — suwak, *a* i *b* kanały dolotowe, oraz *c* — kanał wylotowy dla pary.

Tłok znajduje się w lewym martwym położeniu. Mimośród znajduje się w położeniu prostopadłym do korby tłokowej, zatem w położeniu środkowym między dwoma punktami martwymi. Przy



Rys 3 Napęd suwaka przez mimośród

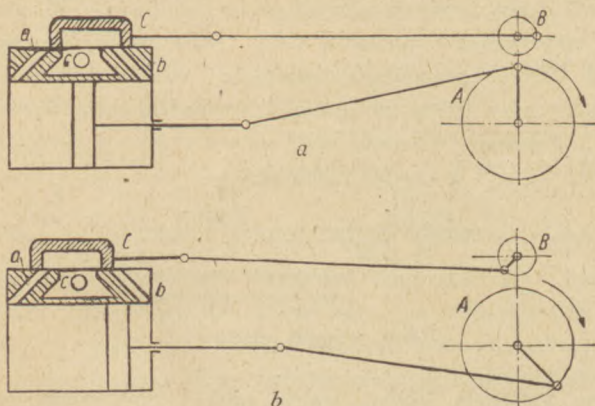
kierunku obrotów uwidoczniomym na rysunku, korba suwaka wyprzedza korbę tłokową o 90° . W tym położeniu suwaka obydwa kanały dolotowe są przykryte, zatem cylinder maszyny jest odcięty od dopływu pary świeżej. Gdy tłok poruszy się w prawo, mimośród pociąga suwak również w prawo. W tym położeniu suwaka szybkość jego jest duża, gdyż znajduje się on w środkowym położeniu między martwymi punktami, podczas gdy szybkość tłoka poruszającego się z martwego położenia jest mała.



Rys 4 Suwak w położeniu środkowym

Równomiernie biegnąca korba tłokowa musi obrócić się o duży kąt, zanim tłok poruszy się o większą odległość w prawo. Wynika z tego, że suwak odmyka kanał *a* bardzo szybko i para bez przeszkody wpływa do lewej strony cylindra. Jednocześnie kanał *b* przez wewnętrzną wnękę suwaka uzyskuje połączenie z kanałem wylotowym *c*. Para znajdująca się z prawej strony cylindra przez kanał *b* wypływa do wylotu *c* i przez tłok usunięta jest z cylindra.

Rysunki 3 i 4 pokazują środkowe położenie suwaka, zaś rys. 5 pokazuje jego skrajne położenia. Rys. 5a pokazuje kanały *a* i *b* całkowicie otwarte, przyczem kanał *a* dla dopływu pary świeżej, zaś kanał *b* dla pary odłotowej. W tym położeniu tłok posiada dużą szybkość, podczas gdy suwak, znajdując się w położeniu martwym, jest nieruchomy. Dopiero

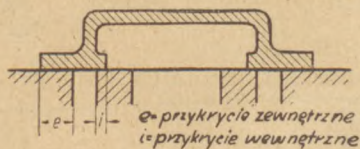


Rys. 5 Suwak w położeniach skrajnych

po przejściu martwego położenia, suwak zaczyna powoli poruszać się i to w kierunku przeciwnym do ruchu tłoka, aż do ponownego zamknięcia kanałów *a* i *b*. W ciągu całego tego czasu para dopływa do cylindra przez kanał *a*, popychając tłok w prawo. Para, znajdująca się z przeciwnej strony tłoka jest usuwana na zewnątrz.

W położeniu tłoka jak na rys. 4, korba tłokowa osiągnęła skrajne prawe położenie. Korba suwakowa, która wyprzedza korbę tłokową o 90° , ma położenie, przy którym wszystkie kanały są zamknięte przez suwak. Przy dalszym ruchu maszyny para świeża dopływa przez kanał *b* na prawą stronę tłoka i poprzednio opisany obieg rozpoczyna się, z tą różnicą, że tłok posuwa się w lewo. Na rys. 5b, korba tłokowa przeszła już przez martwe położenie, zaś suwak odsłonił już częściowo kanał *b* dla dopływu pary świeżej, oraz kanał *a* dla odpływu pary wylotowej przez kanał *c*. Przy zastosowaniu wyżej opisanego suwaka wlot pary do cylindra odbywa się w ciągu całego skoku tłoka. W maszynach parowych ten rodzaj suwaka nie znajduje zastosowania, jego budowa bowiem nie pozwala na wykorzystanie rozprężania pary. Rozchód pary jest wobec tego bardzo duży — maszyna pracuje nieoszczędnie. W

łokowej maszynie parowej dopływ pary może trwać tylko przez pewną część skoku tłoka; na pozostałej części skoku, tłok jest poruszany siłą rozprężania pary. Jeżeli dopływ świeżej pary trwa np. na 60% skoku tłoka, to pozostała część 40% skoku odbywa się przy rozprężaniu pary. Stosunek części skoku tłoka, przy której dopływa świeża para, do całej długości skoku, nazywa się napełnieniem. W powyższym przykładzie napełnienie wynosiło 60%. Aby uzyskać napełnienie mniejsze od 100%, zewnętrzne krawędzie suwaka winny wcześniej odcinać dopływ pary. Osiąga się to przez przedłużenie zewnętrznej krawędzi suwaka. Powstaje wówczas tzw. zewnętrzne przykrycie (rys. 6).



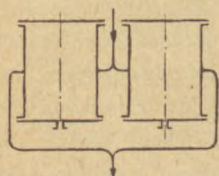
Rys. 6 Suwak płaski

W zwrotnym położeniu tłoka świeża para dopływałaby w sposób gwałtowny do cylindra, gdyż byłby on wypełniony tylko rozprężoną parą wylotową. Aby tego uniknąć, odcina się przedwcześnie wylot pary, wobec czego w cylindrze pozostaje jej część, która zostaje sprężona do ciśnienia pary świeżej. Przedwczesne zamknięcie kanału wylotowego uzyskuje się przez przedłużenie wewnętrznej krawędzi suwaka, co nazywa się przykryciem wewnętrznym. W końcowej części skoku, para pozostała w cylindrze jest sprężana do ciśnienia pary dolotowej i odgrywa rolę sprężystej poduszki.

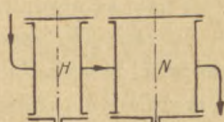
Koło zamachowe pomaga maszynie przy przejściu przez martwe położenia, przy których ciśnienie pary nie wywiera na korbę momentu obrotowego lecz jedynie nacisk lub siłę ciągnącą, gdyż tłoczyisko, korbowód i korba leżą na jednej linii prostej. Koło zamachowe dzięki swojej bezwładności przewycięża te położenia. Dzięki takiemu działaniu, koło zamachowe znacznie zmniejsza nierównomierność biegu maszyny. Maszyny o kilku wzajemnie przestawionych korbach wymagają mniejszego koła zamachowego, aniżeli maszyny jednokorbowe.

Zależnie od ilości cylindrów odróżniamy maszyny jedno- i wielocylindrowe. Maszyny jednocylindrowe mają tę wadę, że nie dają się uruchomić z każdego położenia. Jeżeli wał korbowy jest napędzany przez dwie korby przestawione o 90° lub trzy przestawione o 120° , jak

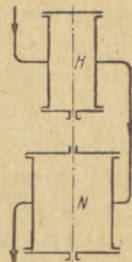
to ma miejsce w maszynach wielocylindrowych, wówczas maszynę można uruchomić z każdego położenia i jej bieg jest znacznie równomierniejszy. Jeżeli obok siebie ustawione są 2 lub 3 jednakowe cylindry zasilane parą świeżą, wówczas mamy do czynienia z układem bliźniaczym, względnie trójniaczym (rys. 7).



Rys 7 Maszyna bliźniacza



Rys. 8 Maszyna sprzężona

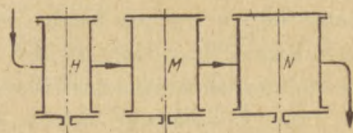


Rys. 9

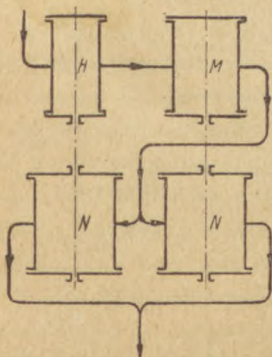
Maszyna posobna

Prócz tego odróżniamy maszyny z pojedynczym i wielokrotnym rozprężaniem pary. Maszyny z wielokrotnym rozprężaniem nazywamy maszynami sprzężonymi. Średnie ciśnienia pary są wykorzystywane w jednym tylko cylindrze. Przy wysokim ciśnieniu pary celowym jest rozprężać parę najpierw w małym cylindrze wysokoprężnym do pewnego ciśnienia pośredniego, a następnie parę odpływającą z tego cylindra wykorzystać w większym cylindrze niskoprężnym.

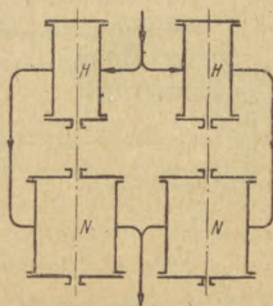
Jeżeli cylindry są ustawione obok siebie to mamy maszynę dwukorbową sprzężoną (compound) (rys. 8), jeżeli zaś cylindry są za sobą — maszynę posobną (tandem) (rys. 9).



Rys 10 Trójkorbową maszyną o potrójnym rozprężaniu



Rys 11 Dwukorbową maszyną o potrójnym rozprężaniu



Rys 12 Maszyna bliźniacza sprzężona

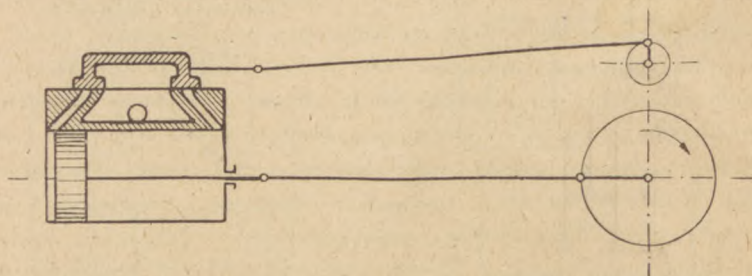
Rys. 10 przedstawia maszynę trzykorbową, rys. 11 dwukorbową o potrójnym rozprężaniu pary, gdzie między cylindrem wysokoprężnym i dwoma cylindrami niskoprężnymi umieszczony jest jeszcze cylinder średnioprężny. Rys. 12 przedstawia układ maszyny bliźniaczej, sprężonej.

Ze względu na odlot pary z maszyny odróżniamy maszyny wydmuchowe i maszyny ze skraplaniem (kondensacyjne). W maszynach wydmuchowych para odlotowa wydostaje się wprost na zewnątrz przy ciśnieniu około 1,1 ata. W maszynach ze skraplaniem para odlotowa jest odprowadzana do skraplacza, gdzie jest chłodzona wtryskiwaną wodą. Para skrapla się, oddając swoje ciepło wodzie chłodzącej. Przy skraplaniu przeciwcisnienie w cylindrze po niepracującej stronie tłoka spada poniżej ciśnienia atmosferycznego, przez co moc maszyny zwiększa się.

WYKRES PAROWY I INDYKATOR

W tłokowej maszynie parowej wlot pary świeżej trwa tylko podczas pewnej części skoku tłoka, zaś na pozostałej części skoku, tłok popychany jest przez rozprężającą się parę. Mniejsze napełnienia, a zatem i lepsze wykorzystanie pary, osiąga się przez nadanie suwakowi przykrycia zewnętrznego e (rys. 6). Gdyby suwak poruszał się z wyprzedzeniem 90° to tłok musiałby oddalić się dość znacznie od martwego położenia, zanim nastąpiłoby otwarcie kanałów dla wlotu lub wylotu pary.

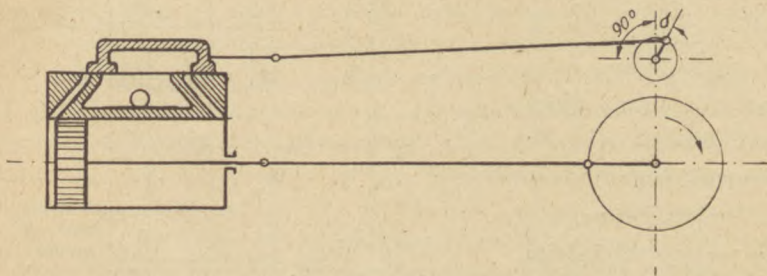
Rys. 13 pokazuje tłok w jego lewym, martwym położeniu, przy środkowym położeniu suwaka. Z rysunku wynika, że mimośród oraz



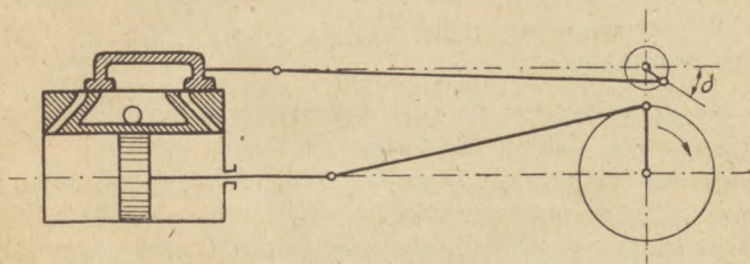
Rys 13 Położenie suwaka przy wyprzedzeniu 90°

tłok muszą przesunąć się o pewną wielkość, zanim nastąpi otwarcie kanału dla wlotu pary; zatem do cylindra dostanie się para nie w martwym położeniu tłoka, lecz nieco później. Jeżeli suwak ma odsłō-

nić kanał wlotowy przy martwym położeniu tłoka, to mimośród musi wyprzedzać korbę tłokową o kąt większy aniżeli 90° , jak to przedstawia rys. 14.



Rys. 14 Położenie suwaka przy wyprzedzeniu $90^\circ + \delta$



Rys. 15 Położenie suwaka przed ukończeniem napełnienia

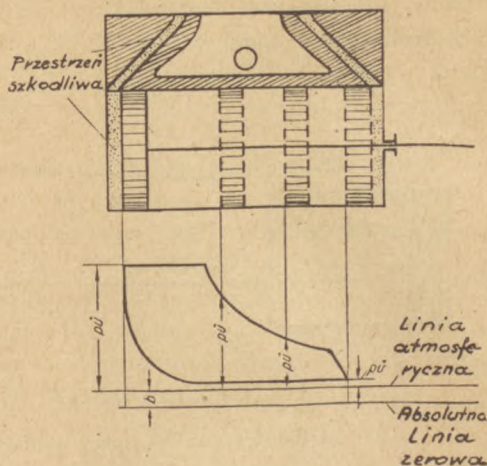
Część kąta wyprzedzenia, wykraczającą poza 90° , oznacza się przez δ (grecka litera, wymawia się delta). Kąt wyprzedzenia wynosi zatem $90^\circ + \delta$. Kąt δ zależy od wielkości przykrycia suwaka.

W położeniu przedstawionym na rys. 15, tłok porusza się jeszcze w prawo, podczas gdy suwak przesuwają się w lewo, czyli, że kanał dla wlotu pary wkrótce zostanie zamknięty i napełnienie zakończy się. Po zamknięciu kanału wlotowego, dalszy ruch tłoka odbywa się już tylko pod wpływem rozprężania się pary, której ciśnienie stale zmniejsza się.

Jeżeli naniesiemy zmiany ciśnienia pary w cylindrze podczas jednego obiegu nad tzw. linią atmosferyczną, to otrzymamy wykres parowy, który przedstawia linię zamkniętą (rys. 16).

Absolutna linia zerowa leży pod linią atmosferyczną w odległości b . Odległość każdego punktu wykresu parowego od linii atmosferycznej przedstawia ciśnienie pary, jakie panuje w cylindrze w danym położeniu

łoka. Na rys. 16 pokazane jest nadeiśnienie pary p_{ii} w czterech różnych położeniach tłoka. Wykres parowy pozwala na wyobrażenie sobie procesu zmiany ciśnień w cylindrze maszyny. Na pracującej maszynie wykres ten jest zdejmowany przy pomocy indykatora. Z wykresu można osądzić, czy rozrząd pary jest prawidłowy, oraz można określić średnie ciśnienie

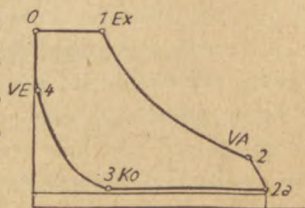


Rys. 16 Wykres parowy

pary. Mając średnie ciśnienie pary, oraz znając wymiary i ilość obrotów maszyny, można obliczyć „i n d y k o w a n a” moc maszyny.

Przy wykresie parowym nasuwa się jeszcze jedna uwaga. Gdy tłok znajduje się w martwym położeniu, to między nim i pokrywą cylindra musi istnieć pewna odległość, aby uniknąć uderzeń tłoka o pokrywę. Następnie organ rozrządowy (suwak lub zawory) znajduje się zawsze w pewnej odległości od cylindra, wskutek czego istnieje między nimi kanał połączeniowy. Powstałe w ten sposób przestrzenie są w stałym połączeniu z objętością skokową, która jest iloczynem powierzchni i skoku tłoka. Para znajdująca się w tej przestrzeni bierze udział we wszystkich zmianach ciśnienia, zachodzących w cylindrze. Przestrzeń tę nazywamy przestrzenią szkodliwą. Wielkość tej przestrzeni określa się w procentach objętości skokowej. Wielkość przestrzeni szkodliwej w zależności od rodzaju rozrządu, wielkości cylindra, oraz ilości obrotów, waha się w granicach od 20 % do 15 % objętości skokowej.

Rozważmy działanie maszyny parowej na podstawie wykresu (rys. 17).



Rys. 17 Charakterystyczne punkty wykresu parowego

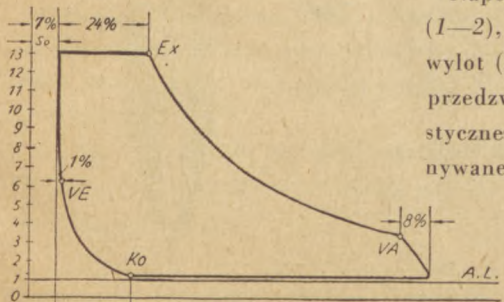
W martwym, lewym położeniu tłoka (położenie O), suwak otworzył już kanał wlotowy, wobec czego przestrzeń szkodliwa wypełniona jest parą świeżą o pełnym ciśnieniu. W czasie przesuwania się tłoka w prawo, para wpływa do cylindra aż do chwili zamknięcia kanału wlotowego przez suwak, to znaczy do chwili zakończenia napełnienia (położenie I). Przez cały czas napełnienia, ciśnienie pary pozostaje bez zmiany, co na wykresie wyraża się jednakową odległością wszystkich punktów linii $O - I$ od linii atmosferycznej. Po zakończeniu napełnienia, para rozpręża się, przesuując tłok w prawo. Ciśnienie pary stale przytem spada. Na wykresie wyraża się to obniżaniem linii ciśnienia, tzn. odległości punktów na tej linii od od linii atmosferycznej, są coraz mniejsze. Na krótko przed osiągnięciem przez tłok prawego, martwego położenia, wewnętrzna krawędź suwaka otwiera kanał dla wylotu pary. Położenie to nazywa się wylotem przedzwrotowym (położenie 2). Od wylotu przedzwrotowego, para, poprzez wewnętrzne zagłębienie suwaka, wpływa do kanału wylotowego. W czasie powrotnego ruchu tłoka w lewo, para jest usuwana przez tłok z cylindra. Przed zakończeniem skoku, suwak zamyka kanał wylotowy (położenie 3), wskutek czego para pozostała w cylindrze jest sprężana przez tłok — jej ciśnienie znówu wzrasta. Na krótko przed osiągnięciem przez tłok martwego położenia, suwak otwiera kanał wlotowy i świeża para dopływa do cylindra (położenie 4). Położenie to nazywa się wlotem przedzwrotowym. Dzięki wlotowi przedzwrotowemu w położeniu O , przestrzeń szkodliwa jest już napełniona parą świeżą. Po drugiej stronie tłoka przebieg pracy pary jest taki sam. Wykres parowy dla drugiej strony tłoka jest lustrzanym odbiciem opisanego wyżej.

Całkowity obieg pracy składa się z następujących okresów:

Napełnienie ($0-1$), rozprężanie ($1-2$), wylot przedzwrotowy ($2-2a$), wylot ($2a-3$), sprężanie ($3-4$), wlot przedzwrotowy ($4-0$). Charakterystyczne punkty rozrządu pary dokonywanego przez krawędzie suwaka

oznacza się zwykle w sposób następujący:

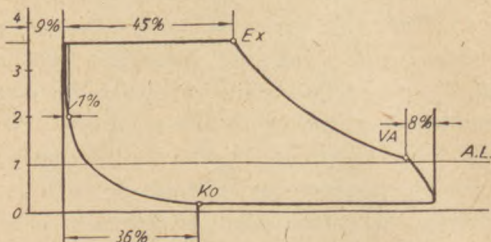
A.L. Ex = rozprężanie (1)
 VA = wylot przedzwrotowy (2)
 Ko = sprężanie (3)
 VE = wlot przedzwrotowy (4)



Rys. 18 Wykres parowy maszyny pracującej z wydmuchem

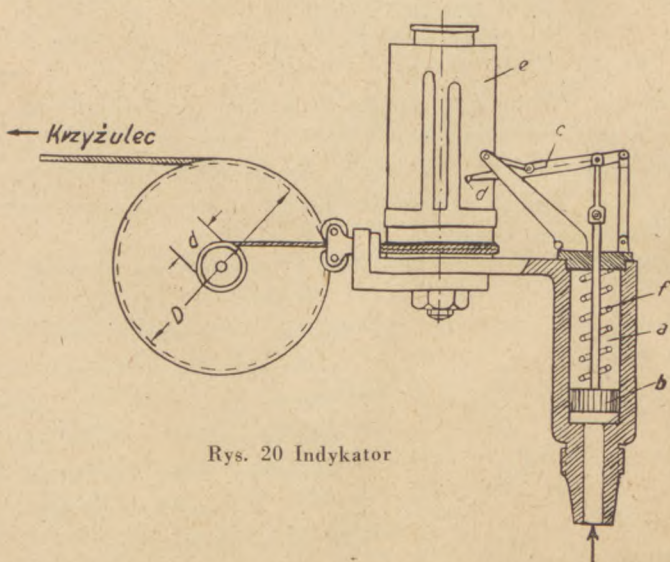
Okresy pracy pary oznacza się w procentach drogi tłoka, jaką musi on odbyć do, lub od martwego położenia. Mówi się np. maszyna, której wykres przedstawia rys. 18 ma: 24% napełnienia, 8% wylotu przedzwrotowego, 20% sprężania, 1% wlotu przedzwrotowego.

Ciśnienie pary wylotowej w maszynie pracującej z wydmuchem leży nad linią atmosferyczną, zaś w maszynie pracującej ze skraplaniem pod nią.



Rys. 19 Wykres parowy maszyny pracującej ze skraplaniem

Długość wykresu odpowiada skokowi tłoka. Przestrzeń szkodliwą wyobrażamy sobie jako walec o podstawie równej powierzchni tłoka. Z tego określenia wynika wysokość walca S_0 , która na rys. 18 wynosi 7%, zaś na rys. 19 — 9%.



Rys. 20 Indykator

Indykator, przyrząd do rysowania wykresu parowego pracującej maszyny, przedstawiony jest na rys. 20. Składa się on z cylinderka a , w którym porusza się tłoczek b , uruchamiający za pośrednictwem

dźwigni c rysik d , który rysuje wykres na papierze, naciągniętym na bębnie e . Bęben e , napędzany sznurkiem od krzyżulca, porusza się ruchem obrotowym zwrotnym. Sprężyna f znajdująca się wewnątrz cylinderka, zapewnia tłoczkowi ruch powrotny do dołu.

Jeżeli indykator zostanie połączony z cylindrem maszyny parowej, wówczas ciśnienie pary znajdującej się w maszynie, działa na dolną powierzchnię tłoczka, obciążonego sprężyną f od góry. Tłoczek wobec tego stawia opór ciśnieniu pary działającej od dołu, a przy odciążeniu wraca do swego pierwotnego położenia. Pod wpływem działania pary, tłoczek przesuwany się w kierunku pionowym na wysokość proporcjonalną do ciśnienia pary, panującego w cylindrze maszyny. Ruchy tłoczka indykatora w wielokrotnym powiększeniu są przenoszone na rysik, za pośrednictwem przekładni dźwigniowej. Na obracającym się papierze powstaje wykres parowy jako wynik dwóch ruchów: poziomego ruchu papieru, odbywającego się w zupełnej zgodności z ruchami tłoka, oraz pionowego ruchu rysika, odpowiednio do ciśnienia pary, panującego w danej chwili w cylindrze. Długość wykresu odpowiada skokowi tłoka w zmniejszonej skali, zaś jego wysokości odpowiadają ciśnieniom pary w odpowiednim punkcie drogi tłoka. Kształt wykresu zależy od rodzaju i czasu trwania wlotu i wylotu pary; w różnych maszynach, a nawet w tej samej maszynie, wygląd wykresów może być różny, zależnie od charakterystycznych punktów rozrządu pary.

Między cylinder i indykator wbudowany jest kurek trójdrogowy, przez który indykator można połączyć z cylindrem lub z atmosferą.

Zmniejszenie skoku indykatora w stosunku do skoku tłoka, osiąga się przez wbudowanie między krzyżulec i indykator odpowiedniego reduktora. Składa się on z dwóch rolek o różnych średnicach, osadzonych na wspólnej ośce. Duża rolka o średnicy D jest napędzana przez sznur od krzyżulca, podczas gdy mała rolka o średnicy d , przekazuje ruchy tłoka w znacznym zmniejszeniu (odpowiadającym stosunkowi $D:d$) — bębnowi indykatora.

Maszyna posiada np. skok $s = 1200$ mm, zaś skok indykatora jest 75 mm. Jeżeli średnica dużej rolki jest 120 mm, to średnice małej rolki obliczamy z proporcji:

$$75:1200 = d:120 \text{ oraz}$$

$$d = \frac{75 \cdot 120}{1200} = 7,5 \text{ mm.}$$

Przed użyciem indykatora należy dobrą sprężynę odpowiednią dla ciśnienia, osiąganego w cylindrze maszyny. Na każdej sprężynie zaznaczona jest skala, oraz najwyższe ciśnienie, do którego sprężyna może być użyta. Jeżeli na sprężynie zaznaczono np. 5 mm oraz 12 kg to znaczy, że przy różnicy ciśnień 1 atm, rysik podnosi się lub opada o 5 mm, oraz, że sprężyna może być użyta do ciśnienia, wynoszącego najwyżej 12 at. Zbyt silna sprężyna daje oczywiście niski wykres, gdyż jej wychylenia przy określonym ciśnieniu, są mniejsze aniżeli przy słabej sprężynie. Niski wykres nie pozwala na dokładne zdanie sobie sprawy z działania rozrządu pary. Zbyt słaba sprężyna może być przy danym ciśnieniu pary nadmiernie ściskana i wskutek tego jej wskazania po pewnym czasie używania mogą być nieprawdziwe.

Zdejmowanie wykresów indykatora odbywa się w sposób następujący: przed założeniem indykatora przewód oraz kurek należy przedmuchać parą z cylindra, aby niedopuszczyć do zanieczyszczenia indykatora pyłem lub smarem. Po założeniu indykatora należy otworzyć kurek parowy, uruchomić kilkakrotnie tłoczek, aby ogrzać wszystkie przewody parowe, oraz ustalić jednocześnie właściwą długość sznura. Zaleca się włączenie naprężacza sznura. Następnie nałożyć papier wykresowy na bęben indykatora, krau trójdrogowy ustawić w ten sposób, aby cylinder indykatora połączyć z atmosferą, nacisnąć rysik indykatora i obracać bębniem przez pociąganie za sznurek. Otrzymuje się na wykresie linię atmosferyczną. Następnie kran ustawić w ten sposób, aby połączyć indykator z jedną stroną cylindra, nacisnąć rysik i wyczekać aż do otrzymania pełnego wykresu parowego. Użyteczny wykres parowy otrzymuje się dopiero wtedy, gdy maszyna pewien czas jest w ruchu i cylinder jest należycie rozgrzany. Przy maszynach wielocylindrowych należy stosować tyle indykatorów ile jest stron cylindrów i wszystkie indykatory należy uruchamiać jednocześnie.

Na każdym wykresie należy odnotować:

1. Stronę cylindra z której zdjęto wykres (strona korbowa lub odkorbowa)
2. Ciśnienie pary
3. Próżnię (przy maszynach ze skraplaniem)
4. Stan barometru
5. Napęlnienie cylindra
6. Ilość obrotów maszyny
7. Skalę użytej sprężyny
8. Datę, godzinę, bieżący numer pomiaru.

Do obliczenia mocy trzeba jeszcze znać średnicę cylindra, skok tłoka, średnicę tłoczyska, oraz ilość obrotów maszyny.

Indykator jest precyzyjnym instrumentem, wymagającym bardzo starannej obsługi i należytej konserwacji. Po użyciu indykatora należy starannie go osuszyć, oraz usunąć wszelkie zanieczyszczenia. Poszczególne części indykatora wymyć w benzynie, osuszyć płócienną szmatką i posmarować olejem kostnym dla zabezpieczenia przed rdzą.

Zawsze trzeba mieć na uwadze, że tylko należyście utrzymane indykatory zapewniają dobre i prawidłowe wykresy parowe.

POWIERZCHNIA WYKRESU I OBLICZENIE ŚREDNIEGO CIŚNIENIA

Wykres indykatora wskazuje ciśnienia pary p w cylindrze w różnych położeniach tłoka (rys. 21). Ponieważ p jest ciśnieniem działającym na 1 cm^2 , to siła działająca na tłok będzie $P = F \cdot p$ kg, gdzie F oznacza powierzchnię tłoka. Praca wykonana przez jedną stronę tłoka w czasie jednego obrotu maszyny jest:

$$A = P \cdot s \text{ [kgm]},$$

$$\text{lub } A = F \cdot p \cdot s \text{ [kgm]}$$

Przy n obrotach maszyny na minutę praca wykonana przez jedną stronę tłoka w czasie jednej minuty będzie:

$$A = F \cdot p \cdot s \cdot n \text{ [kgm]}$$

Praca wykonana w ciągu jednej sekundy czyli moc będzie:

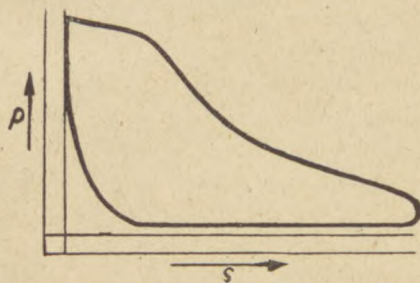
$$N = \frac{F \cdot p \cdot s \cdot n}{60} \text{ kgm/sek}$$

lub wyrażona w KM:

$$N = \frac{F \cdot p \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ KM} \quad (\text{dla każdej strony cylindra})$$

Jeżeli moc ma być wyrażona w KW to zamiast przez 75 należy dzielić przez 102.

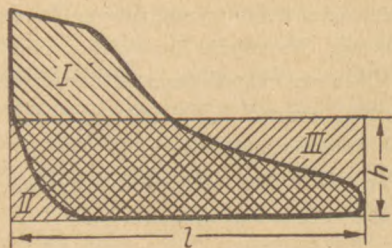
W czasie jednego skoku tłoka ciśnienie p stale się zmienia, zatem najpierw trzeba obliczyć z wykresu parowego średnie ciśnienie, które



Rys 21 Wykres parowy

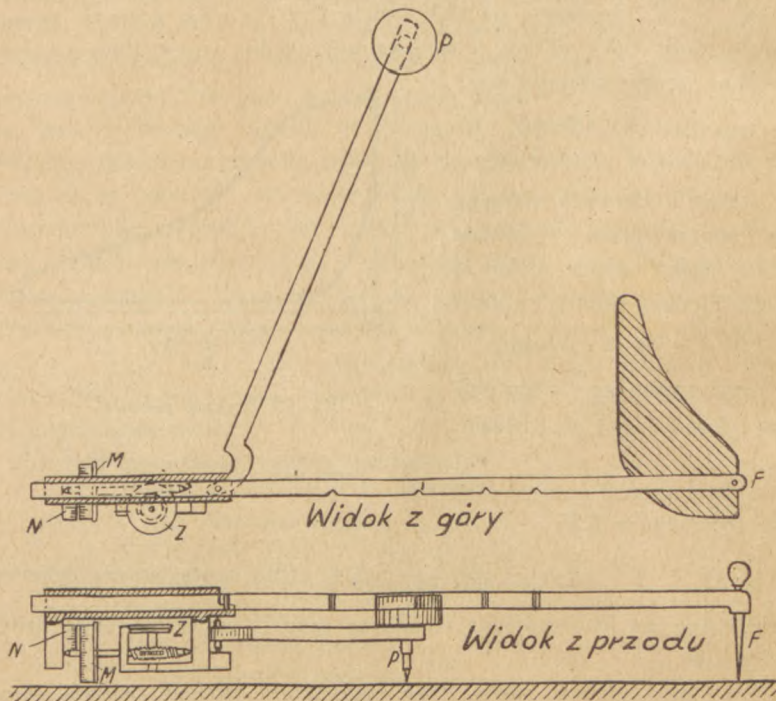
oznaczamy przez p_m . Jest rzeczą oczywistą, że praca wykonana przy stałym ciśnieniu p_m będzie taka sama jak przy zmiennym ciśnieniu p .

Wyobraźmy sobie prostokąt o powierzchni równej powierzchni wykresu parowego i podstawie równej długości wykresu. Wysokość prostokąta jest h (rys. 22). Odcięta powierzchnia wykresu parowego I jest równa sumie dodanych powierzchni II i III.



Rys. 22 Średnie ciśnienie

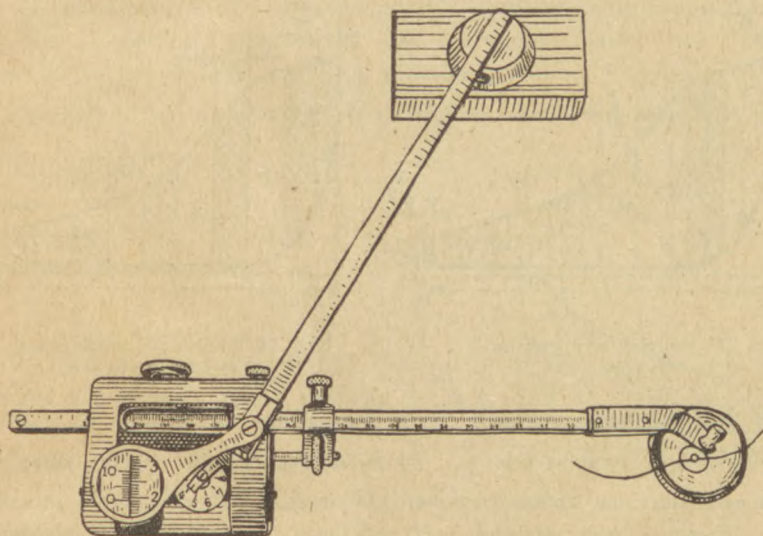
Powierzchnię wykresu parowego najłatwiej określić jest przy pomocy przyrządu zwanego planimetrem, przedstawionego na rys. 23. Składa się on z ramienia ruchomego ze wskaźnikiem F , ramienia biegunowego



Rys. 23 Planimetr

z biegunem *P*, licznika *Z* z rolką pomiarową *M* zaopatrzoną w noniusz *N*. Przy użyciu planimetru, zamocowuje się biegun *P*, oraz wskaźnikiem *F* zaznacza się wyraźnie punkt wyjściowy na wykresie. Po zanotowaniu stanu licznika oprowadza się dokładnie wykres wskaźnikiem *F* aż do powrotu do punktu wyjściowego. Odczytuje się stan końcowy licznika. Różnica między odczytami na liczniku daje powierzchnię wykresu. Wynik jest czterocyfrowy, który odczytuje się w sposób następujący:

- a) pierwsza cyfra z licznika *Z*, który wskazuje pełne obroty rolki pomiarowej
- b) druga i trzecia cyfra z rolki pomiarowej
- c) czwarta cyfra z noniusza.



Rys 24 Widok planimetru

Skala, w jakiej otrzymuje się powierzchnię wykresu, zależy od długości ramienia pomiarowego. Oznaczenie $0,1 \text{ cm}^2$ na ramieniu wskazuje, że w celu otrzymania powierzchni wykresu, wynik pomiaru trzeba pomnożyć przez 0,1.

Odczyt planimetru pokazanego na rys. 24 jest 4191.

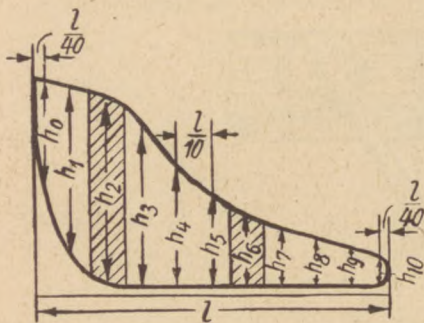
Przykład: Przy nastawieniu ramienia planimetru na $0,1 \text{ cm}^2$ odczytujemy:

Przed planimetrowaniem	6384
Po planimetrowaniu	<u>6539</u>
Różnica	155

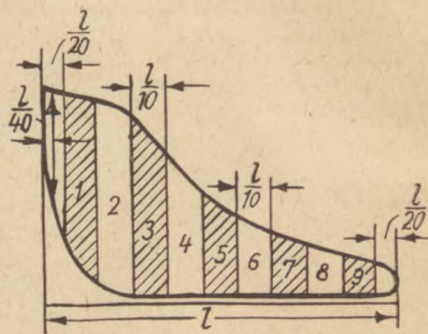
Zatem powierzchnia wykresu będzie $155 \cdot 0,1 = 15,5 \text{ cm}^2$

Średnią wysokość wykresu otrzymuje się dzieląc powierzchnię wykresu przez jego długość, zatem $h = \frac{F}{l}$.

Jeżeli nie ma do dyspozycji planimetru, to powierzchnię wykresu można obliczyć drogą rachunkową, np. przez podzielenie wykresu na kilka trapezów. Należy podkreślić, że wynik takiego obliczenia jest mniej dokładny.



Rys. 25 Podział wykresu na trapezy



Rys. 26 Obliczenie powierzchni metodą trapezów

Jak pokazano na rys. 25, przeprowadza się rzędne w równych odległościach wynoszących $\frac{l}{10}$, od h_1 do h_9 , oraz w $\frac{1}{4}$ -tej odległości na początku i na końcu wykresu rzędne h_0 i h_{10} .

Każda z tych rzędnych jest traktowana jako środkowa trapezów, o wysokości $\frac{l}{10}$, względnie $\frac{l}{20}$ dla trapezów skrajnych (rys. 26). Suma powierzchni trapezów jest powierzchnią wykresu parowego. Powierzchnia trapezu jest równa iloczynowi środkowej i wysokości. Dla wysokości od h_1 do h_9 będzie: $F_1 = h_1 \cdot \frac{l}{10}$; $F_2 = h_2 \cdot \frac{l}{10}$; $F_3 = h_3 \cdot \frac{l}{10}$ itd. Dla trapezów skrajnych będzie $F_0 = h_0 \cdot \frac{l}{20}$ i $F_{10} = h_{10} \cdot \frac{l}{20}$

Powierzchnia całkowita będzie:

$$\begin{aligned}
 F &= h_0 \cdot \frac{l}{20} + h_{10} \cdot \frac{l}{20} + h_1 \cdot \frac{l}{10} + h_2 \cdot \frac{l}{10} + h_3 \cdot \frac{l}{10} + \dots + h_9 \cdot \frac{l}{10} \\
 &= \frac{l}{10} \left(\frac{h_0}{2} + \frac{h_{10}}{2} \right) + \frac{l}{10} (h_1 + h_2 + h_3 + \dots + h_9) = \frac{l}{10} \left(\frac{h_0}{2} + h_1 + \right. \\
 &\quad \left. + h_2 + h_3 + \dots + h_9 + \frac{h_{10}}{2} \right)
 \end{aligned}$$

Przy średniej wysokości wykresu, jego powierzchnia będzie $F = h \cdot l$, z czego

$$h = \frac{F}{l}, \text{ zatem:}$$

$$h = \frac{l \left(\frac{h_0}{2} + h_1 + h_2 + h_3 + \dots + h_9 + \frac{h_{10}}{2} \right)}{l} \text{ lub:}$$

$$h = \frac{1}{10} \left(\frac{h_0}{2} + h_1 + h_2 + h_3 + \dots + h_9 + \frac{h_{10}}{2} \right)$$

Z określonej w ten sposób średniej wysokości wykresu wyznacza się średnie ciśnienie indykowane p_m w sposób następujący: skala sprężyny podaje ile mm wysokości odpowiada 1 at = 1 kg/cm². Jeżeli skala sprężyny jest np. $f = 3 \frac{\text{mm}}{\text{at}}$, zaś średnia wysokość wynosi 13,5 mm, to średnie ciśnienie $p_m = \frac{13,5}{3} = 4,5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$. Ogólnie $p_m = \frac{h}{f}$,

a ponieważ $h = \frac{F}{l}$ więc

$$p_m = \frac{F}{l \cdot f} \text{ kg/cm}^2$$

W obydwu powyższych wzorach F należy przedstawić w mm², zaś h i l w mm.

Przykład: Jakie jest średnie ciśnienie wykresu podanego na rys. 27, Rys. 27 Przykład wykresu parowego jeżeli skala sprężyny jest $f = 3$?

Wysokości od h_0 do h_{10} w mm wynoszą:

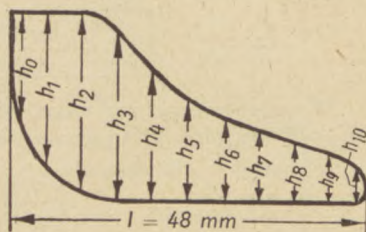
$$h_0 = 16; h_1 = 21,5; h_2 = 24,5; h_3 = 22,5; h_4 = 17,5;$$

$$h_5 = 14,0; h_6 = 11,5; h_7 = 10,0; h_8 = 8,5; h_9 = 7; h_{10} = 4,5;$$

Długość wykresu wynosi $l = 48$ mm.

Średnią wysokość obliczymy ze wzoru:

$$h = \frac{1}{10} \left(\frac{h_0}{2} + h_1 + h_2 + \dots + h_9 + \frac{h_{10}}{2} \right)$$



Średnie ciśnienie obliczymy ze wzoru $p_m = \frac{h}{f}$

Liczbowo rachunek przedstawia się następująco:

$$h = 0,1 (8 + 21,5 + 24,5 + 22,5 + 17,5 + 14,0 + 11,5 + 10,0 + 8,5 + 7 + 2,25) = 0,1 \cdot 147,25 = 14,725 \text{ mm.}$$

$$p_m = \frac{h}{f} = \frac{14,725}{3} = 4,908 \text{ kg/cm}^2 \approx \underline{\underline{4,9 \text{ kg/cm}^2}}$$

OBLICZENIE MOCY INDIKOWANEJ

Do obliczenia mocy indykowanej, prócz ciśnienia średniego, potrzebne są jeszcze następujące wielkości: średnica cylindra D , średnica tłoczyśka d , skok tłoka s , oraz ilość obrotów na minutę n . Moc indykowana obliczamy oddzielnie dla strony korbowej i odkorbowej, gdyż przy jednostronnym tłoczyśku strona korbowa tłoka ma mniejszą powierzchnię czynną aniżeli strona odkorbowa, oraz średnie ciśnienie nie jest dokładnie jednakowe dla obu stron cylindra.

Dla strony odkorbowej moc indykowana jest:

$$N_{iD} = \frac{F_D \cdot p_{mD} \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ [KM]}$$

i odpowiednio dla strony korbowej:

$$N_{iK} = \frac{F_K \cdot p_{mK} \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ [KM]}$$

Dla uproszczenia rachunku, wielkości stałe można połączyć i obliczyć tzw. stałe cylindra, które oczywiście są różne dla obu stron cylindra.

Dla strony odkorbowej:

$$C_D = \frac{F_D \cdot s}{60 \cdot 75}$$

oraz dla strony korbowej:

$$C_K = \frac{F_K \cdot s}{60 \cdot 75}$$

Wstawiając te wartości do wzorów na moc otrzymamy:

$$N_{iD} = C_D \cdot p_{mD} \cdot n \text{ [KM]}$$

$$N_{iK} = C_K \cdot p_{mK} \cdot n \text{ [KM]}$$

Całkowita moc będzie:

$$N_i = N_{iD} + N_{iK} \text{ [KM]}$$

Dla maszyn sprzężonych oznaczamy:

N_{iHD}	=	Moc indykowana	WP	cyndra,	strona	odkorbowa
N_{iHK}	=	"	"	"	"	korbową
N_{iND}	=	"	NP	"	"	odkorbowa
N_{iNK}	=	"	"	"	"	korbową

WP — oznacza cylinder wysokoprężny

NP — " " niskoprężny

Moc maszyny sprzężonej o podwójnym rozprężaniu jest:

$$N_i = N_{iHD} + N_{iHK} + N_{iND} + N_{iNK} \text{ [KM]}$$

Przykład: Maszyna parowa o podwójnym rozprężaniu pary posiada następujące wymiary:

średnica cylindra WP	$D_H = 225 \text{ mm}$
" " NP	$D_N = 380 \text{ mm}$
skok	$s = 400 \text{ mm}$
średnica tłoczyska	$d = 65 \text{ mm}$

Z indykowania obliczono następujące średnie ciśnienia:

WP cylinder	strona	odkorbowa	$p_{mHD} = 4,97 \text{ at}$
WP	"	korbową	$p_{mHK} = 5,15 \text{ at}$
NP	"	odkorbowa	$p_{mND} = 1,23 \text{ at}$
NP	"	korbową	$p_{mNK} = 1,54 \text{ at}$

W czasie indykowania ilość obrotów wynosiła $n = 152 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$

- Należy obliczyć:
- 1) stałe cylindrów
 - 2) moc wszystkich stron cylindrów
 - 3) moc indykowaną całej maszyny.

Rachunek ma przebieg następujący:

do pkt. 1: stałe cylindrów obliczamy ze wzorów:

$$C_D = \frac{F_D \cdot s}{60 \cdot 75} \quad \text{oraz} \quad C_K = \frac{F_K \cdot s}{60 \cdot 75}$$

F_D obliczamy jako powierzchnię koła o średnicy D_H ; $F_D = \frac{D_H^2 \cdot \pi}{4}$

F_K jako powierzchnię pierścienia; $F_K = \frac{D_H^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$

F_D i F_K obliczamy w cm^2 zaś skok s w m.

do pkt. 2.: obliczenie mocy poszczególnych stron cylindrów robimy według wzorów:

$$N_{iD} = C_D \cdot p_{mD} \cdot n \quad i \quad N_{iK} = C_K \cdot p_{mK} \cdot n$$

do pkt. 3.: całkowita moc maszyny jest równa sumie mocy poszczególnych stron cylindrów.

Rozwiązanie: $D_H = 225 \text{ mm} = 22,5 \text{ cm}$ $D_N = 380 \text{ mm} = 38 \text{ cm}$
 $s = 400 \text{ mm} = 0,4 \text{ m}$ $d = 65 \text{ mm} = 6,5 \text{ cm}$

do pkt. 1.: a) czynna powierzchnia tłoka cylindra WP po stronie od-
 korbowej

$$F_{HD} = \frac{D_H^2 \cdot \pi}{4} = \frac{22,5^2 \cdot \pi}{4} = 397,6 \text{ cm}^2$$

Stała cylindra

$$C_{HD} = \frac{F_{HD} \cdot s}{60 \cdot 75} = \frac{397,6 \cdot 0,4}{60 \cdot 75} = 0,0353$$

b) czynna powierzchnia tłoka cylindra WP po stronie korbowej

$$F_{HK} = \frac{D_H^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = 397,6 - \frac{6,5^2 \cdot \pi}{4} =$$

$$= 397,6 - 33,18 = 364,42 \text{ cm}^2$$

Stała cylindra

$$C_{HK} = \frac{F_{HK} \cdot s}{60 \cdot 75} = \frac{364,42 \cdot 0,4}{60 \cdot 75} = 0,0324$$

c) czynna powierzchnia tłoka cylindra NP po stronie odkorbowej

$$F_{ND} = \frac{D_N^2 \cdot \pi}{4} = \frac{38^2 \cdot \pi}{4} = 1134 \text{ cm}^2$$

Stała cylindra

$$C_{ND} = \frac{F_{ND} \cdot s}{60 \cdot 75} = \frac{1134 \cdot 0,4}{60 \cdot 75} = 0,101$$

d) czynna powierzchnia tłoka cylindra NP po stronie korbowej

$$F_{NK} = 1134 - 38,18 = 1100,82 \text{ cm}^2$$

Stała cylindra

$$C_{NK} = \frac{F_{NK} \cdot s}{60 \cdot 75} = \frac{1100,82 \cdot 0,4}{60 \cdot 75} = 0,098$$

do pkt. 2.: a) moc cylindra WP po stronie odkorbowej

$$N_{iHD} = C_D \cdot p_{mHD} \cdot n = 0,0353 \cdot 4,97 \cdot 152 = 26,7 \text{ KM.}$$

b) moc cylindra WP po stronie korbowej

$$N_{iHK} = C_K \cdot p_{mHK} \cdot n = 0,0324 \cdot 5,15 \cdot 152 = 25,4 \text{ KM.}$$

c) moc cylindra NP po stronie odkorbowej

$$N_{iND} = C_D \cdot p_{mND} \cdot n = 0,101 \cdot 1,23 \cdot 152 = 18,9 \text{ KM.}$$

d) moc cylindra WP po stronie korbowej

$$N_{iNK} = C_K \cdot p_{mNK} \cdot n = 0,098 \cdot 1,54 \cdot 152 = 23,0 \text{ KM.}$$

do pkt. 3.: Całkowita moc maszyny:

$$\begin{aligned} N_i &= N_{iHD} + N_{iHK} + N_{iND} + N_{iNK} \\ &= 26,7 + 25,4 + 18,9 + 23,0 = 94 \text{ KM.} \end{aligned}$$

Prócz mocy indykowanej istnieje moc użyteczna — odbierana na wale korbowym maszyny. Moc użyteczna jest mniejsza od indykowanej, gdyż powstają straty tarcia tłoka, uszczelnień, łożysk itd.

Moc użyteczną oznaczamy przez N_e .

Stosunek $\frac{N_e}{N_i}$ nazywa się mechanicznym współczynnikiem sprawności i

oznacza się:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

Współczynnik ten jest zawsze mniejszy od jedności. Jeżeli znany jest η_m , to mając moc indykowaną można obliczyć moc użyteczną ze wzoru:

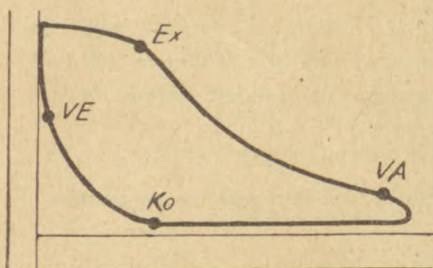
$$N_e = \eta_m \cdot N_i$$

Zadania.

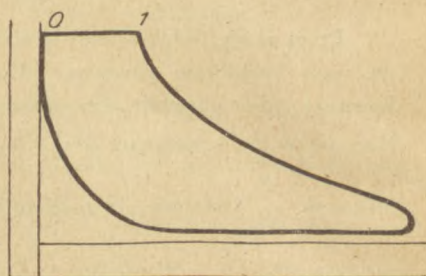
- 1) Jednocylindrowa maszyna parowa ma średnicę cylindra 620 mm oraz skok 1140 mm. Średnica jednostronnego tłoczyska jest 90 mm. Ilość obrotów maszyny $n = 120$ m. Przy indykowaniu otrzymano średnie ciśnienie po stronie odkorbowej $2,6 \text{ kg/cm}^2$ i po stronie korbowej $2,7 \text{ kg/cm}^2$. Mechaniczny współczynnik sprawności wynosi $\eta_m = 0,92$. Obliczyć moc indykowaną i użyteczną maszyny.
- 2) Bliźniacza maszyna parowa o średnicy 900 mm i skoku 1500 mm wykonuje $n = 50$ obr/min. Mechaniczny współczynnik sprawności wynosi $\eta_m = 0,90$. Dla wszystkich stron obu cylindrów przyjmując średnie ciśnienie $p_m = 3 \text{ kg/cm}^2$. Średnica nawskrośnego tłoczyska wynosi $d = 120$ mm. Obliczyć moc indykowaną i użyteczną maszyny.

ROZPOZNANIE USTEREK MASZyny I ROZRZĄDU NA PODSTAWIE WYKRESU INDYKATORA

Od czasu do czasu, a szczególnie po naprawach maszyny, należy zdejmować wykresy indykatora, których wygląd wskazuje na usterki rozrządu pary i nieszczelności tłoka; prócz tego wykresy są potrzebne do obliczenia mocy indykowanej maszyny. Normalny wykres jest po-



Rys 28
Normalny wykres



Rys 29
Teoretyczny wykres

kazany na rys. 28; wskazuje on, że ciśnienie pary spada już podczas napełnienia. Teoretyczny wykres pokazany dla porównania na rys. 29 zachowuje stałe ciśnienie podczas napełnienia, gdyż linia wlotu 0 — 1 jest odcinkiem prostej równoległej do linii atmosferycznej. Na normalnym wykresie linia wlotu opada nieco i następnie stopniowo przechodzi w linię rozprężania. Spadek ciśnienia pary podczas napełnienia spowodowany jest oporami, na jakie napotyka para w kanałach wlotowych organu rozrządowego. Wielkość oporów zależy znowu od szybkości pary w przekrojach wlotowych sterowanych np. przez suwak. Przekroje wlotowe zmieniają się w czasie ruchu suwaka i przy końcu napełnienia są już tak małe, że nie można przez nie przepuścić takiej ilości pary, jak przy całkowicie otwartym kanale. Wykresy, które odbiegają od wykresu normalnego są wykresami wadliwymi. Odchylenia od wykresu normalnego mogą być spowodowane przez:

- 1) wady indykatora lub jego napędu,
- 2) wadliwe działanie rozrządu pary,
- 3) nieszczelności maszyny.

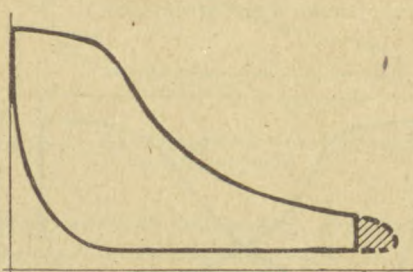
1) Rys. 30 pokazuje wykres, przy którym sznur jest za długi, wskutek czego wykres jest krótszy o część zakreskowaną.

Rys. 31 pokazuje wykres, przy którym sznur jest za krótki. Ogólnie można powiedzieć: jeżeli na końcu wykresu są ostre załamania bez łagodnych przejść, to długość sznura napędzającego indykator jest niewłaściwa.

Wykres przedstawiony na rys. 32 wskazuje na zbyt duże tarcie tloczka indykatora. Szczególnie znamieny jest prawie pionowy spadek linii



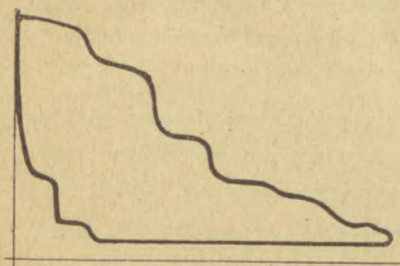
Rys. 30 Wykres przy za długim sznurze



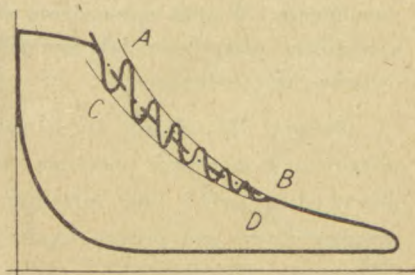
Rys. 31 Wykres przy za krótkim sznurze

na początku rozprężania. Tłoczek indykatora porusza się ze swego najwyższego położenia dopiero wtedy, gdy ciśnienie pod nim opadnie dostatecznie nisko. W tym wypadku cylinder i tłoczek należy dokładnie oczyścić i dobrze nasmarować.

Na rys. 33 widzimy wykres, na którym linia rozprężania wykazuje regularne, stopniowo zanikające drgania, spowodowane wahaniami

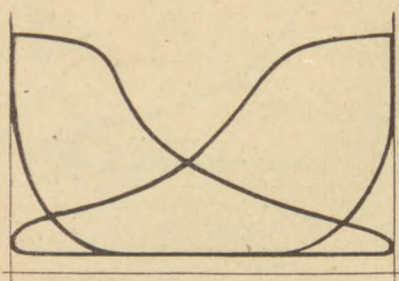


Rys. 32 Wykres przy zbyt dużym tarciu tloczka indykatora

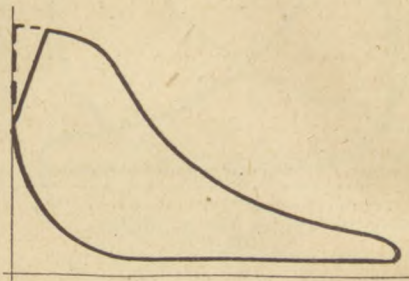


Rys. 33 Wykres przy wahającej się sprężynie indykatora

sprężyny wytraconej ze stanu równowagi szybko następującymi po sobie zmianami ciśnienia. Tę usterkę indykatora można usunąć przez powiększenie tarcia w połączeniach przegubowych przekładni dźwigniowej; zachodzi jednak obawa, że wskazania indykatora nie będą dokładne. Opisane wahania zachodzą przeważnie przy słabych sprężynach. Z wykresu na rys. 33 można odnaleźć właściwą linię rozprężania, kreśląc dwie linie ograniczające AB i CD , oraz przeprowadzając kilka rzędnych prostopadłych do linii atmosferycznej. Łącząc środki odcinków zawartych między liniami granicznymi, otrzymamy właściwą linię rozprężania, zaznaczoną na rysunku linią przerywaną.



Rys. 34 Niejednakowe napełnienia obu stron cylindra

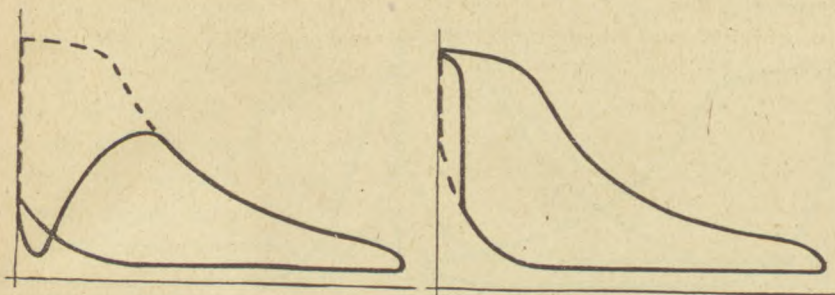


Rys. 35 Opóźniony wlot przedzwrotowy

2) Następujące wykresy wskazują na wadliwe działanie rozrządu parowego, wskutek zużycia części mechanizmu lub niewłaściwej regulacji. Rys. 34 pokazuje wykresy strony korbowej i odkorbowej o niejednakowym napełnieniu. W celu zapewnienia równomierności biegu maszyny, trzeba mechanizm rozrządowy tak wyregulować, aby napełnienia z obu stron cylindra były jednakowe.

Na rys. 35 widzimy, że po sprężeniu pełne ciśnienie pary nie jest osiągnięte w martwym położeniu tłoka, lecz dopiero gdy tłok przejdzie pewną drogę, gdyż wlot przedzwrotowy jest opóźniony. Jeżeli wlot przedzwrotowy jest jeszcze bardziej opóźniony, to wykres ma wygląd jak na rys. 36. W tym wypadku przewidziane ciśnienie w cylindrze w ogóle nie jest osiągnięte. Wynika z tego jasno, że wskutek tej wady rozrządu pary, moc maszyny znacznie spada. Rozrząd pary musi być

tak wyregulowany, żeby wlot przedzwrotowy nastąpił bezpośrednio przed martwym punktem. Jeżeli wlot przedzwrotowy następuje zbyt wcześnie, to wykres ma wygląd jak na rys. 37.



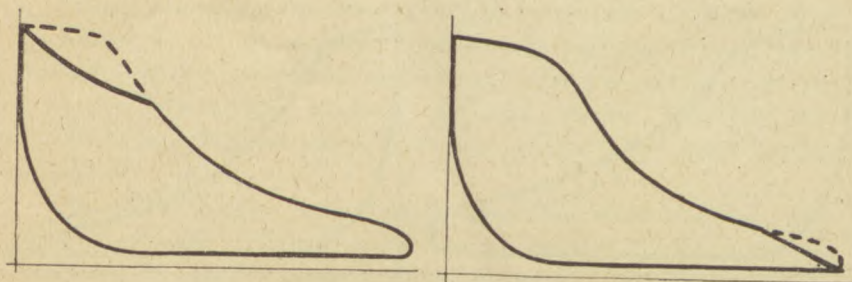
Rys. 36 Wykres przy opóźnionym wlocie przedzwrotowym

Rys. 37 Wykres przy za wczesnym wlocie przedzwrotowym

Linia ciśnienia w okresie sprężania wznosi się pionowo do góry, co oznacza, że wlot przedzwrotowy rozpoczął się za wcześnie. Nadmierne przeciwcisnienie powoduje zmniejszenie mocy maszyny.

Rys. 38 wskazuje, że linia ciśnienia w okresie napełnienia opada za szybko. Niedostateczna ilość pary dostaje się do cylindra, aby utrzymać ciśnienie pary na właściwej wysokości w okresie napełnienia. Powodem tej usterki jest dławienie pary w zbyt wąskich kanałach dolotowych, lub też skutek niecałkowitego otwarcia przez suwak okna dolotowego.

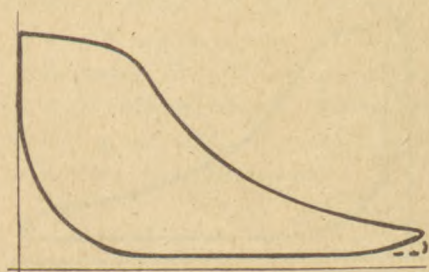
Z wykresu na rys. 39 widać, że wylot przedzwrotowy następuje za wcześnie, wskutek czego rozprężanie pary nie jest dostatecznie wykorzystane.



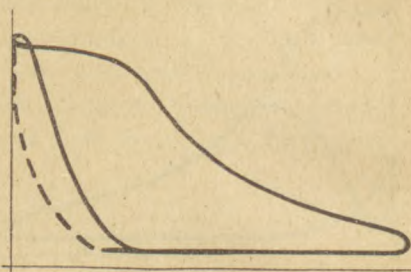
Rys. 38 Wykres przy dławieniu pary dolotowej

Rys. 39 Wykres przy za wczesnym wylocie przedzwrotowym

Rys. 40 przedstawia wykres, na którym wylot przedzwrotowy jest spóźniony, co powoduje duże przeciwcisnienie na początku powrotnego suwu tłoka. Zmniejszenie powierzchni wykresu oznacza spadek mocy maszyny.



Rys. 40 Wykres przy opóźnionym wylocie przedzwrotowym

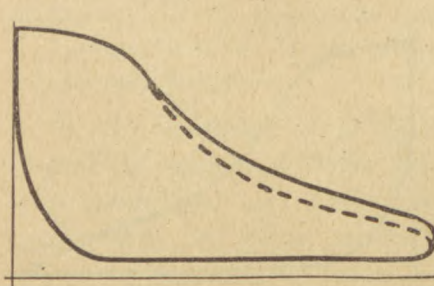


Rys. 41 Wykres przy przedwczesnym sprężaniu

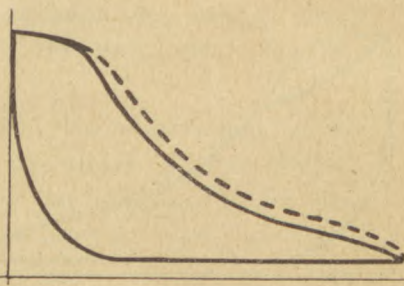
Na rys. 41 pokazany jest wykres, na którym sprężanie rozpoczyna się za wcześnie wskutek przedwczesnego odcięcia wylotu pary. Para jeszcze znajdująca się w cylindrze zostaje sprężona ponad ciśnienie pary dolotowej, przed osiągnięciem przez tłok martwego położenia. Pętla na wykresie wskazuje na spadek mocy maszyny.

3) Następujące rysunki wykresów parowych wskazują na usterki spowodowane nieszczelnościami maszyny.

Na rys. 42 linia rozprężania przebiega zbyt płasko, co oznacza, że organ sterujący wlot pary jest nieszczelny. Para dopływa do cylindra w czasie rozprężania, wskutek czego rozchód pary jest zwiększony i praca maszyny jest nieekonomiczna.

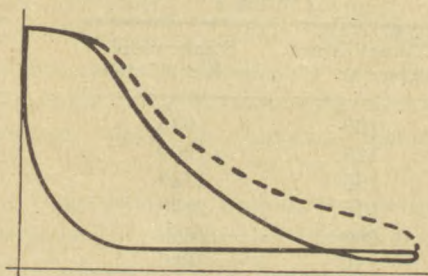


Rys. 42 Wykres przy nieszczelnym organie wlotowym



Rys. 43 Wykres przy nieszczelnym tłoku lub organie wylotowym

Na rys. 43 linia rozprężania opada zbyt stromo w porównaniu z wykresem normalnym, co znaczy, że para uchodzi z cylindra wskutek nieszczelności tłoka lub organu sterującego wylot pary. Jeżeli w tłoku są duże nieszczelności to wykres ma wygląd jak pokazano na rys. 44. Spadek ciśnienia jest tak duży, że z prawej strony wykresu powstaje pętla. Pętla na wykresie oznacza zawsze spadek mocy.



Rys. 44 Wykres przy bardzo nieszczelnym tłoku

Powierzchnie wykresów pokazanych na rysunkach od 35 do 44 są (z wyjątkiem wykresu rys. 42) mniejsze aniżeli powierzchnie wykresów normalnych, przytem w każdym wypadku zachodzi zmniejszenie mocy maszyny. W wypadku wykresu na rys. 42, większa powierzchnia wykresu oznacza wprawdzie powiększenie mocy, jednak kosztem nadmiernego zużycia pary wskutek nieszczelności organu wlotowego.

DOZÓR I OBSŁUGA

Dozór i obsługa siłowni parowej obejmuje zbadanie maszyn i przewodów parowych przed uruchomieniem, dozór i usuwanie usterek w czasie pracy maszyn będących w ruchu, jakoteż naprawę i przygotowanie do pracy oraz konserwację maszyn niepracujących.

Przed uruchomieniem maszyny należy baczyć, aby w pobliżu części poruszających się nie znajdowały się kawałki czyściwa, klucze, śruby, nakrętki. Zbadać urządzenia smarownicze, zwracając baczną uwagę, aby wszystkie łożyska były należycie napełnione olejem. Regulator oraz wszystkie jego dźwignie muszą swobodnie poruszać się w stanie zimnym i ciepłym.

Przewody parowe winny doprowadzać do maszyny ciepło pary pobrane w kotle z możliwie najmniejszymi stratami. Przewody parowe wykonane z żelaza, a zatem z materiału dobrze przewodzącego ciepło, powodowałyby duże straty ciepła, gdyby nie stosowano środków zaradczych w postaci otulania (izolacji) przewodów parowych. Tablica I podaje

godzinowe straty ciepła na 1m^2 powierzchni przewodów dla różnych temperatur pary.

Tablica 1

Temperatura pary w $^{\circ}\text{C}$	Straty ciepła w Kal/m^2 godz
100	945
125	1300
150	1720
175	2170
200	2660
250	3800
300	5180
350	6750
400	8740

Tablica 2

Temperatura pary w $^{\circ}\text{C}$	Oszczędność ciepła w $\%$
100	81
150	83
200	84
250	86
300	87
350	88
400	89

Przez właściwe otulanie przewodów straty ciepła można bardzo wydatnie obniżyć, jak to pokazano na tablicy 2, gdzie podane są oszczędności ciepła w $\%$ przy przewodach otulonych w porównaniu z przewodami gołymi.

Jako otulinę stosuje się azbest, wełnę szklaną, wełnę żuźlową, lub podobne materiały porowate. Działanie ochronne materiałów otulinowych polega na własnościach izolacyjnych powietrza, które w postaci nieskończonej dużej ilości porów znajduje się w tych materiałach. Prócz złego przewodzenia ciepła materiały otulinowe muszą wykazywać dużą odporność na wysokie temperatury. Otulina musi być chroniona przed wilgocią przez stosowanie dodatkowego pokrycia zewnętrznego. Specjalną uwagę trzeba zwrócić na otulanie kołnierzy. Najbardziej celowym jest otulanie kołnierzy przy pomocy zdejmowanych pokryw, co umożliwi naprawę uszczelnienia kołnierzy bez niszczenia otuliny.

Przed uruchomieniem maszyna powinna być podgrzewana przez 20 do 45 minut, zależnie od stopnia ostudzenia. Robi się to przez powolne otwieranie zaworu odcinającego przy kotle, przy zamkniętym zaworze odcinającym maszyny i otwartych kurkach odwadniających.

Przy tłoku znajdującym się nieco poza martwym położeniem, kiedy kanał wlotowy z jednej jego strony, oraz wylotowy z drugiej strony, są już w małym stopniu otwarte, otwieramy powoli zawór odcinający.

Dla odwodnienia cylindra, na jego pokrywach oraz na skrzynce suwakowej, względnie zaworowej, są umieszczone kurki odwadniające, niejednokrotnie połączone ze sobą układem dźwigni.

Po wyłączeniu maszyny kurki odwadniające należy otworzyć, zaś bezpośrednio po podgrzaniu przy uruchamianiu - zamknąć. Zaniedbanie podgrzania maszyny oraz niedostateczne odwodnienie powoduje uszkodzenia cylindra, pokryw, krzyżulca i czopów korbowych wskutek uderzenia wodnego, lub obluźnienie tłoka na tłoczysku wskutek jednostronnego jego nagrzania.

Puszczanie w ruch maszyny następuje po powolnym otwarciu zaworu odcinającego. Przy maszynach ze skraplaczem natryskowym, po kilku obrotach maszyny, należy otworzyć kurek natryskowy, oraz zamknąć kurki odwadniające na cylindrze. Skraplacz powierzchniowy należy uruchomić po około $\frac{1}{2}$ godziny po puszczeniu maszyny w ruch.

Uruchomienie maszyny powinno odbywać się bez obciążenia lub przy nieznacznym obciążeniu. Całkowite obciążenie można dać dopiero po uzyskaniu przez maszynę pełnych obrotów. Należy unikać gwałtownych zmian obciążenia od pełnego do jałowego i na odwrót.

Praca maszyny musi odbywać się przy najwyższym współczynniku sprawności. Przy ustalaniu warunków pracy należy kierować się przepisami wytwórni dla danego typu maszyny. Należy zapewnić dostateczne smarowanie części trących się, aby nie występowało ich grzanie się lub nadmierne zużycie. Podwyższona temperatura łożysk wskazuje na niedobór oleju lub nieodpowiednie jego właściwości smarne. Smarowniczkę kropelkową oraz łożyska pierścieniowe należy okresowo dopełniać. Pierścienie olejowe nie mogą być unieruchomione. Wszystkie części trące się jak łożyska wału korbowego, czopy korbowe, prowadnica, krzyżulec, części ruchome rozrządu pary i regulatora muszą być stale doglądane w czasie pracy maszyny.

Narzędzia i części zamienne winny znajdować się w pobliżu maszyny, i być chronione przed rdzą i uszkodzeniem. Materiały smarne, czysto, szczeliwo, uszczelki, śruby itp. winny znajdować się stale w magazynie w dostatecznej ilości. Użyte części zamienne należy natychmiast uzupełniać. Aby uniknąć zamarznięcia kropli lub wody chłodzącej, temperatura w maszynowni nie może spaść poniżej 3°C.

Smarowanie cylindra, szczególnie przy zastosowaniu pary przegrzanej musi być wystarczające. Stan smarowania można stwierdzić przez próbę wydmuchową. Należy otworzyć kurek indykatora i pod strumień pary

podstawić arkusz papieru przymocowany na deszczulce. Jeżeli zabarwienie jest jasno- lub ciemnożółte, to smarowanie jest wystarczające; zabarwienie czarne wskazuje na niedostateczną ilość oleju lub niewłaściwy jego gatunek.

Przy skraplaniu powierzchniowym dogład i obserwacja rozciągają się na stan wody pompy kondensacyjnej, stan podciśnienia, temperaturę wody chłodzącej, ilość obrotów pomp, oraz stan wody w zbiorniku ze skroplinami. Przewody podciśnieniowe oraz ssące ze względu na utrzymanie odpowiedniego podciśnienia w skraplaczu winny być szczelne.

W rurociągu parowym należy niezwłocznie naprawiać otulinę oraz usunąć nieszczelności. W wypadku nieszczelności połączeń kołnierzowych należy dociągnąć śruby. Nieszczelności rurociągu powodują straty pary oraz uszkodzenia otuliny.

Należy zbadać stan mechanizmów odcinających, oraz zbiorników kondensacyjnych. Nieszczelność zbiorników można poznać po syczeniu, podwyższonej temperaturze rury odprowadzającej skropliny, lub obłoczku pary wydostającej się z tej rury. Oczyszczenie i dotarcie zaworów usuwa tę usterkę.

PRZYCZYNY I USUWANIE NIEDOMAGAŃ RUCHOWYCH

Stukanie pierścieni tłokowych spowodowane jest niedostatecznym smarowaniem, lub nieodpowiednim gatunkiem stosowanego oleju. Niedomaganie usunąć można przez obfitsze smarowanie. Jeżeli w cylindrze występuje pluskanie, należy otworzyć kurki odwadniające, celem usunięcia skroplonej wody. Jeżeli w cylindrze występują ostre uderzenia, należy maszynę niezwłocznie zatrzymać i po zdjęciu pokryw cylindrowych ustalić przyczynę niedomagania. Nieszczelne zawory parowe należy niezwłocznie dotrzeć. Szczelność zaworów można sprawdzić w ten sposób, że tłok ustawią się w takim położeniu, przy którym nie powinno być ani wlotu pary do cylindra, ani jej wylotu z cylindra. Po dopuszczeniu pary do maszyny, para ukazująca się w otwartym kraniku indykatora wskazuje na nieszczelność zaworów.

Nieszczelności przewodów parowych ograniczają się przeważnie do połączeń kołnierzowych. Łatwo je usunąć przez dociągnięcie śrub kołnierzowych, lub zmianę uszczelki.

Przed zatrzymaniem maszyny należy ją stopniowo odciążać i zawór odcinający przymknąć na tyle, aby maszyna biegła bardzo wolno. Przy

skraplaczu natryskowym należy otworzyć kurki odwadniające, przez które wchodzi powietrze i niweczy próżnię skraplacza. Przy skraplaczu powierzchniowym należy najpierw zamknąć dopływ wody chłodzącej, a następnie unieruchomić napęd pompy kondensacyjnej.

Po zatrzymaniu maszyny należy otworzyć kurki spustowe w celu usunięcia skroplin ze wszystkich części składowych maszyny. Na końcu odciąć dopływ oleju smarnego.

Przy unieruchomieniu maszyny należy baczyć, aby uniknąć naprężeń cieplnych rurociągów przez zbyt szybkie ich ochładzanie. Przewody należy dokładnie odwodnić. Urządzenia pomocnicze wbudowane do rurociągów służą do odwodnienia, oraz do usuwania szlamu.

Przed unieruchomieniem maszyny na dłuższy okres czasu, należy obficie nasmarować poszczególne jej części. W razie potrzeby należy wyjąć łożyska. Aby uniknąć rdzewienia gładzi cylindra, tłocznicy i wału, należy zmieniać położenie tłoka przez pokręcanie koła zamachowego w pewnych odstępach czasu. Wszystkie powierzchnie, na których w czasie pracy maszyny występuje tarcie, wszystkie sprężyny, śruby, uszczelki, muszą być dokładnie zbadane. Po ustaleniu wszelkich uszkodzeń, zanotowanych w dzienniku maszynowym, maszynista winien dopilnować ich usunięcia. Przed dłuższym unieruchomieniem maszyny poleca się zdjęcie wykresów indykatora. Wszystkie wyżej podane uwagi odnoszą się także do maszyn i urządzeń skraplacza.

Należy przeprowadzić dokładne badanie rurociągów, tzn. wszystkich połączeń kołnierzowych, ich szczelności oraz stanu otuliny. Zawory odcinające, zawory zwrotne, garnki kondensacyjne, odwadniacze, winny być dokładnie zbadane w celu ustalenia miejsc zużytych, mogących powodować straty pary lub zagrażać bezpieczeństwu ruchu. Przewody należy oczyścić zewnątrz i wewnątrz, przez przedmuchiwanie sprężonym powietrzem, lub posługując się szczotkami drucianymi itp. urządzeniami czyszczącymi. W wypadku potrzeby, wymienić części przewodów, kołnierze, uszczelki, naprawić otulinę na przewodach, oraz pokrywy na połączeniach kołnierzowych.

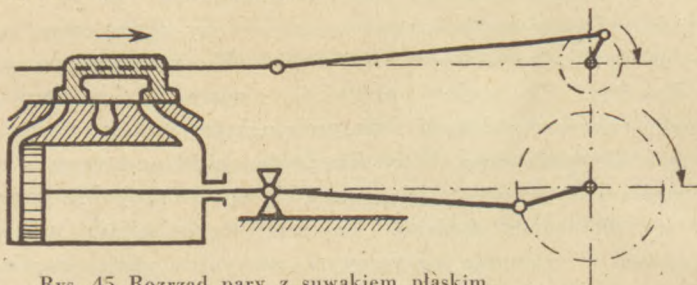
SUWAK PŁASKI

Świeża para dopływająca z kotła musi na zmianę działać na obie strony tłoka, który w ten sposób ma zapewniony ruch prostoliniowy zwrotny. Z tego powodu, w określonych położeniach tłoka, para musi

okresowo dopływać do cylindra i z niego wypływać. To zadanie spełnia rozrząd pary. W rozdziale „Wykres parowy i indyktor“ podano 4 okresy rozrządu pary, które następują po sobie po obu stronach tłoka, a mianowicie:

- 1) Wlot
- 2) Rozprężanie
- 3) Wylot
- 4) Sprężanie.

W dobrze zbudowanym urządzeniu rozrządowym, okresy te powtarzają się równomiernie i to w ten sposób, że po obu stronach tłoka wykonywana jest ta sama praca.

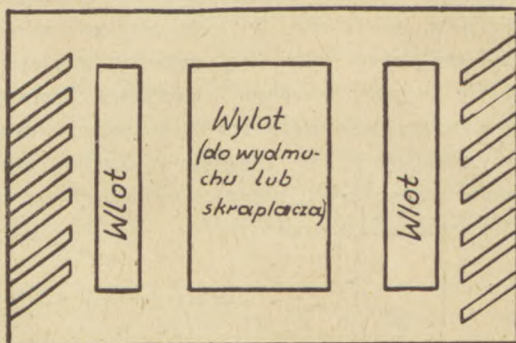


Rys. 45 Rozrząd pary z suwakiem płaskim

Najprostszym urządzeniem rozrządowym jest suwak płaski, (rys. 45), który porusza się na gładzi suwakowej, stanowiącej dolną część skrzynki suwakowej.

Na gładzi suwakowej (rys. 46) znajdują się dwa otwory kanałów, prowadzących do cylindra.

Między tymi otworami znajduje się trzeci, szerszy, połączony z rurą wydmuchową, lub z przewodem prowadzącym do skraplacza. Ten środkowy otwór jest zawsze pokryty przez suwak, co nie pozwala, aby



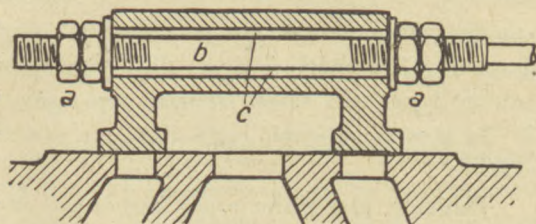
Rys. 46 Gładź suwaka

świeża para wypływała na zewnątrz. Suwak otrzymuje ruch posuwisty zwrotny od mimośrod, zaklinowanego na wale korbowym i połączonego z suwakiem przez drążek suwakowy. Na rys. 47 pokazane jest konstrukcyjne rozwiązanie suwaka płaskiego.

Jak wynika z rys. 45, krawędzie suwaka występują poza brzegi kanałów, tworząc przykrycie zewnętrzne i wewnętrzne. Wymiary przykryć, oraz szerokość kanałów, określają skok suwaka.

Suwak (rys. 47) winien być z umiarkowanym dociskiem zamocowany między nakrętkami *a*, zaś w kierunku pionowym musi mieć pewną swobodę ruchu tak, aby był zawsze dociskany do zwierciadła suwakowego ciśnieniem pary. Pierścieniowy luz *c* zapewnia suwakowi tę swobodę ruchu.

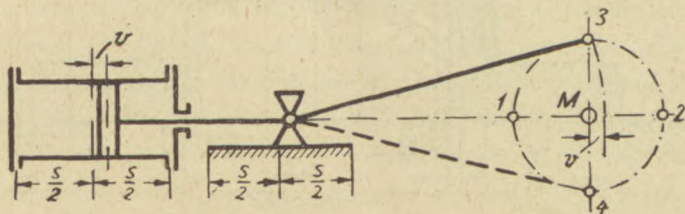
Siła, z jaką suwak jest dociskany do zwierciadła, zależy od jego wielkości. Im suwak jest większy, tym większa jest siła dociskająca, wobec czego potrzebna jest większa siła uru-



chamiająca suwak i zużycie zwierciadła następuje szybciej.

Z tego względu pożądane jest, aby suwak miał małe wymiary. Dla zmniejszenia tarcia zwierciadło suwaka zaopatrzone jest w rowki smarowe, dostępne dla smarowania parą. Rowki te poza tym częściowo odciążają zwierciadło, gdyż w tych miejscach ciśnienie pary działa w kierunku przeciwnym do docisku suwaka.

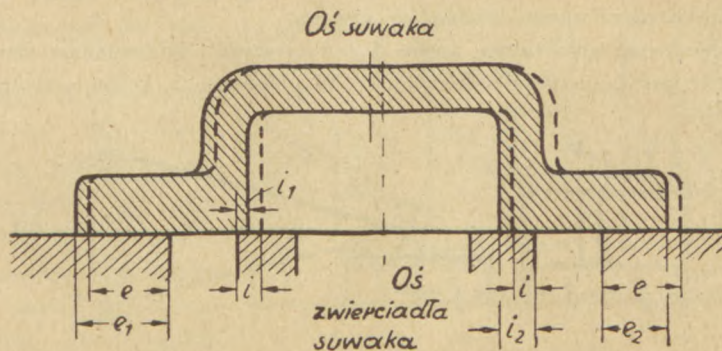
Martwym położeniom korby 1 i 2 (rys. 48), odpowiadają również martwe położenia tłoka i krzyżulca. W położeniu 3, korba przeszła na



Rys. 48 Położenia tłoka przy napędzie korbowym

półokręgu koła korbowego połowę swojej drogi od położenia 1 do 2; jednak tłok i krzyżulec w tym samym czasie przebiegły więcej aniżeli połowę swojej drogi, gdyż znajdują się poza swoimi położeniami środkowymi. Gdyby czop korby nie poruszał się od punktu 1 do punktu 3 po obwodzie koła, lecz z punktu 1 przeszedł do środka koła M , to tłok i krzyżulec znalazłyby się dokładnie w swoim środkowym położeniu. Wyobrażając sobie, że czop korbowy z punktu M zostanie przeniesiony w kierunku pionowym do punktu 3, to tłok i krzyżulec przy tym ruchu przekroczą swoje środkowe położenia. Widać z tego rozważania, że przy ruchu czopa korbowego od punktu 1 do 3 tłok i krzyżulec wykonywują dłuższą drogę, aniżeli przy ruchu czopa od punktu 3 do punktu 2. Z rysunku widać także, że droga tłoka przy ruchu czopa od punktu 2 do punktu 4, jest taka sama jak przy jego ruchu od punktu 3 do punktu 2, i podobnie droga tłoka przy ruchu czopa od punktu 4 do punktu 1 jest taka sama, jak przy jego ruchu od punktu 1 do punktu 3. Ta nierównomierność ruchu tłoka ma wielkie znaczenia dla rozrządu pary.

Ponieważ przy ruchu czopa korbowego od punktu 1 do punktu 3, tłok wykonuje dłuższą drogę aniżeli przy ruchu czopa od punktu 2 do 4, przy symetrycznym ustawieniu suwaka, napełnienie po stronie odkorbowej byłoby większe, aniżeli po stronie korbowej. W celu wyrównania napełnień po obu stronach cylindra, należy wlot pary zamknąć wcześniej po stronie odkorbowej, aniżeli po stronie korbowej. W rozrządzie suwakowym takie wyrównanie napełnień można osiągnąć przez odpowiednią budowę, lub ustawienie suwaka. Nierównomierność ruchu tłoka zmniejsza się tym bardziej, im dłuższy jest korbowód lub krótszy skok tłoka.



Rys. 49 Suwak ustawiony niesymetrycznie

W maszynach parowych ze stosunkowo długim korbowodem i krótkim skokiem tłoka, można zaniechać wyrównywania napełnień; w przeciwnym razie jest to konieczne, gdyż różnica napełnień byłaby zbyt duża. W tym celu suwak przesuwa się w kierunku strony odkorbowej, wobec czego oś suwaka nie pokrywa się z osią zwierciadła (rys. 49), oraz początkowe przykrycie zewnętrzne e wydłuża się do e_1 . Kanał wlotowy z tej strony tłoka otwiera się później, oraz zamyka się wcześniej, czyli okres wlotu pary zostaje skrócony; jednocześnie takie ustawienie suwaka powoduje powiększenie napełnienia strony korbowej. Należy jednak baczyć, aby zachodząca przy tym zmiana liniowego wyprzedzenia suwaka była utrzymana w dopuszczalnych granicach, nie powodując nadmiernego zmniejszenia lub powiększenia wlotu i wylotu przedzwrotowego.

Wyrównanie napełnień można także uzyskać w ten sposób, że łapy suwaka wykonuje się o niejednakowej długości; niesymetryczny suwak nie wymaga niesymetrycznego ustawienia.

Ustawienie suwaka przedstawionego na rys. 47 można wykonać przesuując go w lewo lub w prawo i unieruchamiając go we właściwym położeniu przy pomocy nakrętek. Na prowadnicy krzyżulca oznacza się położenia tłoka, odpowiadające początkom rozprężania, wlotu przedzwrotowego, wylotu przedzwrotowego i sprężania. Każdemu z tych położzeń tłoka odpowiada ściśle określone położenie suwaka, które przy pomocy rysika zaznacza się na zwierciadle suwakowym. Ze względu na rozszerzalność cieplną, zaleca się wykonywać te oznaczenia na gorącej maszynie. Po wszelkich naprawach maszynista musi upewnić się, czy suwak znajduje się we właściwym położeniu. W czasie ruchu maszyny ustawienie suwaka należy sprawdzić przez zdjęcie wykresów indykatora.

Opisany wyżej suwak płaski o bardzo prostej budowie, ma tę zasadniczą wadę, że nie pozwala na zmianę napełnienia; zmianę mocy maszyny wyposażonej w taki suwak, można używać tylko przez dławienie pary dolotowej, tzn., że maszyna pracuje stale przy tym samym napełnieniu, ale przy ciśnieniu pary zmiennym, zależnie od zapotrzebowania mocy. Ze względu na zużycie pary, metoda ta jest bardzo niedogodna, gdyż przy dławieniu pary zachodzą poważne straty jej energii cieplnej i dlatego suwak płaski, pojedynczy, ma zastosowanie tylko w maszynach pracujących z stałą mocą.

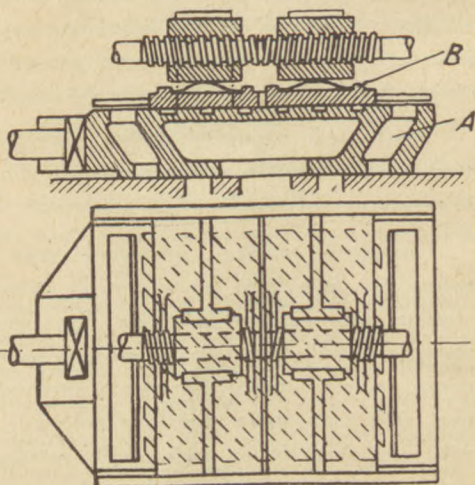
W maszynach parowych o zmiennej mocy, stosuje się suwaki, pozwa-

lające na zmianę napełnienia przy pełnym ciśnieniu pary, np. suwak Meyera (rys. 50).

W rozrządzie pary systemu Meyera istnieją 2 suwaki — suwak główny A i suwak ekspansyjny B, składający się z 2-ch ruchomych względem siebie płytek. Suwak główny poruszający się na gładzi ruchem posuwistym zwrotnym, zbudowany jest w zasadzie podobnie jak suwak płaski, z tą różnicą, że para po drodze do cylindra przepływa przez dwa kanały wewnątrz suwaka.

Suwak główny steruje niezmiennie wlot i wylot przedzwrotnowy i sprężanie. Suwak główny nastawia również największe możliwe napełnienie.

Na grzbiecie suwaka głównego porusza się suwak ekspansyjny, którego płytki zamykają i otwierają kanały wlotowe suwaka głównego. Suwak główny połączony jest z mimośrodem przy pomocy drążka, podobnie jak to ma



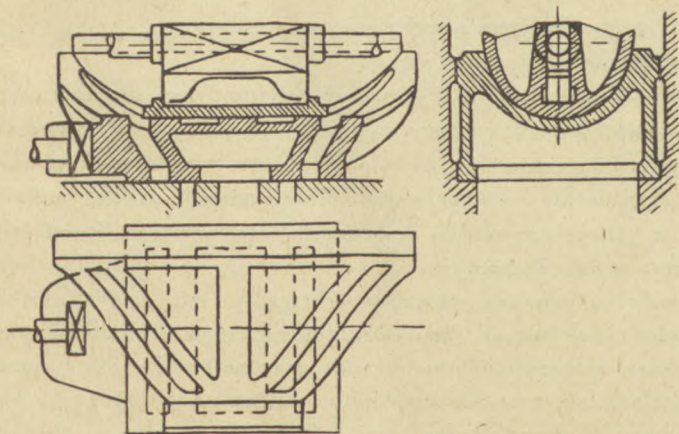
Rys. 50 Suwak Meyera

miejsce w suwaku płaskim, pojedynczym. Płytki suwaka ekspansyjnego są połączone drążkiem z gwintem lewym i prawym. Suwak ekspansyjny napędzany jest osobnym mimośrodem, osadzonym na wale korbowym. Na drążku suwakowym na zewnątrz skrzynki suwakowej zaklinowane jest kółko ręczne, służące do pokręcania tego drążka. Obrót drążka, z różnokierunkowymi gwintami na jego końcu, powoduje zbliżanie lub oddalenie płytek suwaka ekspansyjnego. Jeżeli obrót drążka powoduje oddalenie płytek suwaka, to kanały wlotowe zamykają się wcześniej, czyli napełnienie cylindra zmniejsza się. Obrót drążka w przeciwnym kierunku powoduje zbliżenie płytek suwaka, czyli zamknięcie kanałów wlotowych nastąpi później, a zatem napełnienie powiększa się. Przez pokręcanie kółka ręcznego można więc w sposób łatwy i wygodny

zmieniać napełnienie maszyny zależnie od każdorazowego obciążenia. W dużych, nowoczesnych maszynach suwak ekspansyjny połączony jest z regulatorem i napełnienie zmienia się samoczynnie.

Przy ustawianiu rozrządu pary po naprawie maszyny należy postępować w sposób następujący: suwak główny ustawić w ten sposób, że wlot pary rozpoczyna się po obu stronach tłoka w jednakowych jego odległościach od martwych położeni. Po otwarciu skrzynki suwakowej obracać kołem zamachowym do chwili, gdy kreski, oznaczające początek wlotu pary do cylindra na krzyżulcu i prowadnicy wzajemnie pokrywają się; należy upewnić się, czy w tych położeniach tłoka suwak główny zaczyna otwierać dopływ pary do cylindra.

Przy ustawianiu suwaka ekspansyjnego najlepiej wyjść z napełnienia średniego np. 25%. Odpowiednie położenie tłoka musi być również zaznaczone na prowadnicy krzyżulca. Przy tym położeniu tłoka płytki suwaka ekspansyjnego należy tak ustawić, aby przerywały one dopływ pary do cylindra, to znaczy, aby napełnienie cylindra było w tej chwili zakończone. Okaże się przy tym, że suwak ekspansyjny jest niesymetrycznie ustawiony w stosunku do suwaka głównego, co jak już wiadomo jest spowodowane długością korbowodu. Takie ustawienie suwaka zapewnia zupełną równość napełnień po obu stronach tłoka, ale tylko dla tego napełnienia, którym przeprowadzono ustawienie suwaka. Dla innych napełnień występuje różnica, tym większa, im większe jest napełnienie cylindra. Zmniejszenie tej różnicy można



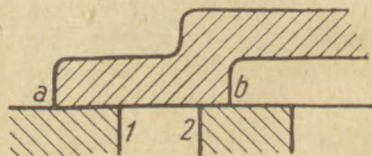
Rys 51 Suwak podwójny Ridera

osiągnąć przez zastosowanie różnych skoków gwintu na drążku suwakowym przez co przy obrocie drążka płytki przesuwają się na różne odległości.

W podobny sposób do wyżej opisanego działa rozrząd pary Ridera (rys. 51). Na wklęsłym grzbiecie suwaka głównego znajdują się rowki przelotowe dla pary w postaci odcinków linii śrubowej. Półokrągły suwak ekspansyjny porusza się w zagłębionym grzbiecie suwaka głównego. Ponieważ suwak ekspansyjny może obracać się dokoła swojej osi, więc zależnie od kąta obrotu dopuszcza parę na mniejszej lub większej szerokości. Suwak Ridera ma tę zaletę, że jego suwak ekspansyjny może być łatwo przestawiany przez regulator, dzięki czemu ten system rozrządu pary znalazł szerokie zastosowanie.

REGULACJA ROZRZĄDU PARY

Na rys. 52, zewnętrzna krawędź *a* łapy suwaka płaskiego steruje wlot przedzwrotowy i początek rozprężania, wewnętrzna krawędź *b* wylot przedzwrotowy i początek sprężania. Przy ruchu suwaka z lewa na prawo, wlot przedzwrotowy rozpoczyna się w chwili, gdy krawędź *a* mija brzeg 1; przy przeciwnym ruchu suwaka rozprężanie rozpoczyna się, gdy krawędź *a* pokrywa brzeg 1. Przy ruchu suwaka z prawa na lewo, wylot przedzwrotowy rozpoczyna się, gdy krawędź *b* mija brzeg 2; przy przeciwnym ruchu suwaka sprężanie rozpoczyna się, gdy krawędź *b* pokrywa brzeg 2. W suwakach z wewnętrznym wlotem pary, przykrycia wewnętrzne i zewnętrzne są przestawione. W suwakach podwójnych suwak główny steruje wlot i wylot przedzwrotowy oraz sprężanie, zaś suwak ekspansyjny — napełnienie. Przy regulacji suwaka podwójnego należy w pierwszym rzędzie doprowadzić do porządku suwak główny, a po tym suwak ekspansyjny.



Rys. 52 Sterowanie suwaka płaskiego

Regulacja suwaka polega na skracaniu lub wydłużaniu drążka suwakowego, zależnie od charakteru usterek, stwierdzonych na wykresie indykatora. Stwierdzono np., że wlot pary następuje zbyt późno, czyli w odniesieniu do rys. 52, krawędź *a* otwiera za późno kanał wlotowy przy brzegu 1; suwak musi być przesunięty na prawo tzn. drążek suwakowy musi być skrócony.

Okres roziz.	Usterka	Strona tloka	Środek zaradczy	Jednoczesne następstwa			
				Powiększenie		Zmniejszenie	
				K	D	K	D
VE	za wcześniej	K	Drażek suwaka gł. skr.	VA	VE, K ₀	K ₀	VA
VE	za późno	K	" " " wydt.	K ₀	VA	VA	K ₀ , VE
VE	za wcześniej	D	" " " "	VE, K ₀	VA	VA	K ₀
VE	za późno	D	" " " skr.	VA	K ₀	VE, K ₀	VA
VA	za wcześniej	K	" " " wydt.	VE, K ₀	VA	—	K ₀ , VE
VA	za późno	K	" " " skr.	—	K ₀ , VE	VE, K ₀	VA
VA	za wcześniej	D	" " " "	VA	K ₀ , VE	VE, K ₀	—
VA	za późno	D	" " " wydt.	VE, K ₀	—	VA	K ₀ , VE
K ₀	za duże	K	" " " skr.	VA	VE, K ₀	VE	VA
K ₀	za małe	K	" " " wydt.	VE	VA	VA	K ₀ , VE
K ₀	za duże	D	" " " "	VE, K ₀	VA	VA	VE
K ₀	za małe	D	" " " skr.	VA	VE	VE	VA
F	za duże	K	" " " eksp. "	—	—	—	—
F	za małe	K	" " " wydt.	—	—	—	—

Na tablicy (str. 45) podane są najczęściej zdarzające się usterki suwaka podwójnego z zewnętrznym wlotem pary, oraz sposoby ich usuwania. Wprowadzono następujące oznaczenia:

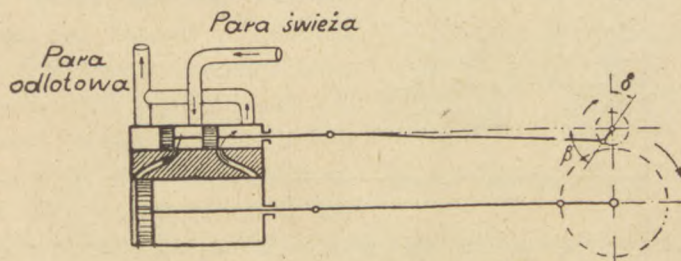
VE — wlot przedzwrotowy, F — napełnienie, VA — wylot przedzwrotowy, K₀ — sprężanie, K — strona korbowa, D — strona odkorbowa.

SUWAKOWY ROZRZĄD PARY

Omówione dotychczas suwaki płaskie odznaczają się prostotą budowy, oraz dużą szczelnością, gdyż są dociskane do zwierciadła suwakowego ciśnieniem pary świeżej. Wywołuje to jednak dość dużą siłę tarcia, a za tym i siła potrzebna do uruchomienia suwaka jest duża. Wynika z tego, że przy wysokim ciśnieniu pary suwaki płaskie są niekorzystne.

W suwakach tłokowych uzyskuje się doskonałe odciążenie i dlatego nazywają się one o d c i a ż o n y m i.

Rys. 53 przedstawia szkic rozrządu z suwakiem tłokowym. Suwak porusza się w tulei ze szczelinami (oknami), prowadzącymi do kanałów



Rys. 53 Rozrząd pary z suwakiem tłokowym

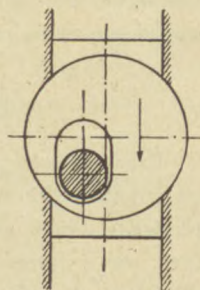
cylindrowych. Tłoki suwaka są albo ściśle dopasowane do tulei, albo też uszczelnione przy pomocy pierścieni podobnie jak tłoki maszyny parowej. W przeciwieństwie do dotychczas omówionych systemów rozrządu, w suwakach tłokowych para świeża jest doprowadzana do przestrzeni skrzynki suwakowej między tłokami suwaka, zaś para odlotowa jest odprowadzana na zewnętrznej stronie tłoków. Ściany skrzynki suwakowej narażone na chłodzenie zewnętrzne są wobec tego od wewnątrz omywane przez parę odlotową o temperaturze niższej od tempertury pary świeżej. Zmniejszenie strat ciepła w tym systemie

rozrzędu pary wpływa korzystnie na współczynnik sprawności maszyny, Jak wynika z rys. 53, wlot pary świeżej jest sterowany przez krawędzie wewnętrzne tłoczków suwaka, zaś wylot pary przez krawędzie zewnętrzne, czyli naodwrot jak w suwakach płaskich lub podwójnych systemu Meyera lub Ridera. Mimośród suwaka płaskiego wyprzedza korbę, zaś suwaka tłokowego opóźnia się w stosunku do korby maszyny.

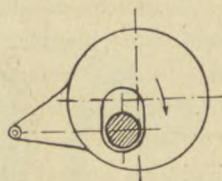
Na rys. 53 kąt β jest kątem opóźnienia. Kąt $90^\circ + \delta$ jest kątem wyprzedzenia, jaki tworzyłoby ramię mimośrodu z promieniem korby, gdyby maszyna była wyposażona w suwak z zewnętrznym wlotem pary.

Jak widać z rysunku, mimośród suwaka z wewnętrznym wlotem pary jest cofnięty o 180° w stosunku do mimośrodu suwaka z zewnętrznym wlotem pary.

W suwakach podwójnych Meyera i Ridera zmiana napełnienia, stosownie do zmian obciążenia, odbywa się przez przesunięcie suwaka ekspansyjnego. W suwakach tłokowych, powiększenie lub zmniejszenie skoku mimośrodu wywołuje zmianę napełnienia cylindra. Mimośród nie jest sztywno zaklinowany na wale maszyny, lecz posiada wycięcie, pozwalające mu na przesuwanie się. Zmniejszenie skoku mimośrodu pociąga za sobą zmniejszenie napełnienia, oraz zmniejszenie obrotów maszyny. Powiększenie skoku mimośrodu daje wyniki odwrotne. Urządzenia pokazane na rysunkach 54 i 55 służą do zmiany skoku mimośrodu. Przesunięcie mimośrodu w prowadnicy (rys. 54), lub jego obrót około punktu związanego z kołem zamachowym (rys. 55), powoduje zmianę skoku mimośrodu.



Rys. 54 Prowadnica do zmiany promienia mimośrodu



Rys. 55 Dźwignia do zmiany promienia mimośrodu

W suwakach podwójnych następuje jedynie zmiana napełnienia przez odpowiednie ustawienie suwaka ekspansyjnego, podczas gdy pozostałe punkty charakterystyczne rozrzędu pary sterowane przez suwak główny, pozostają bez zmiany. Inaczej jest w suwakach tłokowych, gdzie zmiana napełnienia pociąga za sobą również zmianę wlotu przedzwrotowego, sprężania i wylotu przedzwrotowego.

Dla zapewnienia niezmiennych obrotów maszyny, przy wahaniach obciążenia lub ciśnienia pary dolotowej, nastawianie odpowiedniego

skoku mimośrodowego odbywa się samoczynnie przy pomocy regulatora, umieszczonego na wale korbowym maszyny w pobliżu mimośrodowego. Jeżeli obciążenie maszyny zmniejsza się, lub ciśnienie pary wzrasta, to przy niezmiennym napełnieniu ilość obrotów powiększyłaby się. Zjawisku temu zapobiega regulator w ten sposób, że wychylenie ciężarków regulatora przy wzrastającej ilości obrotów powoduje zmianę skoku mimośrodowego w kierunku zmniejszania napełnienia i w rezultacie obroty maszyny spadają do ilości normalnej. Jeżeli na odwrót obciążenie maszyny wzrasta lub ciśnienie pary maleje, to dla utrzymania normalnej ilości obrotów, regulator, przez powiększenie skoku mimośrodowego, zwiększa napełnienie cylindra.

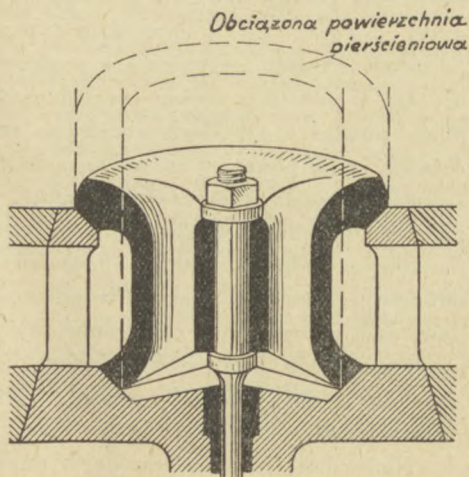
ZAWOROWY ROZRZĄD PARY

Przy zaworowym rozrządzie pary, każda strona cylindra zaopatrzona jest w kanał wlotowy i oddzielny wylotowy, tzn., że istnieją cztery kanały sterowane przez zawory. Zawory wlotowe z reguły są umieszczane w górze, zaś wylotowe w dole cylindra. Zmniejszenie strat ciepła wskutek oddzielenia kanałów wlotowych od wylotowych, jest najważniejszą zaletą rozrządu zaworowego, szczególnie przy zastosowaniu pary nasyconej. Dalsze zalety wynikają z możliwości niezależnego ustawienia każdego zaworu, co pozwala na doskonałe wyrównanie różnic wynikających ze skończonej długości korbowodu i drążka rozrządowego. Wadą zaworów jest to, że uderzając o niesprężyste siedzenia łatwo ulegają wybicciu i z tego względu nie znajdują zastosowania przy maszynach szybkoobrotowych. Otwieranie zaworu rozpoczyna się z szybkością zerową i do tejże szybkości trzeba zejść przy zamknięciu zaworu. Konieczność szybkiego otwierania i zamykania zaworów powoduje duże przyspieszenia i opóźnienia ruchu, co znowu wywołuje siły bezwładności znacznie większe niż dla suwaków, mimo mniejszego ciężaru zaworów.

Zawory są uruchamiane przez nieokrągłe tarcze lub mimośrodowe, osadzone na wałku rozrządowym, napędzanym przez wał maszyny za pośrednictwem pary kół zębatach, stożkowych o przekładni 1:1. Rozdział pary odbywa się podobnie jak przy suwakach. Wlot pary rozpoczyna się w chwili, gdy zawór wlotowy podnosi się ze swego gniazda. Początek wlotu następuje przed martwym położeniem tłoka, czyli i tu istnieje wlot przedzwrotowy. Napełnienie trwa do chwili, gdy zawór wlotowy zamknie kanał wlotowy, po czym następuje rozprężanie pary zamkniętej w

cylindrze. Wielkość napełnienia, a w związku z tym długość okresu rozprężania, zależy od czasu otwarcia zaworu wlotowego. Gdy otwiera się zawór wylotowy, zazwyczaj na krótko przed martwym położeniem tłoka, następuje koniec rozprężania, oraz rozpoczyna się wylot przedzwrotowy pary. Przy rozrządzie zaworowym wylot przedzwrotowy rozpoczyna się zawsze przy tym samym położeniu tłoka, niezależnie od wielkości napełnienia. Wylot pary kończy się w chwili zamknięcia zaworu wylotowego, co jest jednocześnie początkiem sprężania, trwającego do chwili otwarcia zaworu wlotowego. Wraz z rozpoczęciem wlotu przedzwrotowego, obieg pary opisany powyżej, rozpoczyna się na nowo. W przeciwieństwie do suwaka, zawór po zamknięciu kanału pozostaje w spoczynku. Urządzenie napędzające musi być wobec tego tak zbudowane, aby pozwalało na szczelne przywieranie zaworu do gniazda w okresie jego zamknięcia.

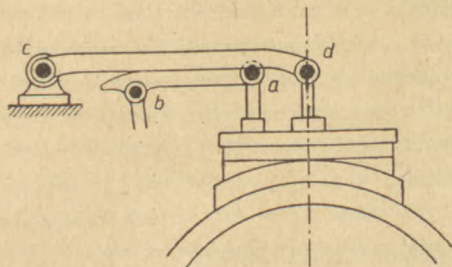
Zawory są wykonywane jako odciażone dwusiedzeniowe lub dzwonowe, gdyż zwykle zawory talerzowe, wskutek obciążenia ciśnieniem pary, wymagałyby zbyt dużej siły do ich podnoszenia, zaś zamykanie odbywałoby się w postaci gwałtownego opadania na gniazda siedzeniowe. Rys. 56 przedstawia odciażony zawór dwusiedzeniowy dla wylotu pary. Przy podniesieniu zaworu para przepływa dwoma strumieniami, zaś przy zamkniętym zaworze jest on obciążony tylko na powierzchni pierścieniowej, ograniczonej zewnętrzną krawędzią górnego siedzenia i wewnętrzną dolnego. Zawory powinny być docierane



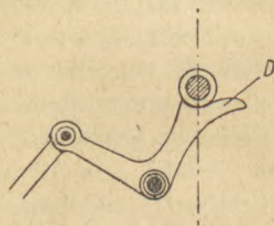
Rys. 56 Zawór dwusiedzeniowy

w gorącym stanie maszyny, gdyż zawory dotarte na zimno łatwo stają się nieszczelne na skutek odkształceń cieplnych.

Jak już wspomniano, napęd musi mieć jałowe ruchy w okresie zamknięcia zaworu. Pomiędzy trzpień zaworu i drążek napędowy włączony jest element, który tylko okresowo przekazuje zaworowi ruchy mimośrodowo. Takim elementem jest dźwignia przedstawiona na rys. 57. Dźwignia umożliwia spokojne, bezuderzeniowe otwieranie i zamykanie zaworów, oraz



Rys. 57 Napęd dźwigniowy



Rys. 58 Napęd wychwytowy

niehałaśliwe działanie napędu rozrządowego. Dźwignia $a-b$, połączona w punkcie b z drążkiem mimośrodowo, posiada punkt obrotu a . Na początku otwierania zaworu dźwignia $a-b$ opiera się swoim prawym końcem o drugą dźwignię $c-d$, posiadającą punkt obrotu w punkcie c , oraz połączoną z trzpieniem zaworu w punkcie d . Ponieważ punkt styku obu dźwigni, w początkowym okresie podnoszenia zaworu, znajduje się bardzo blisko punktu a , szybkość otwierania zaworu jest bardzo mała. Przy dalszym ruchu punkt styku szybko przesuwa się na lewo, wskutek czego i szybkość podnoszenia zaworu również wzrasta, ale w chwili gdy styk przejdzie na silną krzywiznę przy b , szybkość ta znowu maleje. Przy powrotnym ruchu dźwigni $a-b$, zmiany szybkości zaworu następują w odwrotnym porządku. Napęd dźwigniowy ma tę zasadniczą wadę, że przy powolnym zamykaniu i otwieraniu zaworów, następuje silne dławienie pary, szczególnie przy szybkobieżnych maszynach; prócz tego, dla dużych napełnień i dużych skoków zaworów, siły potrzebne do przyspieszenia pokaźnej masy dźwigni są również duże.

Najbardziej rozpowszechnionym napędem wychwytowym jest napęd systemu Lentz'a (rys. 58).

Koniec wahacza D , w postaci krzywki wychwytowej, podpira rolkę trzpienia zaworowego. Zamykanie zaworu odbywa się pod wpływem śrubowej sprężyny, która nawet przy zamkniętym zaworze posiada pewne napięcie wstępne, zapewniające ściśle przyleganie rolki do krzywki D .

Po omówieniu różnych systemów rozrządu pary należy stwierdzić na zakończenie, że obecnie stosuje się przeważnie zawory lub suwaki tłokowe z uszczelnieniem przy pomocy pierścieni sprężynujących; suwaki płaskie znajdują jeszcze zastosowanie tylko dla pary nasyconej o ciśnieniu do 8 atm, lub w niskoprężnych cylindrach mniejszych maszyn sprężonych. W maszynach o małej lub średniej mocy, stosuje się suwaki tłokowe z pierścieniami uszczelniającymi. Przy dużych mocach najodpowiedniejsze są zawory, gdyż nadmierne tarcie dużych suwaków tłokowych powodowałoby szybkie zużycie części ruchomych.

SKRAPLANIE (KONDENSACJA)

W maszynie pracującej z wydmuchem, para po wykonaniu pracy w cylindrze wydostaje się do otoczenia, pokonywując przy tym ciśnienie atmosferyczne, oraz opory przepływu w przewodzie wylotowym. Przeciwiśnienie, działające na tłok w okresie wydmuchu, wynosi od 1,1 do 1,2 ata. Jeżeli parę odlotową wprowadzimy do przestrzeni chłodzonej wodą, tzw. skraplacza, to ulegnie ona skropleniu i za tłokiem powstanie przestrzeń o ciśnieniu mniejszym od atmosferycznego. Powstająca próżnia powietrzna jest tym większa, im więcej wprowadza się wody chłodzącej i im niższa jest jej temperatura. Próżnia powietrzna, lub ściślej mówiąc rozrzedzenie powietrza powstaje dlatego, że objętość wody otrzymanej ze skropolnej pary jest znacznie mniejsza, aniżeli objętość pary z której ona powstała. Poprzednio przez parę zajmowana przestrzeń nie staje się zupełną próżnią, gdyż woda, miesząc się z gorącą parą, ogrzewa się i w częściowej próżni skraplacza — odparowuje. Jest rzeczą wiadomą, że przy normalnym ciśnieniu powietrza, woda zaczyna wrzeć w temperaturze 100°C , natomiast przy zmniejszonym ciśnieniu, np. na wysokich szczytach górskich, woda wrze już w temperaturze niższej. Z tego właśnie powodu kondensator jest stale wypełniony parą o ciśnieniu odpowiadającym każdorazowej temperaturze wody chłodzącej. Prócz pary, w skraplaczu znajduje się również powietrze, które dostaje się z wodą chłodzącą, oraz przez nieuszczelnności połączeń rurowych.

Zastosowanie skraplania pary powoduje zatem zmniejszenie przeciwiśnienia w okresie wylotu pary, co w rezultacie daje powiększenie średniego ciśnienia i wzrost mocy maszyny.

Aby stale utrzymać częściową próżnię w skraplaczu, należy z niego usuwać nie tylko skroploną parę i wodę chłodzącą, lecz także przenikające powietrze. Z tego powodu do urządzenia skraplającego dochodzi jeszcze

pompa powietrzna, która często występuje w połączeniu z pompą do wody chłodzącej.

W skraplaczach natryskowych woda chłodząca jest tłoczona przez pompę do rury z otworkami o średnicy 3—4 mm, skąd w postaci natrysku wypływa do zbiornika, wypełnionego stale napływającą parą odlotową. Mieszanka wody chłodzącej i pary jest zasysana przez zawory pompy wodnej i przez zawory tłoczące tej pompy dostaje się do zbiornika mającego połączenie z atmosferą. Dla zapewnienia należytego rozrzedzenia powietrza, skraplacz trzeba umieszczać możliwie najbliżej wylotu pary.

Ustawienie skraplacza w podziemiu maszynowni, obniża wysokość ssania pompy wodnej, oraz ułatwia odwodnienie przewodu łączącego cylinder ze skraplaczem, gdyż skroplona para samoczynnie dopływa do pompy wodnej. Pompa wodna jest napędzana albo przez samą maszynę parową, lub też przez niezależny silnik, zwykle elektryczny.

Uszkodzenie skraplacza w czasie pracy zmusza do zatrzymania maszyny. Jeżeli naprawa skraplacza wymaga dłuższego czasu, to maszynę można uruchomić jako wydmuchową, przez ustawienie kurka trójdrogowego w położeniu odcinającym maszynę od skraplacza. Na ogół nie można zalecać tego sposobu pracy na dłuższy okres czasu, należy go traktować jedynie jako chwilowy środek zaradczy. Przy pracy maszyny z wydmuchem, rozchód pary tak bardzo wzrasta, że tylko przy wielkim wysiłku obsługi kotła, można podolać jej zapotrzebowaniu.

Aby uniknąć zakłóceń w pracy skraplacza należy zwracać uwagę na stały dopływ wody do pompy. Należy regularnie oczyszczać filtr przewodu ssącego oraz rurę natryskową, gdyż zatkanie, choćby częściowe, jednego z tych przewodów, powoduje poważne zakłócenie pracy skraplacza. Cały rurociąg skraplacza musi być strannie uszczelniony, aby nie dopuścić do zmniejszenia próżni przez powietrze zewnętrzne. W pompach wodnych często stosuje się tłoki drewniane, bez specjalnego smarowania, zatem wymagające okresowej wymiany. Tłoki takie trzeba mieć stale w zapasie odpowiednio długo moczone w wodzie; obtoczenie tłoka na właściwą miarę odbywa się bezpośrednio przed założeniem do pompy.

Możliwie niska temperatura wody chłodzącej jest warunkiem osiągnięcia dużego podciśnienia w skraplaczach. Temperaturę wody chłodzącej można przyjąć, zależnie od pochodzenia, jak następuje: woda studzienna od 8 do 15°, woda rzeczna lub stawowa od 10 do 20°. Po przejściu przez skraplacz temperatura wody chłodzącej wynosi od 35° do 40° i z tego względu może ona być wyzyskana do zasilania kotła pod warunkiem, że uprzednio zostanie z niej usunięty olej i smar.

Korzyść stosowania skraplacza wynika z tego, że tłok przy wylocie pary ma do pokonania tylko ciśnienie panujące w skraplaczu, a nie ciśnienie atmosferyczne powietrza, jak to ma miejsce w maszynie pracującej z wydmuchem; bezpośrednim następstwem tego jest oczywiście wzrost mocy maszyny. Pod względem termodynamicznym korzyść skraplania polega na tym, że ciepłok pary skraplanej w kondensatorze wynosi około 625 Kal na 1 kg (przy ciśnieniu 0,25 ata), podczas gdy para wylotowa przy wydmuchu zawiera (przy ciśnieniu 1,1 ata) 640 Kal na 1 kg pary; znaczy to, że maszyna pracująca ze skraplaniem wykorzystuje przy zamianie na pracę mechaniczną $640 - 625 = 15$ Kal więcej na każdy kg pary aniżeli maszyna pracująca z wydmuchem. Jeżeli jednak para wylotowa maszyny wydmuchowej jest wykorzystana do podgrzewania wody zasilającej, lub do innych celów grzejnych, to sytuacja zmienia się na korzyść maszyny wydmuchowej, gdyż ciepło odparowania pary wylotowej w ilości około 538 Kal jest wtedy prawie całkowicie wykorzystane.

Wszystkie dotychczasowe rozważania dotyczyły skraplacza natryskowego. W wypadkach, gdy skropliny służą do zasilania kotła, np. w maszynach okrętowych, lub gdy para odlotowa jest użyta do podgrzewania powietrza lub wody, stosuje się skraplacze powierzchniowe, w których woda chłodząca nie ma styczności ze skraplaną parą. W tych kondensatorach para skrapla się na zewnętrznej powierzchni mosiężnych rur, wewnątrz których przepływa woda chłodząca. Bardzo rzadko urządzenie skraplacza jest odwrotne. Powstają wówczas poważne trudności przy oczyszczaniu z kamienia kotłowego dość gęsto ułożonych rur skraplacza.

W wypadkach niedostatecznej ilości wody chłodzącej stosuje się urządzenia chłodnicze, których zadaniem jest odebranie wodzie ciepła, pochłoniętego przez nią w skraplaczu. Najczęściej stosuje się chłodnie kominowe w postaci wysokich wież zbudowanych z drzewa, żelaza, lub betonu. Woda po wyjściu ze skraplacza sączy się po powierzchni chłodni, obniżając swą temperaturę na skutek częściowego wyparowania.

W obiegu wody chłodzącej trzeba uzupełnić straty powstałe wskutek wyparowania wody na chłodni. W skraplaczach natryskowych woda chłodząca miesza się z parą odlotową i ta ilość w zupełności wystarcza do pokrycia strat wody ulotnionej.

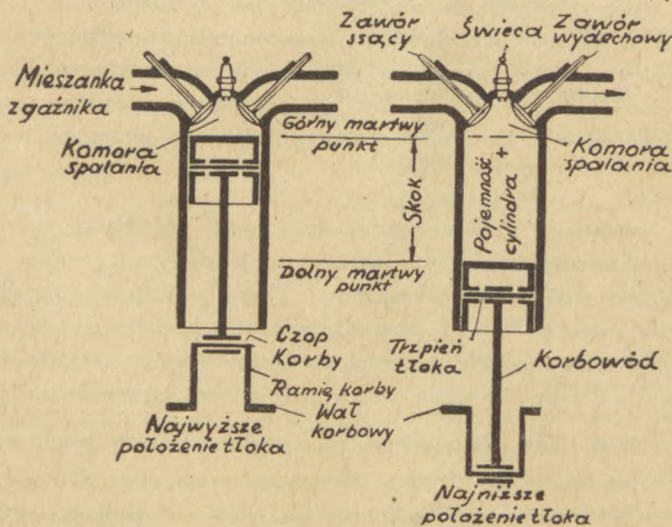
SILNIKI SPALINOWE

SILNIK CZTEROSUWOWY

Silnik spalinowy jest najbardziej używanym źródłem energii dla pojazdów, samolotów, maszyn rolniczych, pociągowych itp. Zaleta silnika spalinowego, w przeciwieństwie do maszyny parowej, leży w jego stałej gotowości ruchu i w stosunkowo małym ciężarze. Poza tym materiał pędny daje się łatwo przewozić i uzupełniać. Jako materiałów pędnych używa się paliw lekkich (benzyna, benzol, spirytus i ich mieszanki) oraz ciężkich (jak ropa, olej solarowy itp.). Silniki spalinowe napędzane lekkimi materiałami pędnymi nazywamy gaźnikowymi, a napędzane ciężkimi materiałami nazywamy „silnikami Diesla”. Poza tym odróżniamy dwa rodzaje silników: silnik czterosuwowy i dwusuwowy.

DZIAŁANIE SILNIKA CZTEROSUWOWEGO.

Droge tłoka od góry do dołu lub odwrotnie, nazywamy skokiem tłoka. Tłok, gdy osiągnie najwyższe położenie, znajduje się w górnym, martwym punkcie. Położenie zaś najniższe nazywamy dolnym, martwym punktem. Przestrzeń powstałą skutkiem ruchu tłoka od górnego do dolnego punktu martwego nazywamy pojemnością cylindra (rys. 59).



Rys. 59 Cylinder silnika czterosuwowego

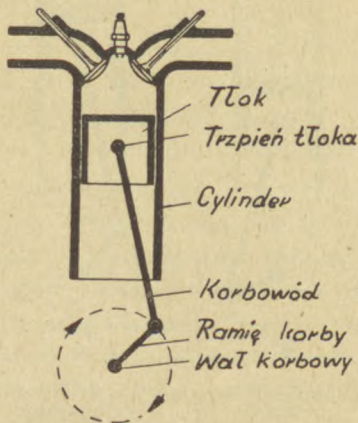
Tłok porusza się w cylindrze prostolinijnie. Ponieważ jednak wał korbowy musi się obracać, musimy więc zamienić prostolinijny ruch tłoka na ruch obrotowy; dzieje się to przy pomocy korbowodu.

Korbowód połączony jest jednym końcem z tłokiem (patrz rys. 59) za pośrednictwem trzpienia tłokowego. Drugi jego koniec osadzony jest na czopie korby. Podczas ruchu tłoka, korbowód obraca wał korbowy, jak to jest zaznaczone strzałką na rys. 60.

Dla wyjaśnienia działania silnika czterosurowego, rozważmy działanie jednego cylindra. W rzeczywistości silniki spalinowe mają 4 lub 6 cylindrów, niekiedy zaś 8 lub 12 cylindrów.

Gdy chcemy uruchomić silnik, musimy tłok wprowadzić w ruch najpierw za pomocą rozrusznika lub korby.

Własną siłą silnik nie może być wprowadzony w ruch. Silnik spalinowy, w przeciwieństwie do maszyny parowej i elektrycznej, musi być uruchamiany siłą pomocniczą.



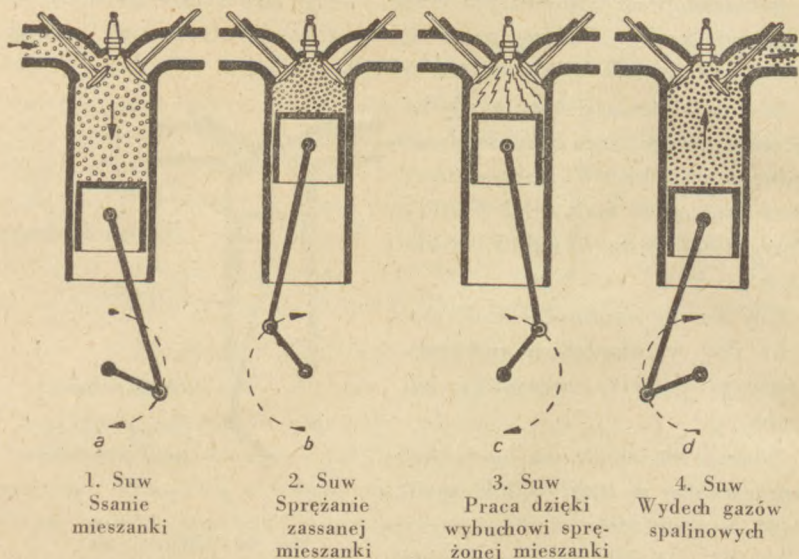
Rys. 60 Schematyczne przedstawienie napędu korbowego

Przez uruchomienie rozrusznika lub korby, wprowadzamy wał korbowy w ruch obrotowy. Ten ruch przenosi się poprzez korbowód na tłok. Gdy wał korbowy wykonuje pół obrotu, tłok porusza się z górnego do dolnego punktu martwego. Przy tym przestrzeń spalania powiększa się o przestrzeń skoku (patrz rys. 59); powstaje więc przestrzeń wypełniona rozrzedzonym powietrzem; równocześnie otwiera się mechanicznie zawór wlotowy i z gaźnika zostaje zasana mieszanka paliwa z powietrzem.

Ten ruch tłoka nazywamy suwem ssania (rys. 61a).

Gdy tłok osiągnie swój dolny martwy punkt, zamyka się zawór wlotowy; obydwie zawory są obecnie zamknięte. Wał korbowy obraca się dalej. Tłok porusza się teraz w górę i spręża mieszankę do ciśnienia od 8 do 12 kg/cm² (rys. 61b). Ten ruch tłoka nazywa się suwem sprężania. Dzięki sprężeniu mieszanka staje się bardziej wybuchowa. W chwili największego sprężenia, mieszanka zostaje zapalona iskrą świecy.

Spalenie powoduje czterokrotny wzrost ciśnienia sprężonej mieszanki, co wynosi 30 do 40 kg/cm². Wysokie ciśnienie pcha tłok z powrotem. Tłok wykonuje obecnie pracę, a suw ten nazywamy suwem roboczym (rys. 61c). Przy pierwszych dwóch suwach, wał korbowy porusza tłok, obecnie ruch tłoka przenosi się na wał korbowy. Silnik jest w ruchu.



Rys. 61 Działanie silnika czterosuwowego

Dzięki bezwładności koła zamachowego, wał korbowy pcha tłok do góry. W międzyczasie zawór wylotowy został mechanicznie otworzony. Tłok wypycha spalone gazy, nazywane również spalinami, z cylindra (rys. 61d). Suw ten nazywamy suwem wydechowym.

Gdy tłok osiąga górnymartwy punkt, zamyka się zawór wylotowy, a równocześnie otwiera się zawór wlotowy. Działanie rozpoczyna się od początku. Rozpoczęcie pierwszego suwu można rozpoznać przez zamykanie się zaworu wylotowego i równoczesne otwieranie się zaworu wlotowego.

Z przedstawienia powyższego widzimy, że cały proces posiada cztery suwy. Silnik taki nazywamy dlatego silnikiem czterosuwowym. Jak widzieliśmy, tylko jeden suw, a mianowicie trzeci, wykonuje pracę. Podczas pozostałych trzech suwów, tłok musi być poruszany, czyli pobiera pracę. Aby silnik nie stanął pomiędzy dwoma suwami roboczymi, na wale korbowym umieszczone jest koło zamachowe. Posiada ono stosunkowo dużą

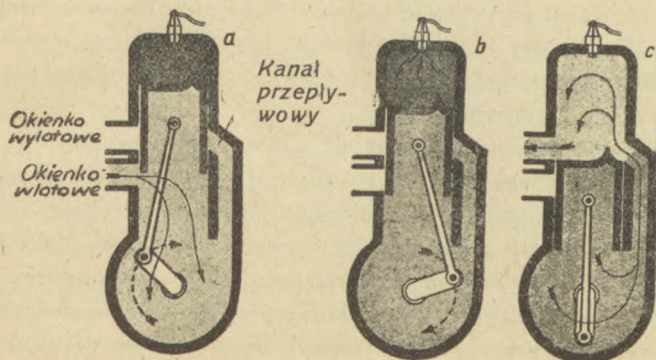
masę. Koło zamachowe wprowadzone jest w ruch pierwszym suwem roboczym i dzięki swej dużej masie obraca się dalej i utrzymuje w ruchu cały napęd korbowy (wał korbowy, korbowód, tłok) podczas pobierających pracę suwów jałowych (suw 4,1 i 2).

SILNIK DWUSUWOWY

1) Sposób działania nowoczesnego silnika dwusuwowego trzykanałowego.

Przy podnoszeniu się tłoka (rys. 62a), w przestrzeni karteru szczelnie zamkniętej, powstaje podciśnienie, które powoduje dopływ świeżej mieszanki do karteru przez okienko (kanał, szczelina) wlotowe. Tłok swoją dolną krawędzią odsłania okienko po wykonaniu około czterech piątych drogi w kierunku górnego, martwego punktu. Równocześnie mieszanka w cylindrze zostaje sprężona. Przed osiągnięciem górnego, martwego punktu przez tłok, mieszanka zostaje zapalona iskrami świecy. Wybuch mieszanki powoduje ruch powrotny tłoka, który w międzyczasie przeszedł górny martwy punkt; energia zostaje oddana. Tłok poruszając się w dół zakrywa dolną krawędzią okienko wlotowe i spręża przedwstępnie mieszankę, znajdującą się w karterze. Na krótko przed osiągnięciem dolnego martwego punktu, górna krawędź tłoka odsłania kanał wydechowy oraz przepływowy, który łączy karter z cylindrem. Sprężona mieszanka przedostaje się kanałem do cylindra nad tłokiem (rys. 62 c).

Przez odpowiednie ukształtowanie czołowej powierzchni tłoka, lub odpowiedni układ kanału przepływowego, strumień mieszanki zostaje



Rys. 62 Przebieg pracy w silniku dwusuwowym

skierowany na denko głowicy. W ten sposób zapobiega się wypływowi świeżej mieszanki poprzez okienko wylotowe. Tłok, po przekroczeniu dolnego martwego punktu, porusza się do góry i działanie rozpoczyna się od początku. Przed osiągnięciem dolnego martwego punktu, górna krawędź tłoka odsłania okienko wylotowe, przez które gazy spalinowe uchodzą do rury wydechowej.

Otrzymujemy następujące działanie:

1. suw: Poniżej tłoka: zassanie świeżej mieszanki do karтеру
Powyżej tłoka: sprężenie i zapalenie mieszanki
2. suw: Poniżej tłoka: przedwstępne sprężenie mieszanki w karterze
Powyżej tłoka: spalanie mieszanki (suw pracy). Wypływ gazów spalinowych i przepływ mieszanki z karтеру do komory spalania.

W normalnym silniku dwusuwowym trzykanałowym, górna i dolna krawędź tłoka otwiera i zamyka kanały. Wlot i wylot gazów następuje przez kanały w ścianie cylindra. W żadnym więc wypadku nie jest konieczne dodatkowe sterowanie. Z przebiegu pracy widzimy, że każdy skok tłoka w dół — czyli co drugi suw — jest suwem roboczym.

2) Szczegółowe rozważanie poszczególnych faz pracy.

Wlot mieszanki do karтеру sterowany jest dolną krawędzią tłoka. Podciśnienie, uzyskane dzięki ruchowi tłoka w górę w szczelnie zamkniętej przestrzeni karтеру, wyrównuje się z ciśnieniem atmosferycznym. Przy tym strumień powietrza przepływającego wokół dyszy gaźnika, miesza się z porywanym paliwem i wpływa do przestrzeni poniżej tłoka. Kanał ssący jest bardzo krótki i możemy go łatwo obrobić tak, że nie mogą się tworzyć martwe przestrzenie, co ma miejsce przy długich przewodach gazowych.

Aczkolwiek zasysanie nie odbywa się podczas całego skoku tłoka, jednak dzięki odpowiednim przekrojom wlotowym zostaje zapewnione doprowadzenie wystarczającej ilości mieszanki do karтеру. Poza tym okienko wlotowe pozostaje nieco odsłonięte jeszcze przy skoku tłoka w dół, tak że dzięki bezwładności wpływającego słupa gazu następuje dodatkowy wlot mieszanki, przez co uzyskuje się zwiększenie napełnienia.

Dla prawidłowej pracy silnika dwusuwowego ważnym jest, aby karter był uszczelniony nie tylko w odniesieniu do oleju, lecz również i do gazu. Napełnienie, czyli ilość zassana, a za tym i moc silnika, zależna

jest bowiem częściowo od sprężenia wstępnego mieszanki. Karter może mieć połączenie z zewnętrznym powietrzem jedynie poprzez przewód zassania i kanał przepływowy. Dlatego też należy zwrócić szczególną uwagę na dobre uszczelnienie łożysk i tłoka.

Przy ruchu tłoka w dół, zostaje najpierw odsłonięte okienko wylotowe i prawie równocześnie kanał przepływowy. Przy ruchu tłoka w górę, kanał przepływowy zostaje zamknięty wcześniej o tę samą różnicę skoku. Kanał przepływowy i wylotowy jest więc otwarty w tym samym okresie czasu. Aby zapobiec przepływowi mieszanki bezpośrednio do okienka wylotowego, czoło tłoka lub kanał przepływowy jest tak uformowany, że wpływający strumień gazu jest skierowany na denko głowicy. Dzięki odpowiedniemu ukształtowaniu tłoka oraz kanału przepływowego jesteśmy w możności osiągnąć wystarczające oddzielenie mieszanki od spalin.

Tłok poruszając się w górę zamyka, jak już wspomniano swoją górną krawędzią kolejno kanał przepływowy i wylotowy. Dzięki bezwładności gazów, również i tutaj zapobiega się, począwszy od pewnej ilości obrotów, cofnięciu się mieszanki przez kanał przepływowy. Resztki spalin są wypchnięte przez okienko wylotowe strumieniem mieszanki skierowanym na denko głowicy cylindra.

Sprężenie i zapalenie mieszanki odbywa się jak w silniku czterosuwowym.

Spalenie gazu wymaga pewnego czasu od momentu zapalenia go. Ponieważ jest pożądane całkowite spalenie się mieszanki w momencie gdy tłok znajduje się w górnym martwym położeniu, zapalamy ją więc przed dojściem tłoka do górnego martwego punktu.

Smarowanie silnika jest tak zwanym smarowaniem mieszanką. Dodajemy mianowicie w odpowiednim stosunku oliwy do materiału pędnego. Stosunek ten wynosi np. 1:15 przy docieraniu, a później 1:20. Firmy podają specjalne przepisy, które należy dokładnie przestrzegać. Mieszanka paliwa i oleju miesza się w gaźniku z powietrzem, tak że olej dochodzi w stanie dokładnie rozdrobnionym do karteru i do wszystkich części, które mają być smarowane. Tego rodzaju smarowanie ma tę zaletę, że nie wymaga żadnej kontroli oleju i nie jest możliwe zamarzanie oleju; poza tym nie zachodzi potrzeba zmiany oleju (olej zimowy i letni), następnie odpada pompka do oliwy i zbiornik z przewodami. Poza tym jest łatwy rozruch przy niskich temperaturach i natychmiastowe smarowanie.

Silnik dwusuwowy, jak już wspomniano, posiada przy tej samej liczbie obrotów co czterosuwowy, podwójną liczbę suwów pracy. Silnik dwusuwowy powinien więc teoretycznie posiadać dwukrotnie większą moc niż czterosuwowy o tych samych wymiarach. Tak jednak nie jest. Wadą silnika dwusuwowego jest to, że nie możemy całkowicie uniknąć strat wypływu mieszanki do kanału wylotowego i domieszki resztek pozostałych spalin do mieszanki. Te wady powodują również najwięcej wyłączeń przy silnie zdławionych silnikach, a szczególnie przy małych obrotach. Poza tym zasysanie jak również i wydech nie zachodzi podczas całego skoku tłoka jak w silniku czterosuwowym, a tylko podczas około jednej trzeciej części.

Ogólnie można powiedzieć, że silnik jednocylindrowy dwusuwowy ma o około 30% większą moc, niż czterosuwowy o tych samych wymiarach.

O SMAROWANIU

MATERIAŁY SMARNE

Właściwe smarowanie części trących odgrywa bardzo ważną rolę we wszystkich maszynach tak z punktu widzenia gospodarczego, jak i bezpieczeństwa ruchu. Tarcie metalu o metal jest tak duże, że nie tylko zużywa niepotrzebnie wiele energii na poruszanie części ruchomych, lecz również powoduje znaczne podwyższenie temperatury, jak i silne ścieranie powierzchni trących. Działanie materiałów smarnych polega na tym, że powierzchnie trące pokrywają się cienką warstwą oleju lub tłuszczu i przez to nie stykają się ze sobą bezpośrednio. Zachodzi przy tym dużo mniejsze tarcie materiału smarnego, zamiast olbrzymiego tarcia metali. Dobry smar musi odpowiadać różnym wymaganiom, jeśli ma spełnić swoje zadanie w danych warunkach. I tak np. olej do bardzo cienkich wrzecion (maszyny tkackie) o dużych obrotach, musi być rzadszy, niż do wału ciężkiego koła zamachowego maszyny parowej o małych obrotach. Jeślibyśmy w ostatnim przypadku użyli oleju rzadkiego, to zostałby on wypchnięty i spowodowałibyśmy rozgrzanie i uszkodzenie łożysk. Poza tym zużycie smarów byłoby bardzo duże. Z drugiej strony, użycie oleju gęstego do szybkoobrotowych, cienkich i mało obciążonych wrzecion, spowodowałoby za duże zużycie energii. Mówimy dlatego przy smarach, o odpowiedniej lepkości. Często materiał smarny

wystawiony jest na wysokie temperatury, jak np. w cylindrach maszyn parowych i lokomotyw. Olej nie powinien rozkładać się pod wpływem danej temperatury, tzn. składniki oleju łatwiej parujące nie powinny jeszcze ulatniać się i tworzyć gazów palnych. Dlatego też temperatura rozkładu oleju musi być wyższa niż temperatura danej pary. Należy też zachować dużą ostrożność przy wyborze smaru do cylindrów o wysokim przegrzaniu pary. Należy pamiętać, że oleje stają się rzadsze przy podgrzaniu, a gęstnieją przy ochłodzeniu. Dlatego też do maszyn pracujących w zimnie jak np. lokomotywy, chłodnie należy stosować olej, który przy danej temperaturze pozostanie płynnym i nie będzie wydzielał składników stałych. Od każdego dobrego oleju wymaga się, aby nie zawierał kwasów. Olej, który zawiera kwas powoduje łatwe rdzewienie płaszczyzn trących. Przy łożyskach mosiężnych i brązowych, możemy zauważyć istnienie kwasu w oleju, po tworzeniu się zielonego nalotu na zewnętrznych ściankach panewek.

W praktyce, można powiedzieć, że w myśl zasady „kto dobrze smaruje, ten jedzie“ należy raczej obficie smarować niż za mało. Obficie smarować należy bardzo obciążone łożyska jak np. główny wał, trzpienie krzyżulca, czopy korbowodów itp. przy maszynach parowych i spalinowych. Ściekający, zużyty olej można odprowadzić i użyć ponownie po przefiltrowaniu. Ważne jest przy tym, aby blachy zbierające były szczelne i aby olej nie zanieczyszczał się kurzem. Cylindry kompresorów wyjątkowo nie należy smarować obficie. Wysoka temperatura powstająca w cylindrze kompresora dzięki sprężaniu powietrza, tworzy z nadmiernej oliwy pozostałości, które zmniejszają otwory zaworów. W następstwie tego, temperatura jeszcze bardziej wzrasta, co może spowodować wyparowanie oleju i wybuch mieszanki par oliwy z powietrzem. Wymagania stawiane materiałom smarnym są bardzo różnorodne i zależne od celu ich użycia. Różne jest pochodzenie i wytwarzanie materiałów smarnych. Oleje mogą być pochodzenia roślinnego, zwierzęcego i mineralnego. Oleje i tłuszcze pochodzenia roślinnego i zwierzęcego są między innymi następujące: olej rzepakowy, oliwkowy, rycynowy, olej z nasienia bawełny, z kości, tran i lój. Olej rzepakowy uzyskał pewne znaczenie jako smar i używa się go również jako domieszki do oleju mineralnego. Pomimo chłodzącego działania używa się go stosunkowo rzadko ze względu na wysoką cenę.

Olej z oliwek prawie że nie zmienia się na powietrzu, jednak jako smar ma tylko tam znaczenie, gdzie można go otrzymać odpowiednio tanio w dużych ilościach.

Olej rycynowy posiada dużą lepkość i nie rozpuszcza się w benzynie; jako smaru używa się go do niektórych maszyn np. do silników lotniczych. Ogólniejszego zastosowania nie posiada ze względu na stosunkowo wysoką cenę.

Olej z nasion bawełny wytwarzany jest w dużych ilościach szczególnie w Ameryce. W stanie surowym zawiera on dość dużo zanieczyszczeń, które usuwane są przez działanie pary wodnej i ługu potasowego. Na powietrzu nieco zasycha i dlatego nie bardzo nadaje się sam jako smar. Można go natomiast użyć jako dodatku do oleju mineralnego.

Olej z kości jest na powietrzu bardzo trwałym. Z tego też powodu stosuje się go z pożytkiem do smarowania drobniejszych części maszyn.

Podobne zastosowanie znajduje olej wyrabiany z kopyt. Na powietrzu jest podobnie trwałym jak olej z kości, nie jeleje i nie wytwarza wolnych kwasów.

Tran na powietrzu traci stopniowo swoją rzadkopląnność. Używa się go dlatego tylko z innymi olejami smarnymi.

Ze stałych tłuszczów pewne znaczenie posiada łój. Używa się go po części jako dodatku do olejów mineralnych. Olejów pochodzenia roślinnego i zwierzęcego nie używa się już do maszyn parowych. Oleje mineralne znajdują prawie wyłącznie zastosowanie dzięki bardzo niskiej cenie i dużej trwałości. Oleje mineralne otrzymuje się z ropy, która jest mieszaniną różnych węglowodorów. Przez destylację oddziela się najpierw lżejsze, a później cięższe składniki w postaci pary i przez ochłodzenie zbiera się je w retortach. Destylaty, które ulatniają się z surowego oleju w temperaturze od 200° do 400° C są olejami mineralnymi. Oddzielenie poszczególnych destylatów odbywa się na zasadzie różnych punktów wrzenia poszczególnych składników. Przy każdej temperaturze otrzymujemy inny olej mineralny. Różnią się one punktem zapłonu, własnościami smarnymi i lepkością. Poza tym różnica olejów mineralnych polega na różnych składnikach i pochodzeniu ropy. I tak np. ropa wydobywana w Małopolsce Wschodniej zawiera więcej oleju smarnego i o innych własnościach niż surowiec wydobywany w Ameryce. Przeróbka ropy i jej destylatów zależy od celu, jakiemu ma służyć. Olej do smarowania osi wagonów kolejowych najczęściej otrzymuje się np. przez oddzielenie wartościowych składników bardziej lotnych. Oleje te są niedestylowane i zawierają takie składniki jak np. asfalt. Oleje mineralne mają tę zaletę, że nie tworzą kwasów i nie

żywiczneją. Nie zawsze natomiast posiadają równomierny skład, który zależny jest od pochodzenia i rodzaju ropy. Również przeróbka jest różna w poszczególnych fabrykach. Dlatego też przy zmianie marki oleju, nawet na olej o podobnej nazwie, należy dokładnie sprawdzić jego własności.

Oleje mineralne posiadają zabarwienie od żółtego do brunatnego. Przy pewnym kącie oświetlenia posiadają właściwy sobie połysk. Oleje amerykańskie mają połysk zielony, zaś rosyjskie niebieski.

Również ze smoły, otrzymanej z suchej destylacji węgla, wytwarza się materiały smarne. Do tego używa się zarówno smoły otrzymanej z węgla brunatnego jak i kamiennego. Przez zmieszanie olejów smołowych z innymi materiałami smarnymi i przeróbkę chemiczną, otrzymujemy oleje nadające się mniej lub więcej do różnych celów. Smoły ze zwykłych pieców koksowniczych i gazowni używane są w pierwszej linii do wytwarzania materiałów smarnych. Oleje te są mniej wartościowe i mają znaczenie gdy brak jest olejów lepszych. Wspomnieć jeszcze należy o olejach żywicznych, które otrzymuje się przez suchą destylację żywicy sosnowej. Od czasu wprowadzenia olejów wytwarzanych z ropy, olejów żywicznych prawie nie używa się. Stosuje się je jeszcze jako domieszki do oleju mineralnego przy wytwarzaniu tłuszczów do smarowania wag.

W niektórych przypadkach grafit jest również używany jako materiał smarny. Pomieszany z olejem lub tłuszczem jest dobrym smarem do niektórych celów. Grafit odprowadza dobrze ciepło. Stosuje się go z dobrym rezultatem tam, gdzie zachodzi obawa nadmiernego grzania się łożysk. Poza tym grafit wyrównuje i wygładza nierówności i wgłębienia powierzchni metalu. Wypełnia drobniutkie porowatości powierzchni metalu i przyczepia się tak, że olej zmieszany z nim nie jest tak łatwo wypchnięty jak olej czysty. Dawniej, urządzenia smarownicze łatwo zapychały się przy użyciu grafitu. Obecnie trudność ta nie istnieje, ponieważ stosuje się grafit sztuczny koloidalny w formie roztworów. Przy zmieszaniu tego roztworu z olejem, otrzymujemy produkt, który posiada dodatnie własności grafitu i nie zanieczyszcza urządzeń smarowniczych. Mieszanie grafitu z olejem odgrywają dużą rolę przy smarowaniu łożysk kulkowych i silników spalinowych. Smar grafitowy z domieszką tłuszczu służy również do smarowania kół zębatach, łańcuchów itd. Przez zastosowanie smarów grafitowych można zaoszczędzić duże ilości oleju.

Używa się również smarów zestalonych, spotykanych w handlu pod nazwą tłuszczu maszynowego, używanego do smarownic Stauffera. W

zasadzie są to roztwory mydła i oleju mineralnego. Służą one przeważnie do smarowania bardzo obciążonych łożysk. Dalej mają zastosowanie przy obudowanych napędach zębatych. Poza tym używa się ich do takich części maszyn, które narażone są na wysokie temperatury.

BADANIE OLEJÓW SMARNYCH

Przez użycie smarów chcemy możliwie obniżyć straty tarcia. Płaszczyzny trące nie mogą również podlegać zbyt dużej ścieralności i nie powinny zbyt rozgrzewać się. Dlatego też materiałom smarnym stawiamy różne wymagania, zależnie od celu jakiemu mają służyć. Olej smarny musi być czysty i nie może zawierać kwasów i wody. Kwasy powodują rdzewienie. Woda obniża własności smarne. Przy oliwieniu knotowym nawet ślady wody obniżają przesączalność knotów. Większa zawartość wody może zupełnie uniemożliwić doprowadzenie oleju do łożysk. Oleje do smarowania cylindrów w silnikach, mogą zawierać tylko bardzo niewielką ilość popiołu, ponieważ pewna część oleju spala się w cylindrze. Za wysoka zawartość popiołu powoduje szybkie zanieczyszczenie cylindra. Obok tych własności odgrywa również rolę punkt krzepnięcia i punkt zapłonu oleju.

Punkt krzepnięcia jest to taka temperatura, przy której olej tak krzepnie, że płynięcie jego pod wpływem siły ciężkości staje się niewidoczne. Punkt krzepnięcia musi być ustalony, aby wiedzieć przy jakich temperaturach olej będzie doprowadzany danymi urządzeniami smarowniczymi. Przy tym należy uwzględnić rodzaj urządzenia smarowniczego (smarownica kropelkowa, knotowa, smarowanie obiegowe itp.). Poza temperaturą pracy należy również wiedzieć, czy dana maszyna pracuje z większymi przerwami. Punkt krzepnięcia odgrywa zasadniczo nieznaczną rolę w przebiegu smarowania. Oleje ciężają przeważnie w sposób maziowaty, tak że ciepło wytworzone przez tarcie części ruchomych jest wystarczające do stopienia oziębionego i zakrzepłego oleju. Punkt zapłonu jest to najniższa temperatura, przy której składniki najbardziej lotne tworzą nad powierzchnią oleju palną mieszaninę gazów. Przy zbliżeniu płomienia, gazy te zapalają się i gasną bez zapalenia samego oleju.

Punkt zapłonu jest w pierwszym rzędzie miernikiem dobroci oleju. Poza tym na podstawie punktu zapłonu możemy wnioskować, jak duże będzie parowanie. Oleje smarne powinny wykazywać małe parowanie ze

względów bezpieczeństwa, i nie powinny zmieniać swej gęstości pomimo wyparowywania lotnych składników. Obniżenie punktu zapłonu następuje np. w silnikach spalinowych, gdy paliwo przedostaje się do oleju, lub też gdy olej zostaje rozłożony skutkiem przegrzania.

Najważniejszą cechą oleju jest lepkość. Konieczna jest ona do utworzenia pomiędzy powierzchniami trącymi warstwy oleju, odpornej na ściskanie i ciepło. Lepkość oleju musi odpowiadać danym warunkom pracy. Olej może być tylko w takiej ilości wyciśnięty z pomiędzy trących płaszczyzn, w jakiej jest doprowadzany przez urządzenie smarne. Z drugiej znowu strony lepkość nie może być za wielka, gdyż ze wzrostem przyczepności wzrasta wewnętrzne tarcie oleju, co pociąga za sobą straty mocy. Lepkość jest więc ważną wskazówką, do jakiego celu nadaje się dany olej. O wyborze oleju o właściwej lepkości decyduje ciśnienie i szybkość trących się płaszczyzn, temperatura otoczenia i temperatura łożysk. Łożyska o dużej ilości obrotów i małych naciskach wymagają olejów o małej lepkości. Łożyska zaś o dużym obciążeniu, cylindry silników itp. powierzchnie trące, które wystawione są na wysokie temperatury, wymagają olejów o wyższej lepkości. Lepkość oleju zmniejsza się ze wzrostem temperatury. Przy zastosowaniu chłodzonych urządzeń smarowniczych można używać olejów o mniejszej lepkości, gdyż nie zachodzi w tym przypadku obawa zmniejszania się przyczepności.

1) Badanie na zawartość kwasów.

Wszystkie oleje wchodzące w rachubę są rozpuszczalne w 96% alkoholu. Dlatego też pobiera się próbki i rozpuszcza w alkoholu. Do alkoholu dodaje się nieco roztworu fenoltaleiny i kroplę $\frac{n}{10}$ ługu potasowego. Otrzymujemy roztwór alkoholu o zabarwieniu czerwonym. Jeśli zniknie czerwone zabarwienie przy zmieszaniu oleju z alkoholem, to jest to znakiem, że olej zawiera kwasy.

2) Określenie zawartości wody.

Aby stwierdzić, czy olej zawiera wodę, wrzuca się kawałki karbidu do zlewki z próbką oleju. Jeśli zacząną się wydobywać bańki, to znaczy, że olej zawiera wodę. Woda w zetknięciu z karbidem wytwarza acetylen, który uchodzi w postaci baniek. W przypadku gdy karbid jest porowaty, zawarte powietrze uchodzi również w postaci baniek. Sposób pewny, lecz nieco niewygodny polega na podgrzaniu oleju. Kilka cm^3 oleju

rozgrzewa się w probówce do temperatury 150—160°, zaś olej ciemny do 180°. Jeśli olej zawiera choćby ślady wody, to na ścianach tworzy się emulsja, a nawet może olej lekko się pienić. Jeśli zawartość wody jest znaczna, to następuje przegrzanie jej, co objawia się mniej lub więcej silnym uderzaniem.

3) Ustalenie zawartości popiołu.

Zawartość popiołu ustalamy w sposób następujący: 40 do 50 g oleju filtrujemy przez sitko o oczkach 0,3 mm i ważymy go dokładnie w wyżarzonym tyglu porcelanowym lub kwarcowym. Następnie podgrzewamy tygiel dopóki nie będziemy mogli zapalić oleju. Po spaleniu się oleju resztki silnie wyżarzamy. Trudnopalne pozostałości węgla zwilża się wodą utlenioną i po wyschnięciu wyżarza się ponownie. Można też spopielić te pozostałości w słabym strumieniu tlenu. Po ostygnięciu tygla w naczyniu specjalnym do suszenia, waży się zawartość tygla i oblicza zawartość popiołu. Zawartość popiołu może wynosić w oleju maszynowym i do cylindrów maksymalnie 0,05%, w oleju do silników spalinowych 0,02%, a w oleju do turbin parowych 0,01%.

4) Ustalenie punktu krzepnięcia.

Do ustalenia punktu krzepnięcia bierze się probówkę oznaczoną obwódką na wysokości 4 do 5 cm od dna, i zamkniętą korkiem z otworem. W otworze tym umieszczamy termometr na wysokości 1,5 do 2 cm od dna, dokładnie w środku probówki. Próbkę podgrzewamy 10 minut w temperaturze 50° C następnie ochładzamy w wodzie do 20° C i wlewamy do probówki do wysokości obwódki tak, aby nie oblać wewnętrznych ścianek. Następnie zakładamy termometr i wkładamy probówkę do mieszanki chłodzącej. Po ochłodzeniu o każde 2° probówkę wyjmujemy i przechylamy. Temperatura, przy której oliwa w przechylonej probówce w przeciągu 10 sekund nie wykazuje widocznego płynięcia, nazywa się punktem krzepnięcia.

5) Ustalenie punktu zapłonu.

Do ustalenia punktu zapłonu istnieje wiele aparatów, z których aparat „Pensky-Markens” jest bardzo rozpowszechniony. W zasadzie składa się on z metalowego zbiornika zamykanego pokrywą. W zbiorniku znajduje się urządzenie do mieszania uruchamiane z zewnątrz, dzięki

któremu oliwa posiada jednakową temperaturę. W pokrywie umieszczony jest termometr, który zanurzony jest w oliwie. Podgrzewanie oleju odbywa się przy pomocy płomienia. Przed uruchomieniem należy wytrzeć cały aparat z resztek oliwy, napełnić zbiornik do kreski i nałożyć pokrywę. Początkowo podgrzewać dość szybko do temperatury niższej o 20 do 30° C od przypuszczalnej temperatury zapłonu. Następnie podgrzewać przez siatkę drucianą nie szybciej jak 4° C na minutę. Jeśli punkt zapłonu ma być ustalony bardzo dokładnie, podgrzewanie musi odbywać się jeszcze wolniej. Przy podgrzaniu o każde 2° wzgl. 1° C wprowadza się specjalny palnik ponad olej na przeciąg 1 sekundy. Przyrząd do mieszania uruchomić od około 80° C. Podczas wprowadzania płomienia nie mieszać. Temperatura, przy której następuje wybuchowe spalanie gazów ponad powierzchnią oleju, wzgl. gdy występuje większy niebieski płomień ponad całą powierzchnią oleju i gaśnie nazywa się punktem zapłonu.

6) Ustalenie lepkości.

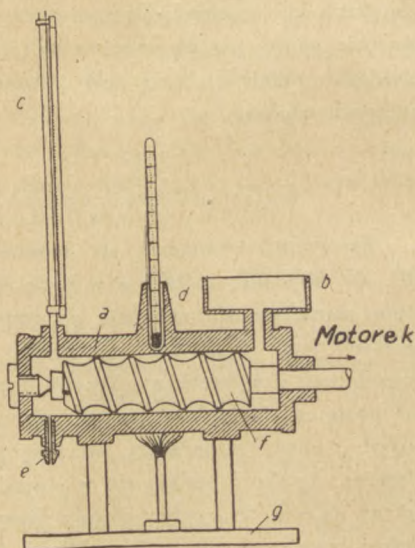
Zazwyczaj wyznacza się lepkość dla następujących temperatur: 20°, 30°, 50°, 80° i 100°, a w razie konieczności i dla innych. Lepkość oleju zmniejsza się znacznie ze wzrostem temperatury, dlatego chcąc określić jego własności mierzymy lepkość przynajmniej dla 3-ech temperatur i wykreślamy krzywą lepkości odkładając temperaturę na osi poziomej, a lepkość na osi pionowej. Oleje stosowane w zakresie dużych wahań temperatury powinny mieć krzywą lepkości o przebiegu płaskim. Lepkość podaje się w stopniach Englera. Zasada tej jednostki polega na tym, że wypływ oleju z naczynia przez rurkę o danym przekroju będzie trwał tym dłużej im większa jest jego lepkość. Stosunek czasu wypływu 200 cm³ oleju o pewnej temperaturze do czasu wypływu 200 cm³ wody o 20° C podaje nam lepkość w stopniach Englera. Np. czas wypływu 200 cm³ oleju o pewnej temperaturze jest pięciokrotnie dłuższy od czasu wypływu tej samej ilości wody o temperaturze 20° C tzn., że lepkość oleju w tej temperaturze wynosi 5° Englera. Do oznaczania lepkości w stopniach Englera używa się aparatu Englera, którego zasadniczą częścią jest zbiorniczek otoczony płaszczem wodnym. Jest on wewnątrz połączony i posiada wypływową rurkę wykonaną z niklu lub platyny, zamykaną przy pomocy kołka o stożkowym zakończeniu. Wielkość zbiorniczka i przekrój rurki są znormalizowane. Rurka nie

może być uszkodzoną. Zbiorniczek napełniamy olejem nieco ponad ostrza wskaźników, cedząc go przez sitko o oczkach 0,3 mm. Aparat dokładnie poziomujemy i odpuszczamy tyle oleju aby jego powierzchnia dotykała dokładnie końców ostrzy wskaźników. Odpuszczanie oleju dokonujemy unosząc koleczek, a poziomowanie — przy pomocy śrub nastawczych u podstawy zbiorniczka. Rurka musi być napełniona a na końcu jej musi zwisać kropla oleju. Zbiorniczek nakrywamy pokrywą i podgrzewamy tak długo, aż woda w płaszczu osiągnie temperaturę wyższą o kilka stopni od temperatury dla której określamy lepkość oleju. Następnie mieszamy olej obracając pokrywę z umieszczonym w niej termometrem.

Skoro olej osiągnie temperaturę wyższą o kilka stopni od temperatury pomiarowej, dolewamy do płaszczu nieco zimnej wody tak, aby w końcu temperatura wody i oleju zrównały się, osiągając wielkość temperatury pomiarowej. Teraz zaczynamy sam pomiar. W tym celu otwieramy rurkę wypływową i wypuszczając olej do suchej kolby miarowej o pojemności 200 cm³, mierzymy stoperem czas napełniania się kolby do kreski. W czasie pomiaru musimy utrzymać stałą temperaturę.

U w a g a : W czasie pomiaru utrzymać bezwzględną czystość. Aparat oczyścić dokładnie przed użyciem. W czasie pracy utrzymywać stałą temperaturę. Ustalenie lepkości aparatem Englera jest bardzo proste, lecz wymaga dużo czasu. Szybciej można ustalić lepkość aparatem Dallwitz-Wagnera (rys. 63).

Aparat składa się z obudowy *a* ze zbiornikiem *b* i z rurki pomiarowej *c* ze skalą. Termometr umieszczony jest w kanale *d*; *e* — kurek odpływowy. W korpusie *a* umieszczony jest ślimak *f*. Oś ślimaka połączona jest sprzęgłem z napędem sprężynowym. Korpus spoczywa na



Rys. 63 Aparat Dallwitz-Wagnera do mierzenia lepkości

plycie *g*. Do podgrzewania używa się palnika Bunsen'a względnie spirytusowego. Motorek, ustawiony na plycie *g*, posiada przełącznik dla dwóch zakresów pomiarowych: 1 i 2, oraz wyłącznik i regulator szybkości. Przy każdym obrocie motorek wydaje dźwięk. Przerwa pomiędzy dźwiękami musi odpowiadać podwójnemu wychyleniu wahadła, należącego do aparatu.

Zbiornik napełnić oliwą, sprężynę motorka nakręcić i na chwilę uruchomić aparat, aby olej wypełnił rurkę pomiarową *C*. Następnie zatrzymać motorek, aby wyrównały się poziomy oleju w rurce pomiarowej i w zbiorniku. Przesunąć skalę na rurce pomiarowej w ten sposób, aby kreska zerowa pokrywała się z poziomem oleju w rurce. Następnie uruchomić aparat. Im olej będzie posiadał większą lepkość, tym wyżej podniesie się w rurce pomiarowej. Otrzymana wysokość w rurce pomiarowej jest miarą lepkości danego oleju. Lepkość w stopniach Englera można odczytać na odpowiednio oznaczonej skali. Przełącznikiem możemy ślimak uruchomić z szybkością 1 lub 2. Olej o mniejszej lepkości wymaga większych obrotów ślimaka, niż olej o większej lepkości do podniesienia na tę samą wysokość w rurce pomiarowej. Przy większej szybkości 1 odczytujemy na skali od 1 do 55, a przy wolniejszych obrotach 2 na skali od 1 do 110^o Englera.

Przed założeniem termometru nalać kilka kropli oleju do kanału *d* dla uzyskania lepszego przewodnictwa cieplnego. Następnie uruchomić motorek sprężynowy i wahadło. Zaobserwować, czy dźwięk zegara odpowiada dokładnie dwóm wychyleniom wahadła. Jeśli nie, nastawić odpowiednio obroty regulatorem szybkości. Po krótkim czasie olej ustala się na pewnej wysokości, według której odczytuje się na skali lepkości w stopniach Englera.

Aparat ten nadaje się szczególnie do wykresów krzywych lepkości. W tym celu podgrzewa się olej nieco ponad najwyższą temperaturę, przy której chcemy określić lepkość. Po odstawieniu palnika, odczytujemy lepkość oziębiającego się oleju bez wyłączania napędu zegarowego, dla każdej żądanej temperatury, np. co 5 stopni.

Po każdym użyciu oczyścić dokładnie aparat. Olej wypuścić przez kurek odpływowy *e*. Przyspieszyć to można uruchamiając motorek. Odjąć sprzęgło i po odkręceniu obydwu pokryw z korpusu wyjąć ślimak. Rurkę

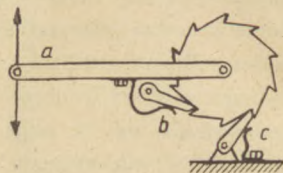
pomiarową oczyścić, przeciągając kilkakrotnie pakuły. Można ją również przepłukać benzyną, alkoholem lub eterem i wytrzeć do sucha. Przy składaniu aparatu zwrócić uwagę, aby ślimak obracał się lekko.

RÓŻNE

LICZNIKI

Aby móc kontrolować równomierność obrotów silników używa się liczników, nazywanych również obrotomierzami. Zadaniem ich jest podanie ilości skoków względnie obrotów w jednostce czasu. Używa się ich przeważnie przy maszynach parowych - tłokowych.

Licznik składa się w zasadzie z szeregu kółek zębatach o 10 zębach. Jedno z tych kółek, liczące jednostki, połączone jest bezpośrednio z maszyną w ten sposób, że przy każdym obrocie maszyny kółko obrócone jest o jeden ząbek. Uruchamianie kółka jednostek odbywa się za pomocą dźwigni (rys. 64). Każdy obrót maszyny porusza wprzód dźwignię *a*. Zapadka *b* porusza przy tym kółko o jeden ząbek; zapadka *c* zapobiega wstecznemu ruchowi kółka.



Rys. 64
Połączenie zapadkowe

Na obwodzie tarczy, osadzonej na ośce kółka zębatego umieszczone są cyfry: od 0 do 9 odpowiednio do zębów. Przy każdym obrocie maszyny ukazuje się następna cyfra. W momencie gdy kółko jednostek przechodzi z 9- na 0, przesuwają ono następne kółko dziesiątek o jeden ząbek i co każde 10 obrotów pokazuje następną cyfrę. Dlatego po odczycie 09 ukazuje się nie 00 lecz 10. W ten sam sposób po 10 obrotach kółka dziesiątek, obrócone jest kółko setek o jeden ząbek, tak że po 099 następuje liczba 100 itd., najczęściej do 99999, poczem następuje 00000.

Liczniki te są przymocowane do maszyny na stałe. Aby otrzymać ilość obrotów maszyny, dzielimy różnicę dwóch odczytów w odstępie pewnego czasu, przez ten czas w minutach. Tym dokładniej obliczymy obroty, im dłuższy będzie odstępek czasu pomiędzy odczytami. Dla kontroli równomierności biegu maszyny odczyty dokonywać co 10 minut.

Przykład: Na liczniku maszyny parowej odczytano: godz. 9,00 — 00364; godz. 9,10 — 02553; 9,20 — 04763; 9,30 — 06968; 9,40 — 09177; 9,50 — 11362; 10,00 — 13554. Ile wynosi średnia ilość obrotów na minutę?

Rozwiązanie: w 60 minutach silnik wykonał $13554 - 364 = 13190$ obrotów. Czyli średnia ilość obrotów wynosi:

$$n = \frac{13190}{60} = \underline{\underline{219,8 \text{ obr./min.}}}$$

Sprawdzenie równomierności obrotów:

Pomiędzy godz. 9 i 9,20 $n = \frac{2553 - 364}{10} = 218,9 \text{ obr./min.}$

„ „ 9,10 i 9,20 $n = \frac{4763 - 2553}{10} = 221,0$ „ „

„ „ 9,20 i 9,30 $n = \frac{6968 - 4763}{10} = 220,5$ „ „

„ „ 9,30 i 9,40 $n = \frac{9177 - 6968}{10} = 220,9$ „ „

„ „ 9,40 i 9,50 $n = \frac{11362 - 9177}{10} = 218,5$ „ „

„ „ 9,50 i 10,00 $n = \frac{13554 - 11362}{10} = 219,2$ „ „

Jak widzimy, wahanie obrotów jest bardzo małe.

OBLICZANIE KOSZTÓW WŁASNYCH

Nie tylko duże i średnie przedsiębiorstwa, lecz również małe warsztaty powinny ustalać dokładnie cenę własnych wyrobów, gdyż powodzenie przedsiębiorstwa w bardzo dużym stopniu zależy od prawidłowej kalkulacji. Jeżeli podamy cenę zbyt wysoką nie będziemy mogli sprzedawać swoich wyrobów, jeżeli zaś będzie ona za niska, możemy narazić przedsiębiorstwo na straty, zagrażając w ten sposób trwałości samego przedsiębiorstwa i pewności inwestowanego kapitału.

Ustalenie kosztów w zakładzie produkującym kilka względnie tylko jeden produkt jest proste i możemy je wykonać bez większego personelu. Wystarczy podzielić wszystkie koszty wspólne łącznie z robocizną za pewien dłuższy okres czasu przez ilość wyprodukowanych sztuk w tym czasie.

Przykład: Wszystkie koszty wspólne oddziału jakiegoś zakładu wyniosły 420000 zł. W czasie tym wyprodukowano 75000 sztuk. Koszt fabrykacji:

$$\text{Cena jednostkowa} = \frac{420000}{75000} = 5,60 \text{ zł.}$$

Sposób ten nazywamy **kalkulacją podziałową**. Polega ona na tym, że wszystkie koszty wspólne w ciągu pewnego okresu czasu dzielimy przez ilość wyprodukowanych sztuk w tym czasie. Wyroby są przy tym produkowane w dużych ilościach.

Dla obliczenia kosztów wyrobów, których części produkowane są jednostkowo, posługujemy się tzw. **kalkulacją przydatkową**. Stosuje się ją również w przypadkach, gdy poszczególne części obrabiane są w wielu oddziałach.

Przy najprostszej kalkulacji, a wystarczającej dla wielu zakładów, dodaje się wszystkie koszty wspólne wszystkich oddziałów i podaje się je w procentach obliczonych w stosunku do robocizny. Ten dodatek procentowy stosuje się przy obliczaniu kosztów wytworzenia każdego poszczególnego fabrykatu.

Jeśli np. miesięczny koszt robocizny wyniósł w jakimś zakładzie 35200 zł, a wszystkie koszty wspólne tego zakładu w tym samym czasie wynoszą 95000 zł, to dodatek dla kalkulacji będzie wynosił

$$\frac{95000}{35200} \cdot 100 = 270\% \text{ robocizny.}$$

Koszt wytworzenia jakiegoś wyrobu będzie:
 robocizna + dodatek do robocizny + koszty materiałowe + koszty specjalne.

Przykład: Obliczyć koszt wytworzenia jakiegoś produktu, jeśli robocizna wynosiła 165 zł, koszty materiałowe 110 zł, koszty specjalne 89 zł, a koszty wspólne 270% robocizny.

Robocizna	165 zł
Dodatek $165 \cdot \frac{270}{100} \approx$	446 zł
Koszty materiałowe	110 zł
Koszty specjalne	89 zł
Koszt wytworzenia	<u>810 zł</u>

Można również oddzielić koszty wspólne, zależne od robocizny i od materiału i oddzielnie wyliczyć dodatki procentowe. W tym przypadku koszty sprzedaży uwzględnia się zwykle jako dodatek do kosztów robocizny i materiału.

Przykład: W ostatnim przykładzie koszty wspólne zależne od robocizny wynoszą 200%, koszty wspólne zależne od materiału wynoszą 30%, koszty sprzedaży 10%.

Robocizna	165 zł
Materiał	110 zł
Koszty wspólne zależne od robocizny $165 \cdot \frac{200}{100}$	330 zł
Koszty wspólne materiałowe $110 \cdot \frac{30}{100}$	33 zł
Koszty specjalne	89 zł
	<u>727 zł</u>
Koszty sprzedaży $727 \cdot \frac{10}{100}$	72,70 zł
Koszt wytworzenia	<u>799,70 zł</u>

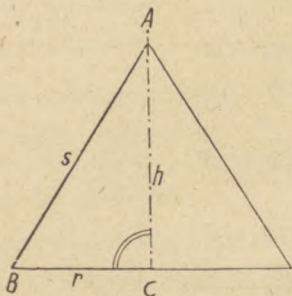
Można również obliczyć koszty oddzielnie dla każdej operacji. W tym przypadku obliczamy procentowy dodatek kosztów wspólnych dla każdego warsztatu. Koszt wytworzenia będzie sumą powstałych kosztów w poszczególnych oddziałach.

RACHUNEK TECHNICZNY

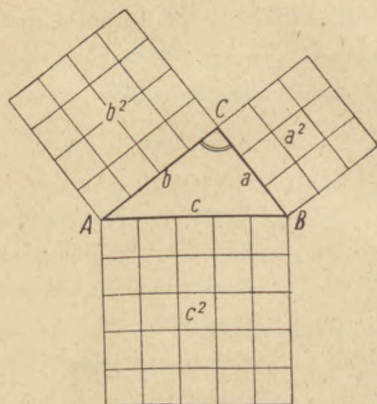
TWIERDZENIE PITAGORASA

Aby obliczyć powierzchnię stożka, musimy znaleźć długość tworzącej. Długość tę możemy znaleźć graficznie z przekroju podłużnego stożka. Można ją również obliczyć rachunkowo posługując się twierdzeniem Pitagorasa.

Wysokość stożka h dzieli przekrój podłużny stożka (rys. 65) na dwa trójkąty prostokątne. Kąt prosty trójkąta ABC oznaczony jest dwoma łukami. Tworząca s leży naprzeciwko kąta prostego. W dowolnym trójkącie prostokątnym (rys. 66) oznaczmy boki literami a , b , c .



Rys. 65 Przekrój podłużny stożka



Rys. 66 Trójkąt prostokątny

Bok c , leżący naprzeciwko kąta prostego, nazywa się przeciwprostokątną. Boki zaś a i b tworzące kąt prosty, nazywają się przyprostokątnymi.

Na rys. 66 przyprostokątna $a = 3$ cm, zaś przyprostokątna $b = 4$ cm. Długość przeciwprostokątnej c znajdziemy z rysunku; równa się ona 5 cm. Kwadraty zbudowane na bokach trójkąta dzielimy na kwadraty o wymiarze 1 cm. Powierzchnie tych kwadratów będą równe 1 cm^2 .

Powierzchnia kwadratu o boku $a = a^2$ i wynosi $3 \cdot 3 = 9 \text{ cm}^2$

„ „ „ „ $b = b^2$ i „ $4 \cdot 4 = 16 \text{ cm}^2$

„ „ „ „ $c = c^2$ i „ $5 \cdot 5 = 25 \text{ cm}^2$

Widzimy, że $c^2 = a^2 + b^2$, to znaczy, że kwadrat przeciwprostokątnej równa się sumie kwadratów przyprostokątnych.

Twierdzenie Pitagorasa odnosi się do wszystkich trójkątów prostokątnych. Mając dane dwa boki trójkąta prostokątnego, możemy obliczyć trzeci. Szukamy długości tworzącej stożka s , która nazywa się przeciwprostokątną (rys. 65). Wysokość stożka h i promień r , podstawy stożka są przyprostokątnymi.

Wstawiając w równanie $c^2 = a^2 + b^2$ oznaczenia wprowadzone dla stożka otrzymamy:

$$s^2 = h^2 + r^2 \text{ z czego}$$

$$s = \sqrt{h^2 + r^2}$$

Przykład: Rama prostokątna o bokach $a = 1,5$ m i $b = 2,5$ m ma być wzmocniona przekątną c . Obliczyć długość przekątnej. Przekątna c podzieli ramę na dwa trójkąty prostokątne, o przyprostokątnych a i b . Na podstawie poprzedniego równania $c^2 = a^2 + b^2$ otrzymamy:

$$c^2 = 1,5^2 + 2,5^2 = 2,25 + 6,25 = 8,5$$

$$c = \sqrt{8,50} = 2,915 \approx 2,92.$$

Długość przekątnej wynosi 2,92 m.

Zadania.

- 3) Wysokość stożka wynosi 28 cm, długość tworzącej 32 cm. Znaleźć średnicę podstawy stożka.
- 4) Podstawa rampy wynosi 15 m, wzniesienie 1,5 m. Znaleźć długość toru rampy.

FUNKCJE KĄTOWE

Tokarz ma obtoczyć stożek. Do tego musi on odpowiednio ustawić na tokarce obtaczany przedmiot lub sanki suportu. Musi więc znać kąt zawarty pomiędzy tworzącą stożka i linią środkową. Według tego kąta nastawia sanki suportu (rys. 67). Jeśli kąt wierzchołka stożka równa się 2α , to kąt zawarty pomiędzy tworzącą i środkową stożka równa się α . Kąt ten, jak widzimy na rys. 67, jest zarazem kątem nastawienia sanek suportu. Tworząca stożka wraz z długością l i promieniem podstawy $d/2$ tworzą trójkąt prostokątny ABC , w którym przy wierzchołku A mamy kąt α .

Długość boków $d/2$ i l są w pewnym stosunku do siebie. Stosunek dwu wielkości możemy napisać jako proporcję i otrzymamy $\frac{d}{2} : l$ lub $\frac{\frac{d}{2}}{l}$. Na rysunku 68 widzimy, że stosunek ten zmienia się w zależności od zmiany kąta α . Zależność pomiędzy dwiema wielkościami określamy nazwą funkcji, którą w tym przypadku nazywamy tangensem kąta α i piszemy $\text{tg } \alpha$ (tangens alfa). Czyli:

$$\text{tg } \alpha = \frac{\frac{d}{2}}{l}$$

Widzimy, że tangens kąta α , jest to stosunek przyprostokątnej przeciwległej do kąta α , do przyprostokątnej przyległej do kąta α . Aby obliczyć $\text{tg } \alpha$, musimy znać długość przyprostokątnych. W tablicach technicznych możemy wyszukać kąt α odpowiadający $\text{tg } \alpha$.

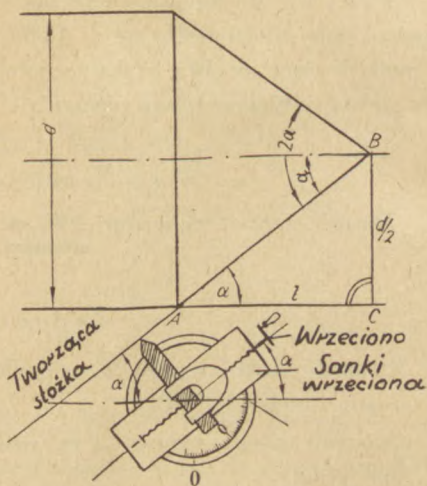
1. Przykład: Długość stożka l wynosi 40 mm. Średnica podstawy wynosi 60 mm. Pod jakim kątem należy ustawić sanki podłużne?

Przebieg obliczenia: Kąt ustawienia obliczamy ze stosunku boków:

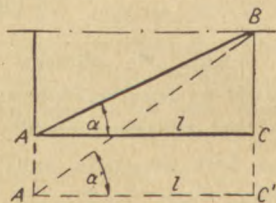
$$\text{tg } \alpha = \frac{\frac{d}{2}}{l}$$

$$\text{tg } \alpha = \frac{\frac{60}{2}}{40} = \frac{30}{40} = \frac{3}{4} = 0,75$$

Odpowiadający kąt α dla $\text{tg } \alpha = 0,75$ wyszukujemy z tabel, kąt $\alpha = 36^\circ 50'$.



Rys. 67 Kąt nastawienia suportu



Rys. 68

Stosunek boków można również napisać odwrotnie. Zamiast $\frac{d}{2}$ otrzymamy $\frac{l}{d}$. Przy takim oznaczeniu stosunku boków mówimy o kotangensie kąta α . Kotangens kąta α jest to stosunek przyprostokątnej przyległej do kąta α , do przyprostokątnej przeciwległej do kąta α .

$$\text{ctg } \alpha = \frac{l}{\frac{d}{2}}$$

W przykładzie I. otrzymamy $\text{ctg } \alpha = \frac{40}{\frac{60}{2}} = \frac{4}{3} = 1,333$

Z tabel znajdziemy odpowiadający kąt α , który równa się $36^{\circ} 50'$;

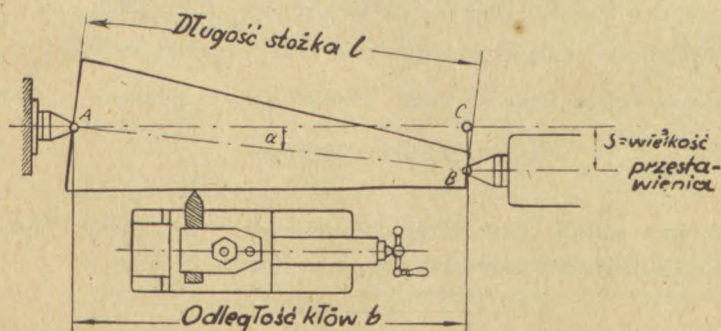
$$\underline{\underline{\alpha = 36^{\circ} 50'}}$$

Uwaga: w trójkącie prostokątnym

Tangens = $\frac{\text{przyprostokątna przeciwległa}}{\text{przyprostokątna przyległa}}$

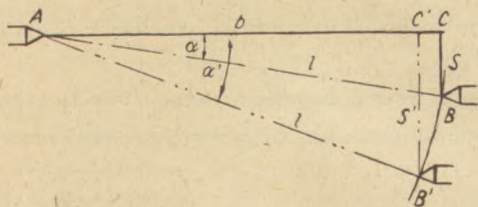
Kotangens = $\frac{\text{przyprostokątna przyległa}}{\text{przyprostokątna przeciwległa}}$

W przypadku gdy tokarka nie posiada urządzenia do nastawienia noża do toczenia stożków, przesuwamy odpowiednio kiel konika (rys. 69). Konik należy przesunąć o tyle, aby tworząca stożka była równoległa do środkowej wrzeciona tokarki (rys. 69). Ponieważ jednak przed wytocze-



Rys. 69 Przesławienie kłtów

niem stożka tworząca nie istnieje, wielkość przesunięcia należy obliczyć rachunkowo. Oznaczmy wielkość przesunięcia literą s , kąt nachylenia linii środkowej stożka do osi wrzeciona tokarki α , długość stożka l . Wielkości te tworzą łącznie trójkąt ABC . Kąt nastawienia α jest zarazem kątem nachylenia tworzącej stożka. Kąt ten jest podany lub obliczamy



Rys. 70

go z rysunku. Na rys. 70 widzimy, że wielkość przesunięcia s zmienia się ze zmianą kąta α , podczas gdy długość stożka l pozostaje niezmieniona. Ze zmianą kąta α zmienia się również odległość kłów b (rys. 70).

Stosunek boków $\frac{s}{l}$ jest funkcją kąta α . Funkcję taką nazywamy sinusem kąta α i piszemy:

$$\sin \alpha = \frac{s}{l}$$

Sinus kąta α jest to stosunek przyprostokątnej przeciwległej do kąta α , do przeciwprostokątnej. Z równania tego można obliczyć wielkość s . Mianowicie: $s = l \cdot \sin \alpha$. Wartość $\sin \alpha$ dla danego kąta α wyszukujemy z tablic.

2. Przykład: Długość stożka ściętego $l = 250$ mm, kąt $\alpha = 2^\circ 30'$. Obliczyć wielkość przestawienia s . Z równania: $\sin \alpha = \frac{s}{l}$ znajdziemy s wstawiając dane wartości. Wielkość $\sin \alpha$ znajdujemy z tablic.

$$s = 250 \times 0,0436 = 10,9 \text{ mm.}$$

Stosunek odległości kłów b do długości stożka l jest również funkcją kąta α . Funkcję taką nazywamy kosinusem (\cos).

$$\cos \alpha = \frac{b}{l}$$

Kosinusem kąta α nazywamy stosunek przyprostokątnej przyległej do kąta α , do przeciwprostokątnej. Jeśli chcemy sprawdzić rachunkowo nastawienie, to kąt α obliczamy z powyższego równania. Kąt α odpowiadający $\cos \alpha$ znajdujemy z tabel.

3. P r z y k ł a d : Długość stożka $l = 250$ mm, odległość kłów $b = 249,75$ mm. Obliczyć kąt α .

W równanie $\cos \alpha = \frac{b}{l}$ wstawiamy dane:

$$\cos \alpha = \frac{249,75}{250} = 0,9990$$

$$\underline{\underline{\alpha = 2^\circ 30'}}$$

U w a g a : W trójkącie prostokątnym

$$\text{Sinus} = \frac{\text{przyprostokątna przeciwległa}}{\text{przeciwprostokątna}}$$

$$\text{Kosinus} = \frac{\text{przyprostokątna przyległa}}{\text{przeciwprostokątna}}$$

W jakimkolwiek trójkącie prostokątnym ABC o bokach a, b, c i kątach α, β, γ mamy następujące funkcje kąta α (rys. 71):

$$\sin \alpha = \frac{a}{c} \quad \cos \alpha = \frac{b}{c}$$

$$\text{tg } \alpha = \frac{a}{b} \quad \text{ctg } \alpha = \frac{b}{a}$$

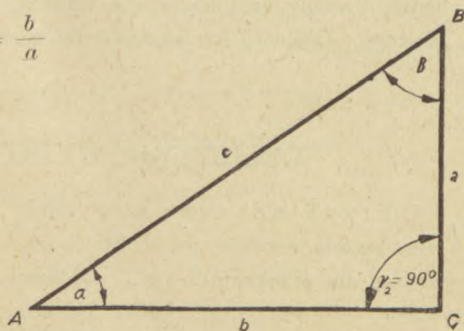
kąta β :

$$\sin \beta = \frac{b}{c}$$

$$\cos \beta = \frac{a}{c}$$

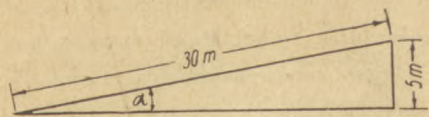
$$\text{tg } \beta = \frac{b}{a}$$

$$\text{ctg } \beta = \frac{a}{b}$$



Rys. 71 Trójkąt prostokątny

4. **Przykład**: Długość rampy przeładunkowej powinna wynosić 30 m i wznosić się na 5 m. Obliczyć kąt nachylenia α (rys. 72).



Rys. 72 Schematyczne przedstawienie rampy przeładunkowej w przykładzie 4.

Kąt nachylenia obliczymy z trójkąta prostokątnego, którego przeciwprostokątna wynosi 30 m,

przyprostokątna przyległa do kąta α , wynosi 5 m (rys. 72). Kąt α znajdujemy z tabel.

$$\sin \alpha = \frac{5}{30} = 0,1666$$

$$\underline{\underline{\alpha = 9^{\circ} 35'}}$$

Zadania.

- 5) Szkarpa o wysokości 4 m ma głębokość 6 m. Obliczyć kąt nachylenia szkarpy (przebieg obliczenia jak na rys. 72).
- 6) Długość stożka ma wynosić 280 mm i kąt $\alpha = 3^{\circ}$. Jak duże musi być przestawienie kła konika na tokarce?
- 7) Stożek o średnicy $D = 200$ mm i $d = 170$ mm i o długości $l = 280$ mm będzie toczony na tokarce z nastawianym posuwem poosiowym sanek suportu. Obliczyć kąt nastawienia sanek (porównaj rys. 67).

OBLICZENIA WYTRZYMAŁOŚCI

1. **Przykład**: Próba na zrywanie stali St37 o średnicy $d = 12$ mm została zerwana przy obciążeniu 6786 kg. Jakie jest obciążenie zrywające dla przekroju 1 cm^2 ? Obliczyć dopuszczalną wytrzymałość na zrywanie, jeśli ono może wynosić $1/5$ obciążenia zrywającego. Obliczenie: Obciążenie zrywające dla 1 cm^2 otrzymamy, jeżeli podzielimy całkowite obciążenie przez przekrój próbki.

Dopuszczalna wytrzymałość wynosi przeciętnie $1/5$ obciążenia zrywającego.

Rozwiązanie:

$$\text{Obciążenie zrywające } \sigma_z = \frac{6786}{1,2^2 \frac{\pi}{4}} = 6000 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Dopuszczalne obciążenie } \sigma_D = \frac{6000}{5} = \underline{\underline{1200 \text{ kg/cm}^2}}$$

Wartość ta odpowiada wartościom z tabel dla σ_D .

2. P r z y k ł a d : Należy zawiesić krążek na belce na wieszaku. Jaką średnicę musi mieć wieszak ze stali St50, jeśli krążek zbudowany jest dla maksymalnego obciążenia 2700 kg. Obliczenie: Wieszak będzie obciążony na rozciąganie przy zmiennym obciążeniu jednokierunkowym. Dopuszczalne obciążenie dla St50 wynosi według tabeli $\sigma_D = 900 \text{ kg/cm}^2$.

$$\text{Rozwiązanie: Przekrój wieszaka musi wynosić: } \frac{2700}{900} = 3 \text{ cm}^2$$

Temu przekrojowi odpowiada średnica $d = 2,0 \text{ cm}$ (wg. tabel). Średnica wieszaka powinna wynosić 20 mm.

3. P r z y k ł a d : Ośka krążka w przykładzie 2. jest łożyskowana na dwóch blachach stalowych. Obliczyć średnicę ośki.

Przebieg obliczenia: Ośka będzie obciążona na ścinanie. Ponieważ podparta ona jest na dwu łożyskach, każde z nich przyjmuje połowę obciążenia, czyli $P = \frac{2700}{2} = 1350 \text{ kg}$. Wytrzymałość na ścinanie stali St50 wynosi średnio $\tau_s = 720 \text{ kg/cm}^2$ dla obciążenia zmiennego.

Rozwiązanie: Przekrój ośki musi wynosić:

$$\frac{1350}{720} = 1,87 \text{ cm}^2$$

Przekrojowi temu odpowiada średnica $d = 1,6 \text{ cm}$.

Średnica ośki musi wynosić 16 mm.

SZYBKOŚĆ SZLIFOWANIA

Przy szlifowaniu szybkość obwodowa tarczy szlifierskiej odgrywa ważną rolę. Szybkość obwodowa jest równocześnie szybkością skrawania. Przy zbyt dużej szybkości następuje wydatny spadek sprawności szlifowania. Przy zbyt małej szybkości następuje szybkie zużycie tarczy szlifierskiej i deformacja. Powierzchnię szlifowaną otrzymamy przy tym o grubym szlifie (porysowaną), a wymiary szlifowane będą niedokładne. Obwód tarczy szlifierskiej obliczamy ze wzoru: $2 \pi r$. Z czego wynika, że tarcze o różnych średnicach mają różne szybkości obwodowe, przy tej samej ilości obrotów. Jest więc konieczne obliczenie rachunkowe ilości obrotów i szybkości obwodowej tarczy. Szybkość oblicza się w metrach na sekundę.

1. P r z y k ł a d : Tarcza szlifierska o średnicy 200 mm ma 3300 obrotów na minutę. Obliczyć szybkość obwodową (szybkość skrawania).

Przebieg obliczenia: Dana jest średnica tarczy $d = 200$ mm i ilość obrotów $n = 3300$ obr/min. Należy obliczyć szybkość skrawania v , aby sprawdzić, czy nie jest przekroczona maksymalna dopuszczalna wartość

Każde ziarno na obwodzie tarczy przebywa drogę $U = d \cdot \pi$ [mm] 35 m/sek. w ciągu jednego obrotu. Przy n obrotach na minutę przebyta droga będzie n razy dłuższa.

Szybkość obwodowa $v = \pi \cdot d \cdot n$ mm/min. Wartość tę musimy przeliczyć na m/sek. Dzielimy przez 1000 i otrzymamy w m zamiast w mm, następnie przez 60, ponieważ minuta ma 60 sekund. Czyli

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000 \cdot 60} \text{ [m/sek]}$$

$$\text{Rozwiązanie: } v = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 3300}{1000 \cdot 60} = 34,5 \text{ m/sek.}$$

Szybkość obwodowa wynosi 34,5 m/sek, czyli wartość maksymalna nie została przekroczona.

2. P r z y k ł a d : Tarcza szlifierska o średnicy $d = 250$ mm może posiadać maksymalną szybkość skrawania $v = 25$ m/sek. Obliczyć ilość obrotów n .

Przebieg obliczenia: Ze wzoru:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000 \cdot 60} \quad \text{otrzymamy:} \quad n = \frac{v \cdot 1000 \cdot 60}{\pi \cdot d}$$

Rozwiązanie: $n = \frac{25 \cdot 1000 \cdot 60}{3,14 \cdot 250} = 1910 \text{ obr/min.}$

Ilość obrotów tarczy $n = \underline{\underline{1910 \text{ obr/min.}}}$

3. Przykład: Tarcza szlifierska o średnicy $d = 300 \text{ mm}$ wytrzymuje maksymalną ilość obrotów $n = 2230 \text{ obr/min.}$

Obliczyć szybkość skrawania.

Ze wzoru: $v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000 \cdot 60}$ otrzymujemy:

$$v = \frac{3,14 \cdot 300 \cdot 2230}{1000 \cdot 60} = \underline{\underline{35 \text{ m/sek.}}}$$

4. Przykład: Tarcza szlifierska o średnicy $d = 200 \text{ mm}$ ma 1500 obr/min. Obliczyć szybkość skrawania v .

Ze wzoru: $v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000 \cdot 60}$ otrzymujemy:

$$v = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 1500}{1000 \cdot 60} = \underline{\underline{16 \text{ m/sek.}}}$$

5. Przykład: Dopuszczalna szybkość skrawania tarczy szlifierskiej o średnicy 400 mm wynosi 25 m/sek. Obliczyć ilość obrotów.

Ze wzoru: $v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000 \cdot 60}$ otrzymujemy

$$n = \frac{v \cdot 1000 \cdot 60}{\pi \cdot d} = \frac{25 \cdot 1000 \cdot 60}{3,14 \cdot 400} = \underline{\underline{1200 \text{ obr/min.}}}$$

ZAGADNIENIA FIZYCZNE

RUCH JEDNOSTAJNIE PRZYSPIESZONY

Lokomotywa jak i samochód nie mają przy ruszaniu pełnej szybkości; pojazdy wymagają dłuższego lub krótszego czasu dla osiągnięcia maksymalnej szybkości. Ruch pojazdu nazywamy w tym wypadku ruchem przyspieszonym. Szybkość wzrasta przy tym z sekundy na sekundę. Jeśli przyrost szybkości jest w każdej sekundzie jednakowy, to mamy ruch jednostajnie przyspieszony. Przyrost szybkości w ciągu sekundy nazywamy przyspieszeniem i oznaczamy literą b .

U w a g a : Przyspieszenie jest to przyrost szybkości na sekundę.

Ponieważ szybkość v mierzymy w m/sek, to b jako dodatkowa szybkość na sekundę musi mieć m/sek w ciągu sekundy. Czyli:

$$\frac{\text{m/sek.}}{\text{sek}} = \frac{\frac{\text{m}}{\text{sek}}}{\text{sek}} = \frac{\text{m}}{\text{sek}^2}$$

U w a g a : Przyspieszenie b mierzymy w m/sek². Jeśli więc ciało porusza się z szybkością początkową v_a (m/sek) i posiada przyspieszenie b (m/sek²), to szybkość jego będzie wynosiła:

$$\text{po 1 sekundzie } v_1 = v_a + b$$

$$\text{po 2 sekundzie } v_2 = v_a + b \cdot 2 (= v_1 + b = v_a + b + b)$$

$$\text{po 3 sekundzie } v_3 = v_a + b \cdot 3$$

$$\text{po } t \text{ sekundach } v_t = v_a + b \cdot t$$

Oznaczmy szybkość końcową po t sekundach przez v_e to:

$$v_e = v_a + b \cdot t$$

Dla obliczenia drogi przebytej przez dane ciało ruchem jednostajnie przyspieszonym, będziemy następująco rozmawiać: Droga przy ruchu jednostajnym jest $s = v \cdot t$. Jeśli więc np. szybkość początkowa $v_a = 3$ m/sek, a szybkość końcowa $v_e = 9$ m/sek, to ciało poruszające się ruchem jednostajnie przyspieszonym przebędzie taką samą drogę, jak gdyby poruszało się w tym czasie ze średnią szybkością 6 m/sek. Średnia szybkość:

$$v_m = \frac{3+9}{2} = \frac{12}{2} = 6 \text{ m/sek.} \quad \text{Ogólnie: } v_m = \frac{v_a + v_e}{2}. \quad \text{Jeśli wstawimy te}$$

wartość do poprzedniego równania $s = v \cdot t$, to otrzymamy drogę, przebyta przez ciało ruchem jednostajnie przyspieszonym w ciągu t sekund.

$$s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t$$

Podstawiając wartość na v_e otrzymamy:

$$s = \frac{v_a + v_a + b \cdot t}{2} \cdot t = \frac{(2v_a + b \cdot t) \cdot t}{2} = \frac{2v_a \cdot t + b \cdot t^2}{2}$$

$$= \frac{2v_a \cdot t}{2} + \frac{b \cdot t^2}{2} = v_a \cdot t + \frac{b \cdot t^2}{2}$$

$$s = v_a \cdot t + \frac{b \cdot t^2}{2}$$

Z równania: $v_e = v_a + b \cdot t$ obliczamy t :

$$b \cdot t = v_e - v_a$$

$$t = \frac{v_e - v_a}{b}$$

i wstawiamy w równanie na s :

$$s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot \frac{v_e - v_a}{b} = \frac{(v_e + v_a) \cdot (v_e - v_a)}{2b}$$

$$= \frac{v_e^2 - v_e \cdot v_a + v_e \cdot v_a - v_a^2}{2b}$$

$$s = \frac{v_e^2 - v_a^2}{2b}$$

Spośród 5 wielkości s , v_a , v_e , b i t , występujących przy ruchu jednostajnie przyspieszonym, możemy na podstawie powyższych 4 równań, obliczyć 2 wielkości o ile pozostałe 3 są znane.

Jeśli szybkość początkowa $v_a = 0$, to znaczy, że ruch rozpoczyna się ze stanu spoczynku; w powyższe równanie zamiast v_a wstawiamy wartość zero. Otrzymamy wtedy 4 równania w uproszczonej formie:

$$1) v_e = v_a + b \cdot t = 0 + b \cdot t; \quad \underline{\underline{v_e = b \cdot t}}$$

$$2) s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t = \frac{0 + v_e}{2} \cdot t; \quad \underline{\underline{s = \frac{v_e}{2} \cdot t}}$$

$$3) s = v_a \cdot t + \frac{b \cdot t^2}{2} = 0 \cdot t + \frac{b \cdot t^2}{2}; \quad \underline{\underline{s = \frac{b \cdot t^2}{2}}}$$

$$4) s = \frac{v_e^2 - v_a^2}{2b} = \frac{v_e^2 - 0}{2b}; \quad \underline{\underline{s = \frac{v_e^2}{2b}}}$$

1. Przykład. Pociąg pospieszny jedzie z szybkością 30 km/h i zwiększa swoją szybkość w przeciągu $2\frac{1}{2}$ minuty, na skutek nadanego mu przyspieszenia $0,09$ m/sek². Jaką szybkość osiągnie pociąg?

Przebieg obliczenia: Dane są: szybkość początkowa v_a , przyspieszenie b i czas t . Szybkość końcową możemy obliczyć z równania $v_e = v_a + b \cdot t$. Należy pamiętać przy tym, aby szybkości były podane w m/sek, a czas w sekundach.

Rozwiązanie: $v_a = 30$ km/h $= \frac{30000}{3600} = 8,33$ m/sek; $b = 0,09$ m/sek²;
 $t = 2\frac{1}{2}$ min $= 2,5 \cdot 60 = 150$ sekund.

$$\begin{aligned} v_e &= v_a + b \cdot t \\ &= 8,33 + 0,09 \cdot 150 \\ &= 8,33 + 13,5 \\ &= 21,83 \text{ m/sek.} \end{aligned}$$

$$21,83 \text{ m/sek} = \frac{21,83 \cdot 3600}{1000} = 21,83 \cdot 3,6 \approx 78,6 \text{ km/h}$$

Po $2\frac{1}{2}$ minutach pociąg osiągnie szybkość 78,6 km/h.

2. Przykład. Lokomotywa ma szybkość 5 m/sek; po 12 sekundach osiągnęła szybkość 14,6 m/sek.

a) Jakie przyspieszenie nadano lokomotywie?

b) Jaką drogę przebyła lokomotywa?

Przebieg obliczenia: Dane są: szybkość początkowa v_a , szybkość końcowa v_e i czas t . Przyspieszenie możemy obliczyć z równania $v_e = v_a + b \cdot t$, przebytą drogę z równania $s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t$. Ponieważ szybkości podane są w m/sek i czas w sekundach, możemy te wartości wstawić w równania bez przeliczenia.

Rozwiązanie:

$$a) v_e = v_a + b \cdot t$$

$$v_a + b \cdot t = v_e$$

$$b \cdot t = v_e - v_a$$

$$b = \frac{v_e - v_a}{t}$$

$$b = \frac{14,6 - 5}{12} = \frac{9,6}{12} = 0,8 \text{ m/sek}^2$$

$$b) s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t = \frac{5 + 14,6}{2} \cdot 12 = \frac{19,6}{2} \cdot 12 = 9,8 \cdot 12 = 117,6 \text{ m.}$$

Przyspieszenie $b = 0,8$ m/sek²;

Przebyta droga $s = 117,6$ m.

Zadania.

- 8) Skok tłoka w silniku samochodowym wynosi 130 mm. Ilość obrotów $n = 1200$ obr/min.
- Obliczyć szybkość kątową koła zamachowego.
 - Obliczyć szybkość obwodową czopa wału korbowego.
- 9) Tramwaj posiada maksymalną szybkość 18 km/h. Szybkość tę osiąga w ciągu 8 sekund od momentu ruszenia.
- Jakie przyspieszenie posiada tramwaj?
 - Jaką drogę przebędzie w tym czasie?
- 10) Średnica koła zamachowego walcarki wynosi 5500 mm. W ciągu 25 sekund od uruchomienia maszyna uzyskuje pełne obroty 240 obr/min.
- Obliczyć szybkość obwodową koła zamachowego przy pełnych obrotach.
 - Obliczyć drogę przebytą przez punkt, znajdujący się na obwodzie koła zamachowego w czasie uzyskiwania pełnych obrotów.
 - Jakie jest przyspieszenie na obwodzie koła?
 - Ile obrotów wykona koło zamachowe w czasie uzyskiwania pełnych obrotów?
 - Obliczyć szybkość kątową koła zamachowego przy pełnej ilości obrotów.

PRAWA CIĄŻENIA

Szczególnie ważnym ruchem jednostajnie przyspieszonym jest ruch ciała, swobodnie spadającego na ziemię. Przyczyną swobodnego spadania jest siła przyciągania ziemskiego, czyli ciężar. Przyspieszenie, które uzyskuje przy tym ciało nazywa się przyspieszeniem ziemskim i oznaczone jest literą g . Przyspieszenie ziemskie wynosi około 10 m/sek², dokładnie $g = 9,81$ m/sek². Droga, którą przebywa przy tym ciało, nazywa się wysokością spadania i oznacza się literą h . Szybkość początkowa v_a jest zero. Ponieważ ruch ciała swobodnie spadającego jest ruchem jednostajnie przyspieszonym, więc wyprowadzone poprzednio równania mają tutaj również zastosowanie. Cztery równania poprzednio wyprowadzone:

$$1) v_e = v_a + b \cdot t$$

$$2) s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t$$

$$3) s = v_a \cdot t + \frac{b \cdot t^2}{2}$$

$$4) s = \frac{v_e^2 - v_a^2}{2b}$$

Jeśli podstawimy $v_a = 0$, zamiast drogi s — wysokość h i zamiast przyspieszenia b — przyspieszenie ziemskie g , otrzymamy:

z równania 1)	$v_e = g \cdot t$
„ 2)	$h = \frac{v_e}{2} \cdot t$
„ 3)	$h = \frac{g \cdot t^2}{2}$
„ 4)	$h = \frac{v_e^2}{2g}$

Obliczmy v_e z równania 4)

$$h = \frac{v_e^2}{2g}; \quad v_e^2 = 2 \cdot g \cdot h; \quad v_e = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$$

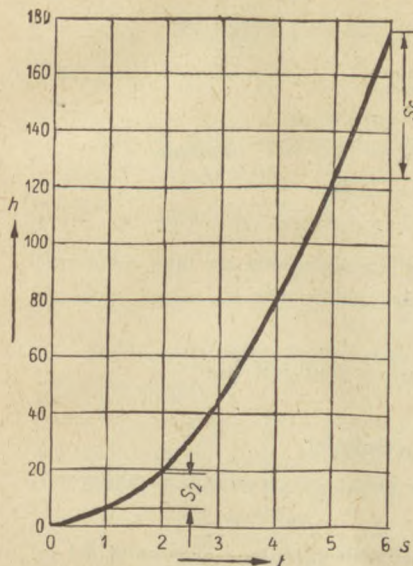
t w sekundach	h w m $(h = \frac{g \cdot t^2}{2})$	v_e w m/sek $(v_e = g \cdot t)$
1	4,91	9,81
2	19,62	19,62
3	44,15	29,43
4	78,48	39,24
5	122,63	49,05
6	176,58	58,86

W technice bardzo często używamy równania:

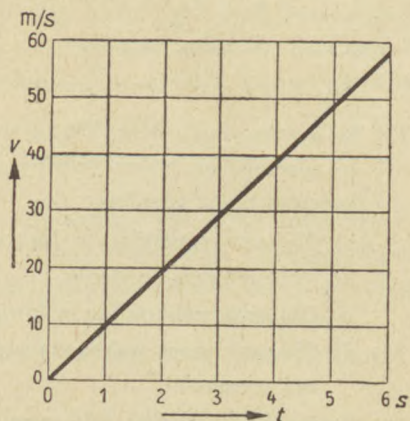
$v_e = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$. Należy pamiętać, że w równaniach powyższych nie jest uwzględniony opór powietrza podczas spadania.

W powyższej tabelce mamy obliczone dla różnych czasów t , odpowiadające wysokości h i szybkości końcowe v_e .

Jeśli naniesiemy na wykresie czas t na osi poziomej i wysokości h na osi pionowej, to zobaczymy, że wysokości h nie zwiększają się równomiernie z czasem t (rys. 73), lecz że ze wzrostem czasu t przebyta droga będzie w każdej następnej sekundzie większa. Jak widzimy z rys. 73, droga przebyta w szóstej sekundzie s_6 jest prawie czterokrotnie większa od drogi s_2 , przebytej w ciągu drugiej sekundy.



Rys. 73 Wykres czasu i wysokości przy swobodnym spadaniu



Rys. 74 Wykres czasu i szybkości przy swobodnym spadaniu

Nanosząc w podobny sposób szybkości końcowe po każdej sek v_e na wykresie, zobaczymy, że szybkość końcowa wzrasta równomiernie z czasem (rys. 74).

Przykład: Ciało spada swobodnie z wysokości 320 m.

- Obliczyć czas spadania.
- Obliczyć szybkość końcową.
- Obliczyć przebytą drogę po 5,2 sekundy.

Przebieg obliczenia: Dane są: wysokość $h = 320$ m i przyspieszenie ziemskie $g = 9,81$ m/sek².

a) Czas spadania obliczymy z równania: $h = \frac{g \cdot t^2}{2}$

b) Szybkość końcową obliczymy ze wzoru $v_e = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$,
lub z równania $v_e = g \cdot t$

- c) Przebyta drogę w ciągu 5,2 sekundy możemy obliczyć z równania 3.

Rozwiązanie: a) $\frac{gt^2}{2} = h; t^2 = \frac{2h}{g}$

$$t = \sqrt{\frac{2 \cdot 320}{9,81}} = \sqrt{\frac{640}{9,81}} = \sqrt{65,24} = 8,08 = \underline{\underline{8,1 \text{ sek}}}$$

$$\begin{aligned} \text{b) } v_e &= \sqrt{2 \cdot g \cdot h} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 320} = \sqrt{19,62 \cdot 320} \\ &= \sqrt{6278,4} \approx \underline{\underline{79,2 \text{ m/sek.}}} \end{aligned}$$

$$\text{c) } h = \frac{g \cdot t^2}{2} = \frac{9,81 \cdot 5,2^2}{2} = \frac{9,81 \cdot 27,04}{2} \approx \underline{\underline{132,6 \text{ m}}}$$

Zadania.

- 11) Kula żelazna o wadze 500 kg została podniesiona na taką wysokość, że spadając na odlew żeliwny, który mamy rozbić, osiąga szybkość końcową $v_e = 16 \text{ m/sek}$.
- Obliczyć wysokość, na jaką musimy podnieść kulę.
 - Obliczyć czas spadania.
 - Obliczyć szybkość na połowie wysokości.
 - Obliczyć pracę wykonaną przez kulę, przy spadaniu z maksymalnej wysokości.
- 12) Ruchoma część młota parowego spada swobodnie z wysokości 3,1 m.
- Obliczyć szybkość końcową.
 - Obliczyć czas spadania.
 - Ile uderzeń na minutę może wykonać młot, jeśli do podniesienia potrzebny jest trzykrotnie większy czas niż do spadania.

RUCH JEDNOSTAJNIE OPÓŹNIONY

Koło zamachowe maszyny parowej, czy też lokomotywa zmniejszają stale szybkość po zamknięciu dopływu pary, aż do ich zatrzymania się. Ruch ten nazywa się ruchem opóźnionym. Wielkość, o którą zmniejsza się szybkość w każdej sekundzie, nazywa się opóźnieniem. Podobnie jak przyspieszenie również i opóźnienie oznaczamy literą b . Jeśli zmniejszenie szybkości jest jednakowe w każdej sekundzie, to mamy ruch jednostajnie opóźniony.

Jeśli przy ruchu takim sekundowe zmniejszenie szybkości wynosi b [m/sek²], oznacza to, że szybkość v będzie mniejsza:

$$\begin{array}{lll} \text{po 1 sekundzie o } b \cdot 1 \text{ m/sek} \\ \text{„ 2 „ „ } b \cdot 2 \text{ m/sek} \\ \text{„ 3 „ „ } b \cdot 3 \text{ m/sek} \\ \text{„ } t \text{ „ „ } b \cdot t \text{ m/sek} \end{array}$$

Przy opóźnieniu $b = 1,2$ m/sek² zmniejszenie szybkości po 5 sekundach będzie wynosiło

$$b \cdot t = 1,2 \cdot 5 = 6 \text{ m/sek.}$$

Jeśli chcemy obliczyć szybkość końcową, to musimy zmniejszyć szybkość początkową o wartość $b \cdot t$. Oznaczmy szybkość początkową przez v_a , opóźnienie literą b i czas przez t , to szybkość końcowa będzie wynosić:

$$v_e = v_a - b \cdot t$$

Jeśli porównamy to równanie z równaniem dla ruchu jednostajnie przyspieszonego $v_e = v_a + b \cdot t$ to widzimy, że równania powyższe różnią się tylko znakiem. Przy ruchu przyspieszonym szybkość jest o tę samą wielkość powiększona, co przy ruchu opóźnionym — zmniejszona.

Drogię przebytą obliczamy podobnie jak przy ruchu przyspieszonym.

$$s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t \quad \text{gdzie } \frac{v_a + v_e}{2} \text{ jest średnią szybkością.}$$

Wstawiając wartość v_e do ostatniego równania, otrzymamy:

$$\begin{aligned} s &= \frac{v_a + v_a - b \cdot t}{2} \cdot t = \frac{(2v_a - b \cdot t) \cdot t}{2} = \frac{2v_a \cdot t - b \cdot t^2}{2} = \\ &= \frac{2v_a \cdot t}{2} - \frac{b \cdot t^2}{2} = v_a \cdot t - \frac{b \cdot t^2}{2} \end{aligned}$$

$$s = v_a \cdot t - \frac{b \cdot t^2}{2}$$

Obliczając t z równania $v_e = v_a - b \cdot t$ otrzymamy:

$$\begin{aligned} b \cdot t + v_e &= v_a \\ b \cdot t &= v_a - v_e \\ t &= \frac{v_a - v_e}{b} \end{aligned}$$

Wartość t podstawiamy w równanie dla s :

$$s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot \frac{v_a - v_e}{b} = \frac{(v_a + v_e) \cdot (v_a - v_e)}{2b} =$$

$$= \frac{v_a^2 - v_a \cdot v_e + v_a \cdot v_e - v_e^2}{2b}$$

$$s = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2b}$$

1. Przykład: Pociąg pospieszny posiada szybkość 102 km/h. Na długości 250 m pociąg został zatrzymany przy użyciu hamulców.

a) Obliczyć czas hamowania.

b) Obliczyć opóźnienie.

Przebieg obliczenia: Dane są: szybkość początkowa $v_a = 102$ km/h, szybkość końcowa $v_e = 0$ i droga $s = 250$ m. Szybkość początkową, podaną w km/h, musimy zamienić najpierw na m/sek.

a) Czas hamowania obliczymy ze wzoru $s = \frac{v_a - v_e}{2} \cdot t$

b) Opóźnienie obliczymy ze wzoru $s = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2b}$

Rozwiązanie: $v_a = 102 \text{ km/h} = \frac{102000}{3600} = 28,33 \text{ m/sek}$;

$v_e = 0$ $s = 250$ m.

$$a) s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t; \quad t = \frac{2s}{v_a + v_e} = \frac{2 \cdot 250}{28,33 + 0} = \frac{500}{28,33} \approx 17,6 \text{ sek.}$$

$$b) s = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2b}; \quad v_e = 0$$

$$s \cdot b = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2}$$

$$b = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2s} = \frac{28,33^2 - 0^2}{2 \cdot 250} = \frac{802,59}{500} = 1,61 \text{ m/sek}^2$$

Czas hamowania $t = 17,6$ sek; opóźnienie $b = 1,61 \text{ m/sek}^2$.

2. Przykład: Koło zamachowe silnika gazowego o średnicy 2200 mm posiada 212 obr/min. Po zamknięciu dopływu gazu silnik wykonuje 76 obrotów dopóki nie stanie.

a) Obliczyć szybkość obwodową przy pełnej ilości obrotów.

b) Jaką drogę przebędzie punkt na obwodzie koła zamachowego w czasie zatrzymywania się?

- c) Jakie jest opóźnienie na obwodzie koła?
 d) Obliczyć czas zatrzymywania się silnika.

Przebieg obliczenia:

- a) W równaniu $v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60}$ dane są d i n , więc v możemy obliczyć (d wstawić w metrach).
- b) Aby znaleźć drogę s , musimy ilość obrotów (76), jaką wykona koło zamachowe po zamknięciu gazu, pomnożyć przez obwód $d \cdot \pi$.
- c) Opóźnienie obliczymy ze wzoru $s = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2b}$; s obliczono w punkcie a). Ponieważ $v_e = 0$, możemy powyższe równanie uprościć: $s = \frac{v_a^2}{2b}$; v_a obliczono w p. a).
- d) Czas zatrzymywania się t obliczymy ze wzoru $s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t$.
 Ponieważ $v_e = 0$, więc $s = \frac{v_a}{2} \cdot t$.

Rozwiązanie:

$d = 2200 \text{ mm} = 2,2 \text{ m}$; $n = 212 \text{ obr/min}$; ilość obrotów w czasie zatrzymywania wynosi 76.

$$a) v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2,2 \cdot 3,14 \cdot 212}{60} \approx \underline{\underline{24,4 \text{ m/sek}}}$$

$$b) s = 76 \cdot d \cdot \pi = 76 \cdot 2,2 \cdot 3,14 = \underline{\underline{525 \text{ m}}}$$

$$c) s = \frac{v_a^2}{2b}; b \cdot s = \frac{v_a^2}{2}; b = \frac{v_a^2}{2s}$$

$$b = \frac{24,4^2}{2 \cdot 525} = \frac{595,4}{1050} \approx \underline{\underline{0,567 \text{ m/sek}^2}}$$

$$d) s = \frac{v_a}{2} \cdot t; t = \frac{2s}{v_a} = \frac{2 \cdot 525}{24,4} = \frac{1050}{24,4} = \underline{\underline{43 \text{ sek.}}}$$

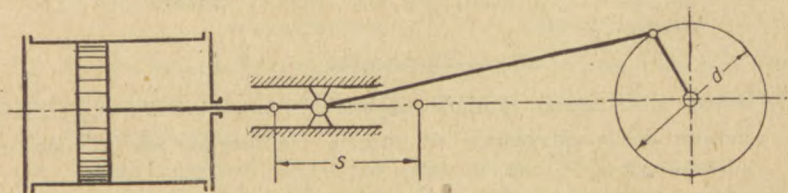
Zadania.

- 13) Dźwig warsztatowy posiada szybkość 1,5 m/sek. Po wyłączeniu motoru dźwig zatrzymuje się ruchem jednostajnie opóźnionym na odcinku 3,8 m.
- a) Obliczyć opóźnienie.
 b) Obliczyć czas zatrzymywania się.

- 14) Tarcza hamulcowa dźwigu o średnicy 680 mm posiada 180 obr/min. Przy hamowaniu tarcza zatrzymuje się w ciągu 5 sekund ruchem jednostajnie opóźnionym.
- Obliczyć szybkość obwodową tarczy przy $n = 180$ obr/min.
 - Drogę przebytą w czasie hamowania.
 - Ilość obrotów tarczy w czasie hamowania.
 - Opóźnienie na obwodzie tarczy.
- 15) Szyb posiada 810 m głębokości. Zjazd wózka odbywa się ruchem jednostajnie przyspieszonym. Przyspieszenie wynosi $0,9$ m/sek². Maksymalna szybkość wózka wynosi 18 m/sek. Przy zatrzymywaniu się opóźnienie wynosi $0,6$ m/sek². Obliczyć:
- czas zjazdu wózka ruchem jednostajnie przyspieszonym
 - czas zjazdu wózka ruchem opóźnionym
 - drogę wózka, przebytą ruchem przyspieszonym, jednostajnym i opóźnionym
 - czas zjazdu ruchem jednostajnym
 - czas całkowity zjazdu.

ŚREDNIA SZYBKOŚĆ TŁOKA

Szybkość tłoków i krzyżulców maszyn napędowych nie jest równomierna, lecz waha się stale pomiędzy zerem i szybkością maksymalną. Szybkość równą zeru mamy w obydwu punktach martwych, zaś szybkość maksymalną osiąga tłok mniej więcej w pośrodku punktów martwych. Ruch ten jest naprzemian przyspieszony lub opóźniony, lecz niejednostajnie przyspieszony lub niejednostajnie opóźniony. Aby uzyskać wartość porównawczą szybkości przy napędzie korbowym, wprowadzono pojęcie średniej szybkości tłoka. Pod tym pojęciem rozumiemy średnią drogę w ciągu jednej sekundy (średnia szybkość), jaką przebyłby tłok ruchem jednostajnym.



Rys. 75 Napęd korbowy

Oznaczając skok tłoka (rys. 75) literą s , otrzymamy:

Drogę tłoka przy jednym obrocie $= 2 \cdot s$ [m].

Drogę tłoka w ciągu n obrotów $= 2 \cdot s \cdot n$ [m].

Drogę tłoka w ciągu jednej sekundy lub średnią szybkość tłoka:

$$v_m = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} \text{ [m/sek]}$$

1. Przykład: Silnik Diesla posiada 125 obr/min i skok tłoka 850 mm. Obliczyć: a) średnią szybkość tłoka i b) szybkość obwodową czopa korby.

Przebieg obliczenia:

a) Średnią szybkość tłoka obliczymy z równania:

$$v_m = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} \text{ gdzie } s \text{ należy wstawić w metrach.}$$

b) Szybkość obwodową obliczymy ze wzoru $v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60}$. Średnica koła korby równa się $d = s$ [m].

Rozwiązanie: $s = d = 850 \text{ mm} = 0,85 \text{ m}$

$$n = 125 \text{ obr/min.}$$

$$\text{a) } v_m = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 0,85 \cdot 125}{60} = \underline{\underline{3,54 \text{ m/sek.}}}$$

$$\text{b) } v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0,85 \cdot 3,14 \cdot 125}{60} = \underline{\underline{5,56 \text{ m/sek.}}}$$

Jeśli porównamy szybkość obwodową v ze średnią szybkością tłoka v_m , dzieląc v przez v_m , to otrzymamy:

$$\frac{v}{v_m} = \frac{\frac{d \cdot \pi \cdot n}{60}}{\frac{2 \cdot s \cdot n}{60}} = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot \frac{60}{2 \cdot s \cdot n}$$

Za s podstawiamy d , gdyż średnica koła korby równa się skokowi:

$$\frac{v}{v_m} = \frac{d \cdot \pi \cdot n \cdot 60}{60 \cdot 2 \cdot d \cdot n} = \frac{\pi}{2} = 1,57$$

$$\frac{v}{v_m} = 1,57 \text{ z czego:}$$

$$\underline{\underline{v = 1,57 \cdot v_m}} \quad \text{lub} \quad \underline{\underline{v_m = \frac{v}{1,57}}}$$

Jeśli więc znamy szybkość obwodową czopa korby v jakiejś maszyny napędowej, możemy obliczyć średnią szybkość tłoka v_m , dzieląc v przez 1,57. Można również obliczyć v znając v_m , jeśli pomnożymy v_m przez 1,57.

2. Przykład: Maszyna parowa o skoku 1100 mm posiada 95 obr/min. Obliczyć: a) szybkość obwodową czopa korby, b) średnią szybkość tłoka.

Przebieg obliczenia: Szybkość obwodową obliczymy, jak w poprzednim przykładzie ze wzoru: $v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60}$, średnią zaś szybkość tłoka otrzymamy, jeśli podzielimy v przez 1,57.

Rozwiązanie: $s = d = 1100 \text{ mm} = 1,10 \text{ m}$; $n = 95 \text{ obr/min}$.

$$\text{a) } v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{1,10 \cdot 3,14 \cdot 95}{60} = \underline{\underline{5,47 \text{ m/sek.}}}$$

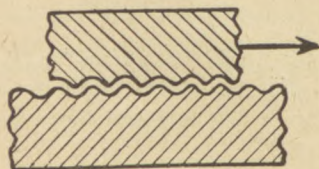
$$\text{b) } v_m = \frac{v}{1,57} = \frac{5,47}{1,57} = \underline{\underline{3,48 \text{ m/sek.}}}$$

Zadanie.

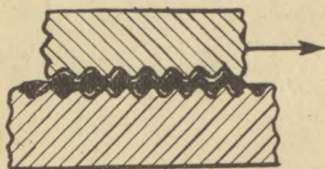
16) Średnia szybkość tłoka pompy nie może przekraczać 1,4 m/sek. Skok tłoka wynosi 750 mm. Obliczyć maksymalną ilość obrotów korby.

TARCIE

Często się zdarza, że przy ustawianiu jakiejś maszyny na fabryce, musimy ją przesunąć po podłodze. Musimy przy tym użyć dużej siły, aby pokonać opór, jaki powstaje wskutek tarcia podstawy maszyny o podłogę. Tarcie wywołane skutkiem nierówności powierzchni trących powoduje zaszewianie się wypukłości o wgłębienia (rys. 76).



Rys. 76. Tarcie suche



Rys. 77. Tarcie przy zastosowaniu smarowania

Opór tarcia możemy zmniejszyć podkładając pod maszynę przesuwaną szyny, płaskowniki żelazne itp. Również i w inny sposób możemy zmniejszyć opór tarcia, a mianowicie przez nasmarowanie powierzchni trących oliwą, mydłem, grafitem lub nawet wodą.

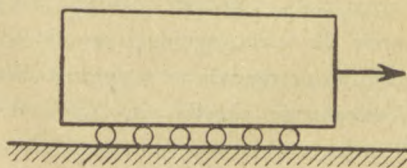
Materiał smarny wypełnia nierówności, powierzchnie trące nie zębują się jak przy tarcia suchym (rys. 77). Z tego wynika, że opór tarcia zależy jest również od stanu powierzchni trących (suche, mokre, nasmarowane, chropowate, gładkie itd.).

Wiemy, że opór tarcia zależy od ciężaru przedmiotu przesuwanego i jest on tym mniejszy im mniejszy jest jego ciężar. Ścisłe ujmując, zależy on od siły działającej prostopadle do powierzchni tarcia. Możemy powiedzieć, że wielkość oporu tarcia zależy od rodzaju materiału powierzchni trących, od stanu powierzchni i od ciężaru ciał przesuwanego.

Natomiast tarcie jest niezależne od wielkości powierzchni trących. I tak np. jest obojętne, czy dany blok stalowy przesuwany jest na powierzchni większej, czy też mniejszej. Siła, jaką musimy użyć do przesunięcia danego bloku, będzie w obydwu przypadkach jednakowa. Przy przesuwaniu na powierzchni większej ilość nierówności jest większa, ale za to ciężar rozkłada się na większą płaszczyznę. Przy przesuwaniu bloku na kancie ten zagłębia się i powoduje tarcie płaszczyzn bocznych. Dlatego też nie jest celowe używanie wąskich obręczy do kół na drogach miękkich.

Przy przesuwaniu poprzednio wspomnianej maszyny zauważymy, że łatwiej jest przesuwać maszynę, będącą w ruchu, niż poruszyć ją ze stanu spoczynku. Stąd wniosek, że mniej zużywamy siły na pokonanie oporu tarcia ciała, będącego w ruchu, niż na wprowadzenie w ruch ciała, będącego w spoczynku.

Poprzednio mówiliśmy o tarcia przy ślizganiu się powierzchni, ale przesunięcie maszyny możemy ułatwić przez podłożenie wałków drewnianych lub rurek stalowych (rys. 78), przez co opór tarcia będzie znacznie mniejszy. Nie będzie to tarcie suwowe, lecz tarcie toczenia.



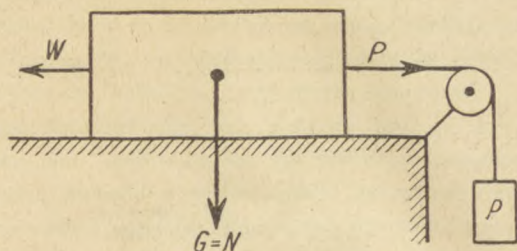
Rys. 78 Tarcie toczne

Rozróżniamy więc dwa rodzaje tarcia: tarcie ślizgowe i tarcie toczenia. Tarcie w maszynach odgrywa bardzo ważną rolę, gdyż ruchome części maszyn ślizgają względnie toczą się. Dlatego jest rzeczą ważną znajomość tarcia dla różnych materiałów ślizgających się lub toczących. Wartości te obliczone są doświadczalnie dla różnych materiałów.

W tym celu kładziemy różne materiały o ciężarze G na poziomej podstawie i zmieniamy siłę P tak, aby zaczęły się ślizgać (rys. 79). Stosunek siły P do ciężaru G nazywamy współczynnikiem tarcia i oznaczamy grecką literą μ (mi)

$$\mu = \frac{P}{G}$$

Jeśli np. położymy na stalowej podstawie blok żeliwny o ciężarze $G = 5$ kg, to aby blok zaczął się poruszać siła P musi równać się 0,9 kg. Do poruszenia zaś bloku piaskowca o $G = 5$ kg musimy użyć siły $P = 4,5$ kg. Otrzymamy współczynniki tarcia:



Rys. 79 Ustalanie siły tarcia

dla żeliwa na stali $\mu = \frac{P}{G} = \frac{0,9}{5} = 0,18$

dla piaskowca na stali $\mu = \frac{P}{G} = \frac{4,5}{5} = 0,90$

W ten sposób określone współczynniki są współczynnikami tarcia dla ciała znajdującego się w stanie spoczynku. Jak już poprzednio zaznaczono tarcie ciała, będącego w ruchu, jest mniejsze. Aby znaleźć współczynnik tarcia dla ciała, znajdującego się w ruchu, musimy tak dobrać G , aby ciało po poruszeniu go z miejsca ślizgało się dalej pod działaniem siły P . Analogicznie określa się współczynniki tarcia dla innych materiałów. Współczynniki te są potrzebne do obliczenia siły, koniecznej do przezwyciężenia oporu tarcia.

Z równania $\mu = \frac{P}{G}$ możemy obliczyć siłę P . $P = \mu \cdot G$.

Podstawiając opór tarcia W za siłę P i N zamiast G , otrzymamy:

$$W = N \cdot \mu$$

— gdzie N jest siłą prostopadle działającą do powierzchni tarcia

Współczynniki tarcia dla różnych materiałów, będących w spoczynku i w ruchu, są zestawione w tabelach. Współczynniki te są zależne od materiałów, z których są zrobione płaszczyzny trące i od stanu płaszczyzn (suche, mokre, nasmarowane, chropowate, gładkie itd.).

Tarcie ślizgowe.

Materiał	Stan	μ	
		Spoczynek:	Ruch
Stal na brzoze	suchy	0,11	0,105
Stal na brzoze	nasmarowany	0,098	0,092
Stal na stali	suchy	0,18	0,17
Stal na stali	nasmarowany	0,12	0,09
Skóra na żelowie	suchy	0,36	
Skóra na drzewie	suchy	0,47	0,27
Stal na piaskowcu	suchy	1,00	0,9

Z tablicy widzimy, że:

- 1) współczynniki tarcia są różne dla różnych materiałów
- 2) współczynniki są mniejsze przy stanie nasmarowanym niż przy stanie suchym
- 3) są mniejsze, gdy ciało znajduje się w ruchu, niż gdy jest w spoczynku.

1. **Przykład:** Należy przestawić maszynę o ciężarze 800 kg. Czy możemy użyć do przestawienia maszyny krążka, którego maksymalne obciążenie wynosi 500 kg (współczynnik tarcia $\mu = 0,9$).

Przebieg obliczenia: Należy przeliczyć, czy opór tarcia jest mniejszy od 500 kg. $W = \mu \cdot N = 0,9 \cdot 800 = 720$ kg. Krążek ten nie może być użyty, gdyż może on być obciążony tylko do 500 kg.

2. **Przykład:** Naładowany 1,5 tonnowy samochód ciężarowy o ciężarze własnym 2100 kg jedzie drogą o nawierzchni kamiennej z szybkością 30 km/h. Obliczyć ilość koni mechanicznych, potrzebną do utrzymania tej szybkości. (Opór powietrza nie uwzględniać.) $\mu = 0,02$.

Przebieg obliczenia: Do utrzymania szybkości 30 km/h $= \frac{30 \cdot 1000}{3600}$

m/sek trzeba użyć siły, równej oporowi tarcia.

Opór tarcia obliczymy ze wzoru: $W = \mu \cdot G$.

Moc silnika $N = \frac{P \cdot s}{75 \cdot t}$; zamiast $\frac{s}{t}$ możemy wstawić szybkość v i
 zamiast P opór tarcia W : $N = \frac{W \cdot v}{75}$

Rozwiązanie: $G = 1500 + 2100 = 3600$ kg

Opór tarcia $W = \mu \cdot G = 0,02 \cdot 3600 = 72$ kg

Moc $N = \frac{W \cdot v}{75} = \frac{72 \cdot 30 \cdot 1000}{75 \cdot 3600} = \underline{\underline{8 \text{ KM.}}}$

Zadania.

17) Suwak zaworu jest pod ciśnieniem pary łącznie z ciężarem własnym 2000 kg. Skok suwaka wynosi 120 mm. Ilość obrotów maszyny równa się 150 obr/min. Współczynnik tarcia $\mu = 0,09$.

Obliczyć: a) opór tarcia suwaka

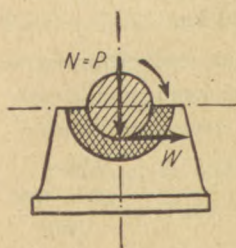
b) stratę mocy na ruch suwaka.

18) Nacisk krzyżulca stojącej maszyny parowej wynosi 480 kg, skok tłoka 600 mm i ilość obrotów 120 obr/min. Obliczyć stratę mocy na krzyżulcu ($\mu = 0,09$).

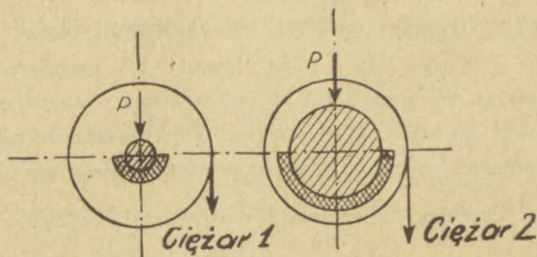
TARCIE W ŁOŻYSKACH

Pociąg jadący po płaszczyźnie poziomej posuwałby się ze stałą szybkością dzięki bezwładności, gdyby nie opór powietrza i inne opory. Praktycznie musi on pokonać opór powietrza, tarcie kół na szynach, czopów w łożyskach i wiele innych.

Opory tarcia możemy obliczyć ze wzoru $R = \mu \cdot Q$. Współczynnik tarcia dla kół po szynach: $\mu = 0,002 - 0,008$. W tym uwzględnione jest



Rys. 80



Rys. 81

Tarcie w łożyskach

tarcie na szynach oraz czopów w łożyskach. Te opory tarcia hamują ruch obrotowy czopów. Wszystkie opory tarcia, zachodzące w łożyskach, nazywamy tarciami łożysk (rys. 80).

Opór tarcia i w tym przypadku jest tym większy im większy jest nacisk N i im większy jest współczynnik tarcia μ . Opór tarcia W działa na obwodzie czopa. Im większy jest promień, tym większe jest działanie siły na obwodzie. Dlatego też np. przedłużamy ramię klucza rurką. Na rys. 81 widzimy dwa łożyska z czopami, o różnych promieniach.

Na czopach umocowano tarczę o jednakowych średnicach. Obciążenie obydwu łożysk jest również jednakowe i równa się P . Chcąc obrócić czopy przez zawieszenie ciężarów na tarczach, przekonamy się, że możemy na tarczy o mniejszej średnicy czopa zawiesić mniejszy ciężar, niż na tarczy o większej średnicy czopa. Na rys. 81 ciężar 1 może być mniejszy od ciężaru 2. Czyli że możemy zmniejszyć tarcie w łożyskach, przez możliwe zmniejszenie promienia czopa. Średnicę czopa obliczamy zależnie od wytrzymałości materiału.

Momentem tarcia M_R nazywamy iloczyn oporu tarcia przez promień.

$M_R = W \cdot r$. Ponieważ $W = \mu \cdot P$ otrzymamy:

$$M_R = \mu \cdot P \cdot r \text{ [kgm]}$$

Moment tarcia możemy obliczyć, jeśli mamy dane obciążenie łożyska, promień i współczynnik tarcia. Obciążenie łożyska można obliczyć, np. wagon dwuosiowy posiada cztery czopy, przy równomiernym obciążeniu każdy czop będzie obciążony jedną czwartą całkowitego ciężaru. Średnicę czopa możemy zmierzyć. Współczynnik tarcia znajdujemy z tablic.

Material	Stan	μ
Stal na białym metalu	dobre smarowanie	0,02—0,06
„ „ „	złe smarowanie	0,08—0,1
„ „ „	suche smarowanie	0,2 —0,3
Łożysko ze smarowaniem pierścieniowym		0,01
Łożysko kulkowe i rolkowe	dobre smarowanie	0,001—0,003

Z powyższej tablicy widzimy, że opór tarcia zależny jest nie tylko od materiału płaszczyzn trących, lecz również od rodzaju smarowania. Łożyska kulkowe i rolkowe wykazują, jak widzimy, najmniejszy współczynnik tarcia.

Przykład: Czop osi ze stali St50.11 biegnie w łożysku z białego metalu i jest obciążony 4000 kg. Średnica czopa wynosi 300 mm. Obliczyć moment tarcia w łożysku dobrze smarowanym i na sucho.

Przebieg obliczenia: Ze wzoru $M_R = \mu \cdot P \cdot r$ obliczymy moment tarcia. Z powyższej tabeli znajdujemy współczynniki tarcia dla stali i białego metalu w łożysku dobrze smarowanym $\mu = 0,02 - 0,06$ i w łożysku suchym $\mu = 0,2 - 0,3$. Przyjmujemy średnie wartości, czyli 0,04 i 0,25. Siła nacisku czopa $P = 4000$ kg. Promień $r = \frac{0,3}{2}$ [m]

Rozwiązanie:

a) dla łożyska dobrze smarowanego:

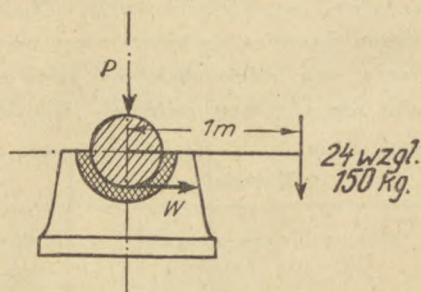
$$M_R = \mu \cdot P \cdot r = 0,04 \cdot 4000 \cdot 0,15 = \underline{\underline{24 \text{ kgm.}}}$$

b) dla łożyska suchego:

$$M_R = \mu \cdot P \cdot r = 0,25 \cdot 4000 \cdot 0,15 = \underline{\underline{150 \text{ kgm.}}}$$

Znaczenie dobrego smarowania możemy rozpoznać z rys. 82.

Na łożysku spoczywa ciężar P . Nawet po dokładnym oszlifowaniu płaszczyzn trących, czop jak i łożysko posiadają nierówności, które zaczepiają się wzajemnie. Przy dużym powiększeniu nierówności te są widoczne. Aby obrócić czop w suchym łożysku, według danych w ostatnim przykładzie, musi-



Rys. 82 Moment tarcia

my zawiesić na ramieniu o długości 1 m ciężar 150 kg. Natomiast przy dobrym smarowaniu wystarczający jest ciężar 24 kg. Olej

wypełnia nierówności powierzchni trących tak, że stal nie ślizga się bezpośrednio na białym metalu. Dobre smarowanie, jak widzimy z powyższego przykładu, zaoszczędza siłę, jak również zmniejsza ścieralność i niebezpieczeństwo nadmiernego rozgrzewania się łożysk.

Obliczmy moment tarcia dla ostatniego przykładu przy zastosowaniu łożysk kulkowych.

$$M_R = \mu \cdot P \cdot r \text{ [kgm]}$$

μ dla dobrze smarowanych łożysk kulkowych wynosi według tabeli 0,002.

$$M_R = 0,002 \cdot 4000 \cdot 0,15 = \underline{\underline{1,2 \text{ kgm.}}}$$

Widzimy, że siła 1,2 kg, działająca na ramię o długości 1 m, jest wystarczająca dla obracania powyższego wałka. Opór tarcia łożyska kulkowego wynosi zaledwie 20-tą część oporu łożyska ślizgowego

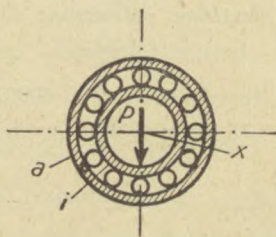
Rys. 83 przedstawia schemat łożyska kulkowego z osią x . Kulki wzgl. rolki znajdują się pomiędzy pierścieniem zewnętrznym a i wewnętrznym i . Czop osi spoczywa w pierścieniu wewnętrznym.

Jeślibyśmy przecięli obydwa pierścienie i wyprostowali je, to otrzymalibyśmy dwie płaszczyzny, pomiędzy którymi znajdowałyby się kulki lub rolki (patrz rys. 84). Przesuwając górny pierścień, obciążony P kg w prawo, nie będzie się on ślizgał po dolnej płaszczyźnie, a będzie się toczył na kulkach lub rolkach. Opór tarcia łożyska kulkowego, czy też rolkowego, wynosi ułamek oporu łożyska ślizgowego.

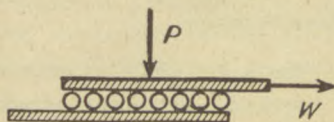
Rozważmy stratę mocy na pokonanie tarcia:

Praca = siła razy droga.

Opór tarcia W jest siłą; obwód czopa = $2 \cdot r \cdot \pi$ jest droga przy jednym obrocie.



Rys. 83 Łożyisko kulkowe



Rys. 84 Tarcie w łożysku kulkowym

Praca w kgm przy 1 obrocie: $W \cdot 2 \cdot r \cdot \pi = P \cdot \mu \cdot 2 \cdot r \cdot \pi$.
 Strata mocy w ciągu 1 sekundy przy n obrotach na 1 min wynosi:

$$N_{st} = \frac{P \cdot \mu \cdot 2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{75 \cdot 60} \text{ [KM]}$$

Podstawiając: $P \cdot \mu \cdot r = M_R$

$$\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot n}{30} = \omega \text{ (omega — szybkość katowa)}$$

otrzymamy:

$$N_{st} = \frac{\text{Moment tarcia} \cdot \text{szybkość katowa}}{75}$$

$$N_{st} = \frac{M_R \cdot \omega}{75} \text{ [KM]}$$

Przykład: Łożysko o średnicy 300 mm obciążone jest siłą $P = 4000$ kg. Oś posiada 200 obr/min. Obliczyć stratę mocy w łożysku, jeśli współczynnik tarcia $\mu = 0,04$.

Przebieg obliczenia: Dane są: siła nacisku, współczynnik tarcia, ilość obrotów i średnica czopa.

Rozwiązanie: $P = 4000$ kg; $\mu = 0,04$; $d = 300$ mm = 0,3 m czyli $r = 0,15$ m, $n = 200$ obr/min.

$$\begin{aligned} \text{Strata mocy } N_{str} &= \frac{P \cdot \mu \cdot 2 \cdot r \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} = \\ &= \frac{4000 \cdot 0,04 \cdot 2 \cdot 0,15 \cdot 3,14 \cdot 200}{60 \cdot 75} \end{aligned}$$

$$\underline{\underline{N_{str} = 6,7 \text{ KM}}}$$

Na podstawie dotychczasowych wywodów możemy powiedzieć, że w łożyskach odróżniamy również tarcie ślizgające od tarcia tocznego: Tarcie toczne posiada wiele zalet w stosunku do tarcia ślizgającego i dlatego też stosuje się często łożyska kulkowe lub rolkowe. Opór tarcia jest tym większy, im większy jest ciężar ciała poruszającego się. Poza tym zależy on jest od materiału i stanu trących się płaszczyzn. Pomimo, że danych części zmienić nie możemy, to jednak przez odpowiednie smarowanie

jesteśmy w możności zmniejszyć tarcie. Należy więc zwrócić uwagę na dobór właściwego smaru. Olej nie może się zanieczyszczać, a urządzenia smarownicze muszą być utrzymane w należytych stanie. Łożyiska sprawdzać często, czy nie rozgrzewają się nadmiernie i czy jest wystarczająca ilość smaru.

Zadania.

- 19) Czop o średnicy 200 mm obciążony jest 5000 kg i obraca się w łożysku z szybkością obwodową $v = 2,5$ m/sek. Współczynnik tarcia $\mu = 0,04$. Obliczyć:
- Opór tarcia na obwodzie czopa.
 - Moment tarcia przeciwdziałający obracaniu.
 - Stratę mocy w łożysku.
- 20) Moc turbiny parowej o 1500 obr/min wynosi 6000 KM. Wał turbiny obciążony jest 4700 kg. Średnica czopów wynosi 180 mm. Strata mocy w łożyskach wynosi 0,4% mocy turbiny. Obliczyć:
- Stratę mocy w KM.
 - Całkowity opór tarcia na obwodzie czopów.
 - Współczynnik tarcia.

WIELKOŚCI OKREŚLAJĄCE STAN GAZÓW

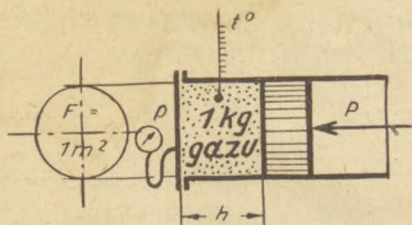
Rozpatrzmy pewną ilość gazu, zawartą w cylindrze zamkniętym tłokiem np. 1 kg, to przekonamy się, że posiada on pewne ciśnienie, temperaturę i objętość (rys. 85).

Te trzy wielkości określają nam jednoznacznie stan gazu, zawartego w pewnej przestrzeni. Charakterystyczne wielkości: ciśnienie, temperaturę i objętość nazywamy wielkościami stanu. Ciśnienie i temperaturę możemy łatwo zmierzyć przy pomocy dostępnych instrumentów pomiarowych, używanych w technice (manometr, termometr). Natomiast trudniej jest dokonać pomiaru objętości. Dlatego też przy pomiarach z techniki cieplnej, aby uzyskać obrazowe przedstawienie zachodzących zmian gazu, wyobraźmy sobie doświadczenie z gazem zawartym w cylindrze o przekroju $F = 1$ [m²] (rys. 85). Przy tym założeniu dla

każdego położenia tłoka (np. w odległości h [m] od pokrywy), objętość gazu będzie wynosić: $V = F \cdot h = 1 \cdot h = h$ [m³].

1) Ciśnienie gazu.

Dzięki rozszerzalności gazy wywierają ciśnienie, które rozkłada się równomiernie na otaczające go ścianki. Pod pojęciem ciśnienia rozumiemy ciśnienie w kg na jednostkę powierzchni np. na 1 cm² lub 1 m² i oznaczamy literą p [kg/cm²], lub P [kg/m²]. Jeśli tłok na rysunku 85



Rys. 85 Wielkości stanu gazu

obciążymy $P = 15000$ kg/m², to wtedy dopiero zajdzie równowaga, gdy gaz będzie posiadał przeciwcisnienie $P = 15000$ kg/m². Ciśnienie to rozłoży się równomiernie na całą powierzchnię tłoka i będzie wynosić na

$$1 \text{ cm}^2: p = \frac{P}{10000} = \frac{15000}{10000} = 1,5 \text{ kg/cm}^2 \quad (1 \text{ m}^2 = 10000 \text{ cm}^2).$$

Związek, zachodzący pomiędzy P i p możemy wyrazić:

$P = 10000 \cdot p$ [kg/m ²]
$p = \frac{P}{10000}$ [kg/cm ²]

Ciśnienie mierzymy również w mm słupa rtęci i w m lub mm słupa wody.

$$\begin{aligned} \text{Uwaga: } 1 \text{ kg/cm}^2 &= 10000 \text{ kg/m}^2 = 10000 \text{ mm słupa wody} \\ &= 10 \text{ m słupa wody} = 735,5 \text{ mm słupa rtęci.} \end{aligned}$$

2) Temperatura gazu.

Rozróżniamy temperaturę mierzoną w stopniach Celsjusza w odniesieniu do punktu zamarzania wody, którą oznaczamy literą t oraz temperaturę w odniesieniu do absolutnego zera (bezwzględego zera), którą oznaczamy przez T . Ponieważ temperatura absolutnego zera wynosi -273° , stąd

$T = t + 273^\circ \text{ abs.}$

3) Objętość gazu.

Miarą objętości gazu w technice jest m^3 , a ciężaru — kg. Objętość dowolnej ilości gazu o ciężarze G [kg] oznaczamy literą V [m^3]. Objętość 1 kg nazywamy objętością właściwą i oznaczamy przez v . Jeśli G kg gazu posiada objętość V m^3 , to objętość 1 kg będzie wynosić:

$$v = \frac{V}{G} \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

Ciężar 1 m^3 gazu w kg nazywamy ciężarem właściwym i oznaczamy literą γ [kg/ m^3].

Jeśli więc V [m^3] gazu waży G kg, to 1 m^3 waży

$$\gamma = \frac{G}{V} \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

Przykład: W naczyniu o objętości 0,3 m^3 zawarte jest 0,338 kg gazu. Obliczyć objętość właściwą i ciężar właściwy danego gazu.

$$v = \frac{V}{G} = \frac{0,3}{0,338} = 0,888 \text{ m}^3\text{/kg}$$

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{0,338}{0,3} = 1,127 \text{ kg/m}^3$$

Ciężar właściwy i objętość właściwa gazu zależą od ciśnienia i temperatury. Objętość właściwa jest tym mniejsza, im większe jest ciśnienie gazu, ponieważ cząsteczki są bardziej ścieśnione. W myśl prawa Gay-Lussaca gaz zwiększa swoją objętość na skutek wzrostu temperatury jeżeli zostanie zachowane stałe ciśnienie. Czyli objętość właściwa zależna jest również od temperatury. Chcąc więc porównywać objętości właściwe wzgl. ciężary właściwe różnych gazów, musimy je odnieść do tej samej temperatury i ciśnienia.

Jeśli pewna ilość gazu zostanie ścieśniona w małej przestrzeni, czyli jeśli gaz będzie posiadał wysokie ciśnienie, to i jego ciężar właściwy będzie duży, ponieważ $\gamma = \frac{G}{V}$. Wartość ułamka jest tym większa im większy jest licznik. Jeśli gaz, zawarty w cylindrze (rys. 85) rozszerzy się pod wpływem podgrzania, to przy stałym obciążeniu objętość

jego powiekszy się, czyli, że jego ciężar właściwy będzie mniejszy. Wartości v i γ podane w książkach technicznych, odnoszą się do temperatury 0° i ciśnienia 760 mm słupa rtęci (0/760) lub 15° i 735,5 mm słupa rtęci (15/735,5). W poniższej tabeli podane są wartości v i γ dla ważniejszych gazów.

G a z	Ciężar 1m ³ gazu czyli ciężar właściwy γ w kg/m ³ 0/760	Objętość 1 kg gazu (objętość właściwa) v w m ³ /kg 0/760
Powietrze	1,293	0,773
Tlen	1,429	0,700
Azot	1,251	0,800
Dwutlenek węgla	1,977	0,506
Amoniak	0,771	1,297
Wodór	0,0898	11,136

Wiemy, że:

$$v = \frac{V}{G} \quad \text{i} \quad \gamma = \frac{G}{V}$$

Jeśli równania powyższe pomnożymy przez siebie stronami, to otrzymamy:

$$v \cdot \gamma = \frac{V}{G} \cdot \frac{G}{V} = \frac{V \cdot G}{G \cdot V} = 1$$

Czyli:
$$v = \frac{1}{\gamma} \quad \text{i} \quad \gamma = \frac{1}{v}$$

Sprawdzimy wartości podane w tablicy dla powietrza przy 0/760:

$$\gamma = 1,293 = \frac{1}{0,773} = \frac{1}{v}$$

Jeśli więc znamy ciężar właściwy jakiegoś gazu, to możemy obliczyć jego objętość właściwą przy tej samej temperaturze i ciśnieniu.

Przykład: Ciężar właściwy dwutlenku węgla wynosi 1,977 kg/m³ i objętość właściwa 0,506 m³/kg. Obliczyć objętość 20 kg dwutlenku węgla przy 0/760.

Rozwiązanie: $v = \frac{V}{G}$ czyli

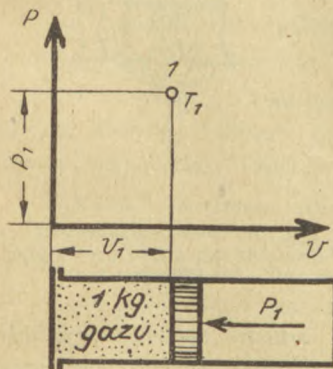
$$V = G \cdot v = 20 \cdot 0,506 = \underline{\underline{10,12 \text{ m}^3}}$$

Objętość powyższą możemy również obliczyć ze wzoru:

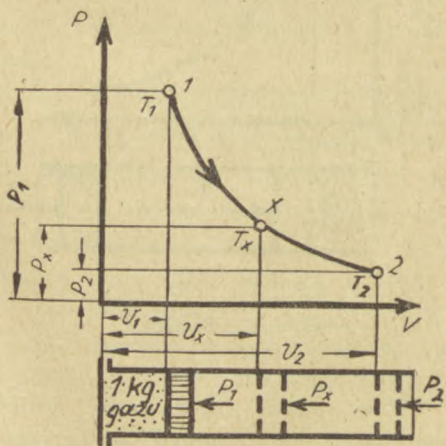
$$\gamma = \frac{G}{V} \quad \text{czyli} \quad V = \frac{G}{\gamma} = \frac{20}{1,977} = \underline{\underline{10,12 \text{ m}^3}}$$

PRAWO BOYLE-MARIOTTA

Wyobraźmy sobie 1 kg gazu o temperaturze absolutnej T_1° abs. zamkniętego w cylindrze o przekroju 1 m^2 i sprężonego obciążeniem $P_1 \text{ kg/m}^2$ (rys. 86). Odległość tłoka od pokrywy cylindra przedstawia objętość właściwą gazu $v_1 \text{ [m}^3/\text{kg]}$. Stan gazu określony jest punktem 1. Odpowiadające ciśnienie wynosi P_1 , objętość właściwa v_1 i temperatura T_1 . Jeśli zmienimy stan gazu np. przez zmniejszenie obciążenia tłoka z P_1 na P_2 (rys. 87), to ulegną również zmianie i pozostałe wielkości v i T . Temperatura spadnie, a objętość właściwa wzrośnie.



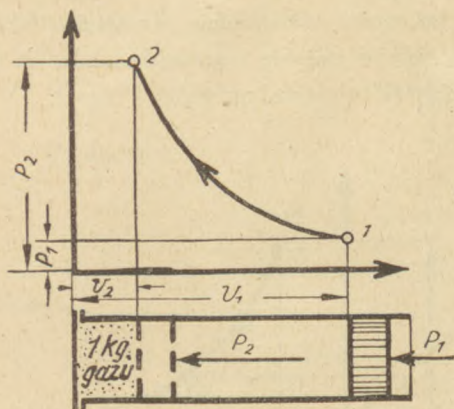
Rys. 86 Przedstawienie stanu gazu



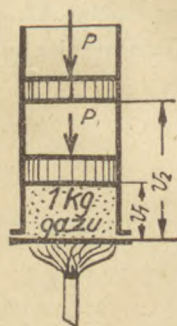
Rys. 87 Zmiana stanu przy zmniejszeniu obciążenia

Nowy stan gazu określony jest punktem 2, któremu odpowiadają wielkości P_2, v_2, T_2 ; przebieg zmiany stanu oznaczony jest linią $1-x-2$. Stanowi x odpowiadają wielkości P_x, v_x i T_x . Przy tym rozszerzeniu lub rozprężeniu gazu ogólnie jest $T_1 > T_x$ i $T_x > T_2$. Odwrotną zmianę

stanu, sprężenie czyli kompresję, przedstawia rys. 88. Przy temperaturze T_1 i obciążeniu P_1 , 1 kg gazu będzie posiadał objętość właściwą v_1 [m^3/kg]. Jeśli powiększymy obciążenie tłoka z P_1 na P_2 , to przy wzrastającym ciśnieniu i temperaturze zmniejszy się objętość właściwa. Nowy stan oznaczony jest punktem 2, któremu odpowiadają wielkości P_2 , v_2 , T_2 . Linia 1—2 wyznacza przebieg zmiany stanu. W przebiegu tym ogólnie jest $T_2 > T_1$. Przyrost temperatury może być przy tym bardzo znaczny, zależnie od wzrostu ciśnienia. Przy silnikach Diesla np. temperatura sprężonego powietrza jest tak wysoka, że wstrzykiwane paliwo zapala się dzięki temperaturze, wywołanej sprężeniem.



Rys. 88 Zmiana stanu przy zwiększeniu obciążenia



Rys. 89 Zmiana stanu dzięki doprowadzeniu ciepła przy stałym ciśnieniu

Przy zmianie stanu gazów niekiedy zachodzi zmiana wszystkich trzech wielkości. Z prawa Gay-Lussaca poznaliśmy zmianę stanu, przy której ciśnienie było stałe (rys. 89). Doprowadzając ciepło, gaz przy stałym obciążeniu tłoka P_1 rozszerza się dzięki wzrostowi temperatury z objętości v_1 do objętości v_2 . Przy czym dla 1 kg gazu mamy równanie: $\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}$, a dla dowolnej ilości gazu G kg będzie: $\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}$.

Jeśli doprowadzimy pewną ilość ciepła do rozprężającego się gazu, to temperatura jego nie zmieni się, czyli że będziemy mieli zmianę stanu gazu, przy stałej temperaturze. Również przy sprężaniu możemy utrzymać stałą

temperaturę, jeśli powstające ciepło odprowadzimy przez chłodzenie. Przy zmianie stanu przy stałej temperaturze, pozostałe dwie wielkości P i v również ulegają zmianie. Zmiana wielkości P i v następuje w ten sposób, że iloczyn $P \cdot v$ jest wielkością stałą, co zostało stwierdzone doświadczalnie. Zmianę stanu 1—2 dla 1 kg gazu możemy wyrazić wzorem:

$$\boxed{P_1 \cdot v_1 = P_2 \cdot v_2} \quad \text{lub też:} \quad \boxed{\frac{P_1}{P_2} = \frac{v_2}{v_1}}$$

Dla dowolnej ilości gazu wagi G kg otrzymamy równanie:

$$P_1 \cdot G \cdot v_1 = P_2 \cdot G \cdot v_2$$

Ponieważ $v = \frac{V}{G}$ czyli $G \cdot v = V$, możemy zamiast $G \cdot v_1$ wstawić wielkość V_1 i zamiast $G \cdot v_2$ wielkość V_2 i otrzymamy:

$$\boxed{P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2} \quad \text{lub} \quad \boxed{\frac{P_1}{P_2} = \frac{V_2}{V_1}}$$

Równania powyższe wyrażają prawo Boyle-Mariotta, które brzmi: Przy zmianie stanu gazu przy stałej temperaturze, ciśnienie i objętość zmieniają się w odwrotnym stosunku.

Jeśli więc ciśnienie powiększy się 2, 3 lub 4-rotnie, to objętość zmniejszy się do połowy wzgl. do $\frac{1}{3}$ lub $\frac{1}{4}$ części objętości początkowej.

1. P r z y k ł a d : 2 kg gazu o temperaturze 27° i ciśnieniu 3,6 ata posiada objętość $0,488 \text{ m}^3$. Gaz rozprężył się do objętości $2,44 \text{ m}^3$ bez zmiany temperatury. Obliczyć spadek ciśnienia.

Przebieg obliczenia: Początkowy stan gazu posiada $t_1 = 27^\circ$; $p_1 = 3,6$ ata i $V_1 = 0,488 \text{ m}^3$. Odnośnie stanu 2 znamy $t_2 = t_1 = 27^\circ$ i $V_2 = 2,44 \text{ m}^3$. Zmiana stanu przy stałej temperaturze odbywa się w myśl prawa Boyle Mariotta. Ponieważ $G = 2$ kg użyjemy równania $P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2$.

Z równania powyższego możemy obliczyć P_2 . Ponieważ $P = 10000 \cdot p$, należy p_1 i p_2 pomnożyć przez 10000, aby otrzymać P_1 i P_2 .

Rozwiązanie: $p_1 = 3,6$ ata; $P_1 = 10000 \cdot p_1$

$$V_1 = 0,488 \text{ m}^3; \quad V_2 = 2,44 \text{ m}^3$$

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2 \quad \text{czyli}$$

$$P_2 = \frac{P_1 \cdot V_1}{V_2} = \frac{10000 \cdot 3,6 \cdot 0,488}{2,44} = \frac{10000 \cdot 3,6}{5} = 10000 \cdot 0,72$$

$$\underline{\underline{p_2 = 0,72 \text{ ata}}}$$

2. Przykład: Objętość właściwa powietrza przy 0° i 760 mm słupa rtęci wynosi $0,773 \text{ m}^3/\text{kg}$. Obliczyć objętość właściwą przy ciśnieniu barometrycznym 600 mm słupa rtęci i temperaturze 0 .

Przebieg obliczenia: Temperatura jest jednakowa dla obydwu stanów. Ponieważ objętość właściwa odnosi się do 1 kg gazu, zastosujemy więc równanie:

$$P_1 \cdot v_1 = P_2 \cdot v_2$$

Znamy v_1 ; P_1 i P_2 możemy obliczyć z ciśnienia barometrycznego

$$h_1 \text{ i } h_2. \text{ Mianowicie } p_1 = \frac{h_1}{735,5}; p_2 = \frac{h_2}{735,5};$$

$$P_1 = 10000 \cdot p_1 = \frac{10000}{735,5} h_1 \text{ i } P_2 = 10000 \cdot p_2 = \frac{10000}{735,5} \cdot h_2$$

$$v_2 = \frac{P_1 \cdot v_1}{P_2}$$

Rozwiązanie:

$$v_1 = 0,773 \text{ m}^3/\text{kg}; P_1 = \frac{10000}{735,5} \cdot h_1 = \frac{10000}{735,5} \cdot 760 \text{ kg/m}^2$$

$$P_2 = \frac{10000}{735,5} \cdot h_2 = \frac{10000}{735,5} \cdot 600$$

$$v_2 = \frac{P_1 \cdot v_1}{P_2} = \frac{\frac{10000}{735,5} \cdot h_1 \cdot v_1}{\frac{10000}{735,5} \cdot h_2} = \frac{h_1 \cdot v_1}{h_2} = \frac{760 \cdot 0,773}{600} \approx 0,979 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\underline{\underline{v_2 = 0,979 \text{ m}^3/\text{kg}.}}$$

W przykładzie powyższym przekonaliśmy się, że zamiast $\frac{P_1}{P_2}$ możemy wstawić $\frac{p_1}{p_2}$ lub $\frac{h_1}{h_2}$. Podstawiając w równaniu $\frac{P_1}{P_2} = \frac{v_2}{v_1}$ zamiast

$$v_1 \text{ wartość } \frac{1}{\gamma_1} \text{ i zamiast } v_2 \text{ wartość } \frac{1}{\gamma_2} \text{ otrzymamy } \frac{P_1}{P_2} = \frac{\frac{1}{\gamma_2}}{\frac{1}{\gamma_1}} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2}$$

$$\boxed{\frac{P_1}{P_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2}} \text{ czyli:}$$

Przy stałej temperaturze, ciężary właściwe gazów mają się do siebie tak jak ich ciśnienia.

3. Przykład: Ciężar właściwy powietrza przy 0° i 760 mm słupa rtęci wynosi $\gamma = 1,293 \text{ kg/m}^3$. Obliczyć ciężar właściwy przy 0° i 610 mm słupa rtęci.

Przebieg obliczenia: Przy stanie 1 mamy dane: $t_1 = 0^\circ$; $h_1 = 760$ mm słupa rtęci i $\gamma_1 = 1,293 \text{ kg/m}^3$. Przy stanie 2: $t_2 = 0^\circ$; $h_2 = 610$ mm słupa rtęci. Ponieważ $t_1 = t_2$, możemy użyć wzoru $\frac{P_1}{P_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2}$. Zamiast

$\frac{P_1}{P_2}$ możemy podstawić $\frac{h_1}{h_2}$ czyli $\frac{h_1}{h_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2}$, z czego możemy obliczyć γ_2 .

Rozwiązanie:

$\gamma_1 = 1,293 \text{ kg/m}^3$; $h_1 = 760$ mm i $h_2 = 610$ mm słupa rtęci.

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2}; \quad \gamma_2 = \frac{\gamma_1 \cdot h_2}{h_1} = \frac{1,293 \cdot 610}{760} = 1,038 \text{ kg/m}^3$$

$$\underline{\underline{\gamma_2 = 1,038 \text{ kg/m}^3}}$$

Na podstawie ostatniego przykładu możemy powiedzieć, że ciężar właściwy powietrza będzie tym mniejszy im mniejsze będzie ciśnienie. Czyli że mniejsza ilość mieszanki jest zasysana do cylindrów w silnikach, pracujących przy małym ciśnieniu atmosferycznym, np. w górach lub samolocie na dużych wysokościach; dzięki czemu i sprawność będzie mniejsza.

Zadania.

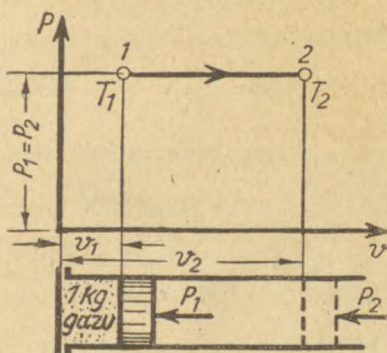
- 21) Sprężarka zasysa powietrze o 0,1 at i 17° i spręża go do 9 atn. Objętość zassania wynosi 11 m³. Jaka jest objętość powietrza po sprężeniu go przy tej samej temperaturze i ciśnieniu barometrycznym 710 mm słupa rtęci?
- 22) Cylinder zawiera 0,4 m³ powietrza o 2 atn i 25° . Barometr wskazuje 810 mm słupa rtęci. Jakie ciśnienie będzie wykazywał manometr po zmniejszeniu objętości do 0,25 m³, przy stałej temperaturze?

OGÓLNE RÓWNANIE STANU GAZÓW

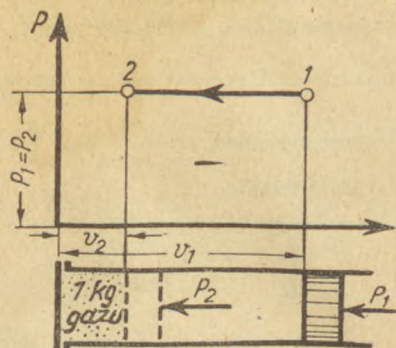
Dotychczas poznaliśmy zmianę stanu gazu przy stałym ciśnieniu i stałej temperaturze. Prawo Gay-Lussaca odnosi się do zmiany stanu przy stałym ciśnieniu i wyraża się wzorem:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

co oznacza, że objętości zachowują się przy stanie 1 i 2 tak, jak temperatury absolutne. Linia przebiegu zmiany stanu 1—2 jest w tym przypadku prostą poziomą (rys. 90 i 91).



Rys. 90



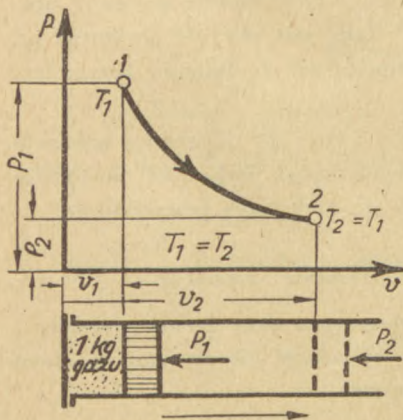
Rys. 91

Zmiany stanu przy stałym ciśnieniu

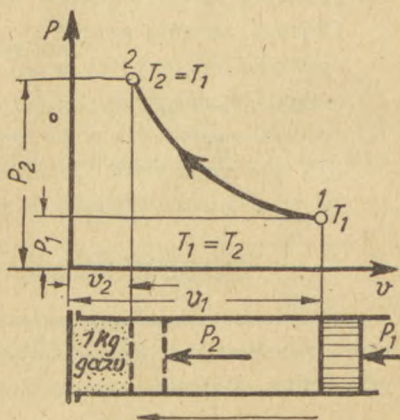
Zmianę stanu przy stałej temperaturze wyraża prawo Boyle-Mariotta:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{V_2}{V_1}$$

co możemy wyrazić słowami: Objętości stanu 1 i 2 przy stałej temperaturze zachowują się odwrotnie jak ciśnienia (rys. 92 i 93).



Rys. 92

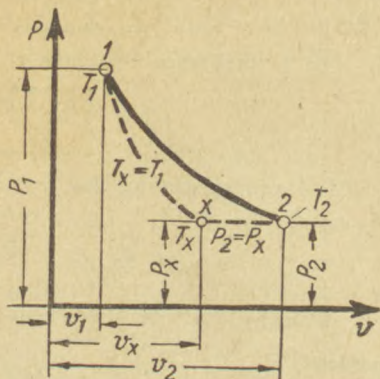


Rys. 93

Zmiany stanu przy stałej temperaturze

Obecnie poznamy ogólne prawo dla stanu gazu, gdy wszystkie trzy wielkości P , v i T zmieniają się równocześnie. Niechaj linia 1—2 na rys. 94 oznacza ogólną zmianę 1 kg gazu ze stanu 1 (P_1 , v_1 , T_1) do stanu 2 (P_2 , v_2 , T_2). Przy pomocy prawa

Boyle-Mariotta i Gay-Lussaca możemy łatwo obliczyć stan 2 gazu. Wyobraźmy sobie, że gaz najpierw przechodzi ze stanu 1 do stanu x o ciśnieniu P_2 według prawa Boyle-Mariotta (przy stałej temperaturze), a następnie według prawa Gay-Lussaca, czyli przy stałym ciśnieniu ze stanu x do stanu 2. Gaz w punkcie (stanie) x posiada absolutną temperaturę T_1 , natomiast ciśnienie P_2 kg/m².



Rys. 94 Ogólna zmiana stanu

Obliczmy teraz objętość właściwą v_x [m³/kg].

Według prawa Boyle-Mariotta dla stanu 1 i x ($T_x = T_1$ i $P_x = P_2$)

jest:

$$P_1 \cdot v_1 = P_2 \cdot v_x \quad \text{z czego} \quad v_x = \frac{P_1 \cdot v_1}{P_2}$$

Przejsie ze stanu x do stanu 2 odbywa się według prawa Gay-Lussaca:

$$\frac{v_x}{v_2} = \frac{T_x}{T_2} \quad \text{ponieważ} \quad T_x = T_1 \quad \text{otrzymamy}$$

$$\frac{v_x}{v_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad \text{z czego} \quad v_x = \frac{T_1 \cdot v_2}{T_2}$$

Poprzednio wyprowadziliśmy: $v_x = \frac{P_1 \cdot v_1}{P_2}$

Wiemy, że dwie wielkości równe trzeciej są sobie równe.

Czyli:
$$\frac{P_1 \cdot v_1}{P_2} = \frac{T_1 \cdot v_2}{T_2}$$

Dzieląc obydwie strony równania przez T_1 i mnożąc przez P_2 , otrzymamy dla 1 kg gazu:

$$\boxed{\frac{P_1 \cdot v_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot v_2}{T_2}} \quad \text{Równanie 1.}$$

Dla G [kg] gazu otrzymamy:

$$\boxed{\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2}} \quad \text{Równanie 2.}$$

Jeśli przyjmiemy na linii 1—2 stan trzeci lub czwarty o wielkościach P_3, v_3, T_3 lub P_4, v_4 i T_4 , to znajdziemy w podobny sposób, że:

$$\frac{P_3 \cdot v_3}{T_3} = \frac{P_4 \cdot v_4}{T_4} = \frac{P_1 \cdot v_1}{T_1}$$

Widzimy, że dla dowolnego stanu wielkość $\frac{P \cdot v}{T}$ ma tę samą wartość.

Wartość tę nazywamy: stałą gazową R .

Otrzymamy więc:

$$\boxed{\frac{P \cdot v}{T} = R} \quad \text{Równanie 3a, lub} \quad \boxed{P \cdot v = R \cdot T} \quad \text{Równanie 3b.}$$

Równania te odnoszą się do 1 kg gazu.

Dla G kg otrzymamy równanie, jeśli obydwie strony pomnożymy przez G , czyli:

$P \cdot G \cdot v = G \cdot R \cdot T$; ponieważ $G \cdot v = V$, możemy napisać

$$\boxed{P \cdot V = G \cdot R \cdot T} \quad \text{Równanie 4.}$$

Wzór 4 wyraża ogólne równanie stanu gazu.

Równanie 1, 3a lub 3b odnosi się do 1 kg, natomiast równanie 2 i 4 do G kg gazu.

Stałe gazowe podane są w książkach technicznych.

G a z	Stała gazowa R
Powietrze	29,27
Tlen	26,50
Azot	30,26
Wodór	420,6
Dwutlenek węgla	19,27
Amoniak	49,79

1. **Przykład**: Silnik Diesla posiada butlę do rozruchu o objętości $0,2927 \text{ m}^3$. Powietrze zawarte w butli przy temperaturze 27° posiada ciśnienie absolutne 60 ata . Ile kg powietrza zawiera butla?

Przebieg obliczenia: Dane są: objętość V , temperatura t i ciśnienie p . Z tabelki powyższej znajdujemy R . Obliczamy absolutną temperaturę T ze wzoru $T = 273 + t$; ciśnienie ze wzoru $P = 10000 \cdot p$. Ciężar G obliczamy ze wzoru $P \cdot V = G \cdot R \cdot T$.

Rozwiązanie: $V = 0,2927 \text{ m}^3$;

$$t = 27^\circ \quad T = 273 + t = 273 + 27 = 300^\circ \text{ abs.}$$

$$p = 60 \text{ ata}; \quad P = 10000 \cdot 60 = 600000 \text{ kg/m}^2$$

$$R = 29,27$$

$P \cdot V = G \cdot R \cdot T$ z czego

$$G = \frac{P \cdot V}{R \cdot T} = \frac{600000 \cdot 0,2927}{29,27 \cdot 300} = 20 \text{ kg.}$$

$$\underline{\underline{G = 20 \text{ kg.}}}$$

2. **Przykład**: Po uruchomieniu silnika w poprzednim przykładzie manometr wykazuje ciśnienie 49 kg/cm^2 , przy ustaleniu się temperatury powietrza w butli 27° . Obliczyć ilość powietrza zużytego do uruchomienia silnika. (Ciśnienie powietrza 1 kg/cm^2 .)

Przebieg obliczenia: Dane są V , t , p i R pozostałego powietrza w butli. Ciężar można obliczyć jak w przykładzie 1.

Oznaczmy ciężar pozostałego w butli powietrza przez G_r , to odejmując G_r od G otrzymamy ciężar powietrza zużytego G_z .

Rozwiązanie: $V = 0,2927 \text{ m}^3$; $R = 29,27$

$$p_n = 49 \text{ atn} = 50 \text{ ata}; \quad P = 10000 \cdot 50 = 500000 \text{ kg/m}^2$$

$$t = 27^\circ; \quad T = 273 + 27 = 300^\circ \text{ abs.}$$

$$P \cdot V = G_r \cdot R \cdot T$$

$$G_r = \frac{P \cdot V}{R \cdot T} = \frac{500000 \cdot 0,2927}{29,27 \cdot 300} = 16,67 \text{ kg}$$

$$G_z = G - G_r = 20 - 16,67 = 3,33 \text{ kg}$$

$$\underline{\underline{G_z = 3,33 \text{ kg.}}}$$

3. **Przykład**: Silnik gazowy zużywa $0,6 \text{ m}^3$ gazu na 1 KMh przy 27° i 700 mm słupa rtęci. Obliczyć zużycie gazu na 1 KMh przy $0/760$.

Przebieg obliczenia: Dane stanu 1: $t_1 = 27^\circ$; $h_1 = 700 \text{ mm}$ słupa rtęci i $V_1 = 0,6 \text{ m}^3$. Dane stanu 2: $t_2 = 0^\circ$; $h_2 = 760 \text{ mm}$ słupa rtęci. Mamy obliczyć V_2 . Temperatury absolutne T_1 i T_2 obliczymy z temperatur t_1 i t_2 . Również P_1 i P_2 możemy obliczyć z wielkości h_1 i h_2 .

Z równania: $\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2}$ obliczymy V_2

$$V_2 = \frac{P_1 \cdot V_1 \cdot T_2}{P_2 \cdot T_1} \quad \text{ponieważ} \quad \frac{P_1}{P_2} = \frac{h_1}{h_2} \quad \text{otrzymamy:}$$

$$V_2 = \frac{h_1 \cdot V_1 \cdot T_2}{h_2 \cdot T_1}$$

Rozwiązanie:

$$t_1 = 27^\circ; T_1 = 273 + 27 = 300^\circ \text{ abs.}$$

$$t_2 = 0^\circ; T_2 = 273 + 0 = 273^\circ \text{ abs.}$$

$$V_1 = 0,6 \text{ m}^3; h_1 = 700 \text{ mm i } h_2 = 760 \text{ mm słupa rtęci.}$$

$$V_2 = \frac{h_1 \cdot V_1 \cdot T_2}{h_2 \cdot T_1} = \frac{700 \cdot 0,6 \cdot 273}{760 \cdot 300} = 0,503 \text{ m}^3$$

$$\underline{\underline{V_2 = 0,503 \text{ m}^3 \text{ na 1 KMh przy } 0/760.}}$$

Z przykładu powyższego widzimy, że zużycie gazu przy stałej mocy zależne jest od ciśnienia i temperatury powietrza.

ZMIANA STANU GAZU PRZY STAŁEJ OBJĘTOŚCI

Poprzednio rozpatrywaliśmy zmianę stanu gazu przy stałej temperaturze względnie przy stałym ciśnieniu. Zmiana stanu gazu przy stałej objętości zachodzi przy ogrzaniu gazu w zamkniętym naczyniu, np. tlen w butli stalowej. Równanie przebiegu zmiany stanu gazu przy stałej objętości otrzymamy z ogólnego równania:

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2} \quad \text{gdzie w naszym przypadku}$$

$$V_1 = V_2 \quad \text{czyli} \quad \frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2} \quad \text{czyli}$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

Ciśnienia absolutne gazu mają się tak do siebie jak odpowiadające im temperatury bezwzględne (absolutne), jeżeli zmiana stanu gazu zachodzi przy stałej objętości.

Zamiast $\frac{P_1}{P_2}$ możemy wstawić $\frac{p_1}{p_2}$ i otrzymamy

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

Przykład: W silniku gaźnikowym spalanie mieszanki odbywa się teoretycznie w martwym punkcie, czyli przy stałej objętości. W stanie I sprężona mieszanka posiada ciśnienie $p_1 = 3,5$ atn i temperaturę $t_1 = 310^\circ$. Po spaleniu temperatura podnosi się do $t_2 = 1895^\circ$. Obliczyć powstałe ciśnienie ponadatmosferyczne ($h = 735,5$ mm słupa rtęci).

Przebieg obliczenia: Spalanie odbywa się przy stałej objętości. Zmiana stanu odbywa się według równania:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

Obliczyć mamy p_2 . Dane są: $t_1 = 310^\circ$ i $t_2 = 1895^\circ$. Absolutne temperatury T_1 i T_2 obliczymy ze wzoru: $T = 273 + t$. Ciśnienie p_1 zamieniamy na ciśnienie absolutne: $p_a = b + p_n$; w naszym przykładzie

$$b = \frac{735,5}{735,5} = 1 \text{ kg/cm}^2$$

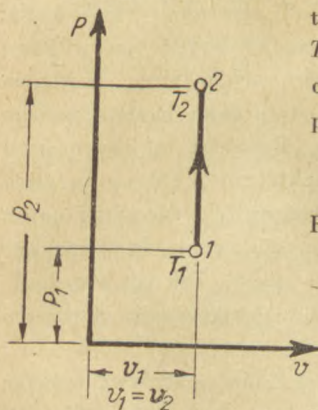
Rozwiązanie: $\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}$ z czego $p_2 = \frac{p_1 \cdot T_2}{T_1}$

$$p_1 = b + p_n = 1 + 3,5 = 4,5 \text{ ata}$$

$$T_1 = 273 + t_1 = 273 + 310 = 583^\circ \text{ abs}$$

$$T_2 = 273 + t_2 = 273 + 1895 = 2168^\circ \text{ abs}$$

$$p_2 = \frac{4,5 \cdot 2168}{583} = 16,75 \text{ ata} = 15,75 \text{ atn.}$$



Rys. 95 Zmiana stanu przy stałej objętości

Zadania.

- 23) Silnik posiada gwarantowane zużycie gazu $0,525 \text{ m}^3/\text{KMh}$ przy 0° i 760 mm słupa rtęci. Obliczyć zużycie gazu przy 20° i 730 mm słupa rtęci.
- 24) Z butli stalowej z tlenem o objętości 150 l i ciśnieniu 140 atn przy 20° napełniamy pustą butlę o objętości 20 l . Obliczyć ciśnienie jakie osiągniemy i ciężar tlenu w kg w małej butli (ciśnienie powietrza wynosi 1 kg/cm^2).
- 25) Ciśnienie w butli z dwutlenkiem węgla wynosi 50 atn. W pobliże butli przetoczono wagon z żużłem wielkopiecowym, dzięki czemu temperatura gazu podniosła się z 5° do 85° . Obliczyć powstałe nade ciśnienie (ciśnienie ponadatmosferyczne) w butli (ciśnienie powietrza wynosi 1 kg/cm^2).

PODSTAWOWE POJĘCIA ELEKTROTECHNIKI

W każdej fabryce znajdziemy szereg urządzeń elektrycznych. A więc widzimy motory, lampy, przewody, tablice rozdzielcze, piece elektryczne, akumulatory itp.

Aby móc te urządzenia właściwie potraktować i obsłużyć, musimy się zapoznać z pojęciami podstawowymi elektrotechniki.

Zapoznanie się z dziedziną elektryczności możemy sobie ułatwić przez porównanie z parą. Weźmy np. kocioł parowy, będący pod ciśnieniem 12 atmosfer powyżej ciśnienia normalnego. Jeśli otworzymy zawór kotła, to popłynie wówczas strumień pary. Ten strumień będzie tym większy, im wyższe będzie ciśnienie pary lub napięcie pary w kotle. Strumień może powstać tylko wtedy, o ile para posiada w stosunku do zewnętrznego powietrza różnicę ciśnienia lub też napięcia. Podobnie też, by powstał prąd elektryczny, musi być pewne napięcie elektryczne. Tak np. przewód powietrzny tramwajowy znajduje się pod napięciem. Jeśli włączymy motor, to na skutek istniejącego napięcia popłynie prąd z przewodu ślizgowego poprzez wyłącznik do motoru i przez niego na szyny. Tak jak przy kotle parowym mówi się o ciśnieniu pary, tak samo w elektryczności mówimy o napięciu elektrycznym. Napięcie elektryczne oznaczamy literą U i mierzymy w voltach (V). Ilość elektryczności, która przepływa w ciągu sekundy przez jakiś przekrój przewodu nazywamy natężeniem prądu (I). Prąd ten mierzymy w amperach (A).

Od zaworu kotła parowego prowadzimy parę rurami do maszyny parowej. Jeśli przekrój rur jest duży, to w jednostce czasu może przepłynąć przez rury więcej pary aniżeli przy mniejszym przekroju. Poza tym, para przepływając przez przewody napotyka na opór, który hamuje jej poruszanie się. Oporem tym jest tarcie pary o ściany rur. Opór jest tym większy im dłuższe i cieńsze są rury oraz im większy jest opór tarcia o ściany. Podobny opór zachodzi przy przesyłaniu prądu elektrycznego. Im większy jest przekrój, tym większa ilość prądu może przepłynąć, a więc tym większe jest natężenie prądu. Im mniejszy jest przekrój i im dłuższy jest przewód, tym większy jest opór. Oprócz tego opór jest zależny od materiału przewodnika. Jak to wiemy z doświadczeń, miedź przewodzi elektryczność lepiej aniżeli żelazo. Z tego to powodu przewody sporządza się głównie z miedzi. Ponieważ jednak w obecnych czasach musimy

gospodarować miedzią oszczędnie, wobec tego sporządza się przewody także z aluminium. Rozróżniamy dobre i złe przewodniki elektryczności oraz materiały nieprzewodzące (izolatory), zależnie od wielkości oporu, jaki materiał stawia przepływowi prądu elektrycznego.

Dobrymi przewodnikami są: srebro, miedź, brąz, stopy aluminiowe. Złymi przewodnikami są: żelazo i węgiel.

Materiałami nieprzewodzącymi są: guma, porcelana, drzewo, mika i inne.

Opór oznaczamy literą R i mierzymy w Omach (Ω)

Uwaga: Napięcie U mierzone jest w Voltach (V)

Natężenie I „ „ w Amperach (A)

Opór R „ „ w Omach (Ω)

Natężenie prądu jest zależne od napięcia. Im większe jest napięcie, tym większe jest natężenie prądu. Natężenie prądu jest poza tym zależne od oporu i to odwrotnie proporcjonalnie. Im większy jest opór tym mniejsze jest natężenie prądu. Z tych zależności fizyk Ohm wyprowadził najważniejsze prawo o elektrotechnice, brzmi ono: „Natężenie prądu równa się napięciu podzielonemu przez opór“. Prawo to nazwano „Prawem Ohma“. W myśl więc wyżej wprowadzonych oznaczeń otrzymamy:

$$I = \frac{U}{R}$$

Równanie to możemy przekształcić i otrzymamy:

$$\underline{\underline{U = I \cdot R}} \text{ oraz } \underline{\underline{R = \frac{U}{I}}}$$

Jak wyżej widzieliśmy, opór przewodnika jest zależny od jego długości, przekroju i rodzaju materiału z jakiego został wykonany. Opór jakiegoś materiału o długości 1 m i przekroju 1 mm² nazywamy oporem właściwym lub też oporem jednostkowym danego materiału. Oznaczamy go grecką literą ρ (czytaj ro). Im mniejszy jest opór właściwy materiału, z którego przewodnik został wykonany, tym większe jest jego przewodnictwo. Odwrotną wartość oporu właściwego $\left(\frac{1}{\rho}\right)$ nazywamy przewodnictwem elektrycznym i oznaczamy literą κ (czytaj kapa). W poniższej tabeli zestawione są wartości oporu właściwego i przewodnictwa elektrycznego najważniejszych przewodników.

Material	Opór właściwy $\varrho \left[\frac{\Omega \text{ mm}^2}{\text{m}} \right]$	Przewodnictwo elektryczne $\kappa = \frac{1}{\varrho}$
Miedź	0,0175	57
Aluminium	0,0317	31,5
Cynk	0,065	15,4
Żelazo	0,1324	7,5
Ołów	0,2197	4,5
Konstantan	4,586	1,7
Nikielina	0,3	3,3

Skoro opór przewodnika o przekroju 1 mm^2 i długości 1 m równa się ϱ , to opór tego przewodnika o długości $l \text{ m}$ będzie l razy większy czyli $\varrho \cdot l$. Ponieważ zaś opór jest tym większy im mniejszy jest przekrój przewodnika, otrzymamy więc ogólny wzór na wielkość oporu:

$$R = \frac{\varrho \cdot l}{F}$$

We wzorze tym oznacza:

ϱ — opór właściwy w $\frac{\Omega \text{ mm}^2}{\text{m}}$ (według tabeli)

l — długość przewodnika w m

F — przekrój przewodnika w mm^2 .

Należy tu jeszcze zwrócić uwagę na to, że długość przewodnika musi być podwójnie wzięta, gdyż musimy uwzględnić i przewod powrotny jako długość całkowitą.

O ile znana jest tylko średnica drutu, to obliczamy jego przekrój według wzoru: $F = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$

Z tego wzoru możemy również obliczyć średnicę, jeśli mamy dany przekrój.

$$d^2 = \frac{4 \cdot F}{\pi} \quad \text{i} \quad d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}}$$

Najprościej jest korzystać z tablic technicznych.

Moc prądu elektrycznego równa się iloczynowi napięcia przez natężenie prądu i mierzy się w watach (W).

$$\text{Moc} \quad \boxed{N = U \cdot I} \quad (\text{Watów}).$$

Przy większych mocach liczy się w kilowatach (kW). Przy czym:
1 kW = 1000 W.

Przy obliczaniu kosztów prądu, elektrownie biorą za podstawę dostarczaną pracę elektryczną, odczytaną na liczniku. Musimy więc znać miarę pracy elektrycznej.

Wiemy, że $\text{Moc} = \frac{\text{Praca}}{\text{Czas}}$ czyli $N = \frac{A}{t}$ skąd

$$\text{Praca } A = N \cdot t$$

to znaczy: praca elektryczna = moc \times czas, przy czym moc elektryczną mierzy się w W lub kW; jako jednostkę czasu bierze się sekundę lub godzinę (h).

Przy większych mocach elektrycznych używa się kilowatgodzinę (kWh) jako jednostkę pracy elektrycznej.

Zadania.

- 26) Żarówka o oporze 330Ω jest załączona do sieci o napięciu 220 Volt. Jaki prąd płynie przez nią?
- 27) Opór właściwy drutu nikielinowego wynosi $\rho = 0,3 \frac{\Omega \text{ mm}^2}{\text{m}}$. Ile metrów tego drutu o średnicy 2 mm należy użyć, aby otrzymać opór wielkości 24Ω ?
- 28) Piec elektryczny załączony do sieci o napięciu 220 wolt pobiera moc 3 kW. Jaki prąd pobiera on z sieci?
- 29) Żarówka o mocy 750 W pali się przez 11 godzin. Jaka jest zużyta praca elektryczna?

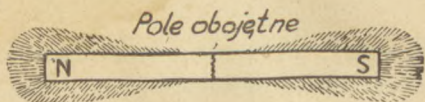
MAGNETYZM, INDUKCJA MAGNETYCZNA

Stal, posiadająca własności przyciągania przedmiotów żelaznych lub stalowych, nazywamy magnesem stałym, a zjawisko przyciągania — magnetyzmem.

W ogólności rozróżniamy dwa rodzaje magnesów, a to: magnesy sztuczne i stałe; w naturze występuje magnes w postaci rud magnetycznych

żelaznych, wydobywanych przeważnie w Szwecji, górach Uralu oraz w Ameryce Północnej. Magnes sztuczny otrzymujemy pocierając kawałek stali magnesem stałym. Kształty magnesów są różne jak pręty, płaskowniki, podkowy, igły itp.

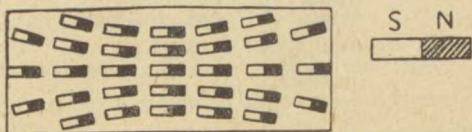
Posypując pręt magnesu opilkami żelaznymi (rys. 96) zauważymy, że opilki wykazują największe zgęszczenie na jego obu końcach, zaś zgęszczenie to zanika ku środkowi. Oba te końce nazywamy biegunami magnesu, środek zaś polem obojętnym. Gdy zawiesimy w położeniu poziomym pręt magnesu lub igłę magnetyczną, zauważymy, że jeden jego biegun wskazywać będzie stale w przybliżeniu kierunek północny, zaś drugi



Rys. 96 Magnes stały

południowy. Koniec wskazujący kierunek północny nazywamy biegunem północnym (N), południowy zaś biegunem południowym (S) (igła magnetyczna). Jak widzimy każdy magnes, niezależnie od jego kształtu, posiada dwa bieguny — północny i południowy. Gdy zawiesimy, jak wyżej, obok siebie dwa pręty magnesu i zbliżymy ku sobie równocześnie ich bieguny północne (równonimienne) zauważymy, że będą się one odpychały, zaś gdy zbliżymy ku sobie biegun północny i południowy (różnonimienne) nastąpi wówczas przyciąganie się tych biegunów. Z tego wynika, że bieguny równonimienne odpychają się, zaś różnonimienne przyciągają się. Gdy przełamiemy kawałek magnesu w jego polu obojętnym, otrzymamy dwa magnesy o tych samych własnościach co poprzedni, a mianowicie każdy z nich będzie posiadał dwa bieguny: północny i południowy. Łamiąc nawet kawałek magnesu na najbardziej drobne cząsteczki, otrzymamy tzw. magnesy cząstkowe, które posiadać będą zawsze oba bieguny N i S.

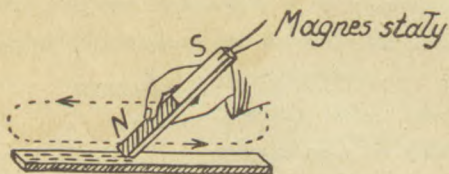
Przyjmuje się, że każdy magnes stały składa się z szeregu uporządkowanych magnesów cząstkowych (rys. 97). Kawałek stali (nienamagnesowanej) posiada magnesy cząstkowe, lecz są one w niej nieuporządkowane. Przez



Rys. 97 Uporządkowane magnesy cząstkowe

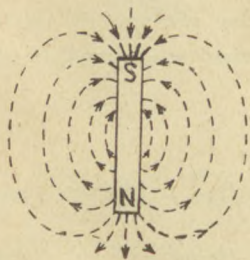
potarcie jej magnese^m stałym zostaną one uporządkowane i stal nabierze własności magnetycznych (rys. 98).

Każdy gatunek stali posiada inne własności magnetyczne. Np. stal miękka przyjmuje natychmiast własności magnetyczne, lecz traci je zupełnie poza małą resztą tzw. magnetyzmem szczątkowym. Stal twarda przyjmuje wolniej, lecz zatrzymuje własności te przez dłuższy okres czasu. Tego rodzaju magnesy nazywamy magnesami stałymi.

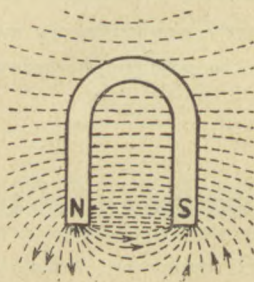


Rys. 98 Magnesowanie stali

Każdy magnes posiada własności przyciągania na odległość przedmiotów żelaznych lub stalowych. Zjawisko przyciągania tłumaczymy istnieniem niewidocznych strumieni magnetycznych. Strumienie magnetyczne wypływają z jego bieguna północnego i wracają na biegun południowy (rys. 99 i 100). Przestrzeń objętą działaniem strumieni nazywamy polem magnetycznym.



Rys. 99 Magnes prosty



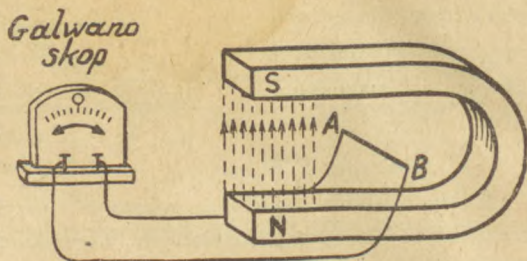
Rys. 100 Magnes w kształcie podkowy

Jeżeli położymy na magnese^m kawałek papieru i na papier nasypimy opilek żelaznych, to zostaną uwidocznione wspomniane wyżej strumienie w polu magnetycznym (rys. 101). Im silniejszy jest magnes tym silniejsze jest jego pole magnetyczne.



Rys. 101 Strumienie magnetyczne

Rys. 102 przedstawia magnes w kształcie podkowy. Strumień magnetyczny przepływa z bieguna północnego na biegun południowy. Przez pole magnetyczne przeprowadzony przewód miedziany łączymy przewodnikami z galwanoskopem. Gdy poruszać będziemy przewód miedziany w polu magnetycznym w ten sposób, by przecinał on strumień magnetyczny, to w przewodzie popłynie prąd. Wskazówka galwanoskopu wychyli się. Zjawisko to nazywamy indukcją, powstały zaś w ten sposób prąd — prądem indukcyjnym. Jeżeli przewód znajduje się w spoczynku w polu magnetycznym, tzn. nie przecina strumienia — wskazówka galwanoskopu wskazuje 0. W przewodzie nie przepływa prąd.



Rys. 102
Stwierdzenie indukcji elektromagnetycznej

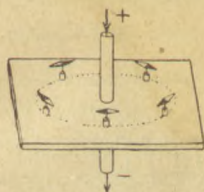
Streszczając: W przewodniku miedzianym poruszonym w polu magnetycznym wytwarza się prąd indukcyjny. Wytwarzanie tego rodzaju prądu nazywamy indukcją magnetyczną. Im większe jest zgęszczenie strumieni w polu magnetycznym, tym silniejszy w przewodach popłynie prąd.

ELEKTROMAGNES ORAZ INDUKCJA ELEKTRYCZNA

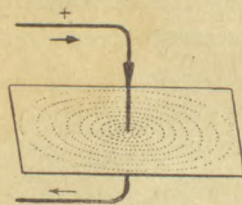
Jeżeli umieścimy wokół przewodnika (bezprądowego) szereg igieł magnetycznych, to ustawią się one jak zawsze w kierunku północnym. Przepuszczając prąd przez przewód, zobaczymy, że igły ustawią się w położeniu, tworzącym obwód koła (rys. 103). Tłumaczymy to powstaniem pola magnetycznego, działającego na igły wokół przewodnika, przez który przepływa prąd.

Chcąc stwierdzić powyższe zjawisko, nasypujemy na kartkę, przez którą przeciągnięty jest przewód elektryczny, nieco opiłków żelaznych; uderzając lekko w kartkę, widzimy, że opiłki ułożą się kolisto do

przewodnika. Im dalej oddalone są opilki od przewodnika, tym słabsze jest działanie na nie sił magnetycznych (rys. 104). Obserwując ułożenie się opilek wokół przewodnika, zauważymy, że tworzą one koncentryczne koła (rys. 105 i 106).

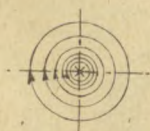


Rys. 103 Stwierdzenie elektromagnetyzmu



Rys. 104 Pole magnetyczne wokół przewodnika prądowego

Krzyżyk (\times) (rys. 105) oznacza ogólnie, że prąd płynie w kierunku od patrzącego. Kropka (\cdot) (rys. 106) oznacza dopływ prądu w kierunku patrzącego. Zginając prosty przewodnik w kształt pętli (rys. 107), zauważymy, że pola magnetyczne są koncentrycznie koliste, strzałki podają kierunek w jakim ułożą się igły magnetyczne lub opilki żelazne.



Rys. 105 Kierunek strumieni magnetycznych przy prądzie płynącym przez przewodnik w kierunku płaszczyzny rysunku

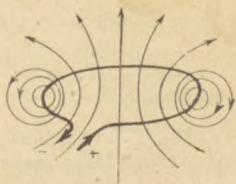


Rys. 106 Kierunek strumieni magnetycznych, gdy prąd płynie przez przewodnik w kierunku widza

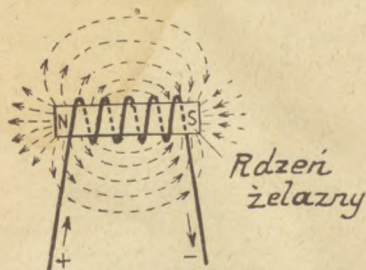
Położenie to nazywamy położeniem pól magnetycznych, które możemy ustalić wg tzw. reguły korkociąga. Wkręcając korkociąg w kierunku przepływu prądu, pada on nam ruch obrotowy pól magnetycznych. Jeżeli użyjemy w tym celu więcej zwojów przewodu miedzianego, powstanie wtedy tzw. cewka. Im cewka posiada więcej zwojów, tym większe będzie natężenie pola magnetycznego.

Celem zwiększenia pola magnetycznego wprowadzamy w cewkę rdzeń żelazny (rys. 108). Zwiększone działanie pól magnetycznych zależne jest w dużej mierze od budowy i rodzaju rdzenia żelaznego.

Strumień magnetyczny przepływa łatwiej przez żelazo aniżeli przez powietrze. Wzór rdzenia kolistego (rys. 109) powstaje przez koliste zgięcie rdzenia żelaznego, uwidocznionego na rys. 108. Strumienie magnetyczne przebiegają tu wyłącznie tylko przez rdzeń żelazny. Przebieg strumienia magnetycznego uwidoczniony jest wyraźnie na rys. 110 a i b magnesu stałego.

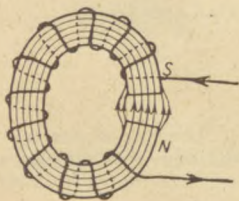


Rys. 107 Kierunek strumieni magnetycznych pętlicy

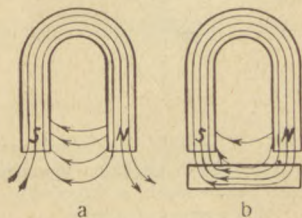


Rys. 108 Strumień magnetyczny cewki z rdzeniem żelaznym

Przy niezamkniętym obwodzie magnetycznym (rys. 110a) rozszerzają się linie magnetyczne na końcach magnesu we wszystkich kierunkach. Gdy zamkniemy obwód (rys. 110b), to przebiegają one wyłącznie tylko przez rdzeń magnesu.



Rys. 109 Cewka na rdzeniu kolistym



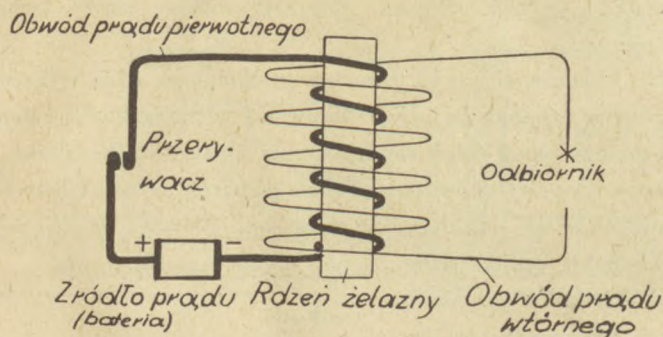
Rys. 110 Magnes w kształcie podkowy

Jeżeli do cewki (rys. 108) założymy rdzeń z żelaza miękkiego, znikną w nim natychmiast strumienie magnetyczne z chwilą przerwania dopływu prądu do cewki. Rdzeń traci swoje własności magnetyczne. Powstały przez działanie prądu magnetyzm nazywamy elektromagnetyzmem, powstały zaś w ten sposób magnes elektromagnesem.

Działanie zjawisk elektromagnetycznych wykorzystujemy przy budowie aparatów pomiarowych, telefonów i silników elektrycznych.

Na rys. 111 przedstawiony rdzeń żelazny owinięty jest kilkudziesięcioma zwojami przewodnika miedzianego izolowanego, którego końce połączone są z zaciskami źródła prądu (baterii). W pewnym miejscu na obwodzie wbudowany jest wyłącznik, który zezwala na dowolne włączanie i wyłączanie prądu. Na pierwsze uzwojenie nawijamy drugi szereg zwojów przewodu miedzianego izolowanego i końce łączymy z odbiornikiem prądu.

W ten sposób uzwajając rdzeń, uzyskamy budowę transformatora prądu stałego. Gdy wyłącznikiem zamkniemy obwód prądu, wówczas popłynie prąd przez uzwojenie pierwsze, a w cewce i rdzeniu wytworzy się bardzo silny strumień magnetyczny.



Rys. 111 Transformator prądu stałego

Strumień ten zniknie natychmiast z chwilą przerwania dopływu prądu. Włączając i wyłączając dopływ prądu, spowodujemy wytwarzanie się i znikanie strumienia magnetycznego. Strumień przecina uzwojenie cewki wtórnej i wywołuje w niej na podstawie indukcji powstanie prądu. Prąd elektryczny powstaje nie tylko gdy poruszamy przewód w polu magnetycznym, lecz także gdy strumień magnetyczny, powstając lub znikając, przecina spoczywający przewód. Powstały w uzwojeniu wtórnym prąd elektryczny będzie o tyle większy, o ile więcej zwojów posiada uzwojenie wtórne od pierwotnego, gdyż o tyle więcej zwojów będzie przecinać powstający lub zanikający strumień magnetyczny.

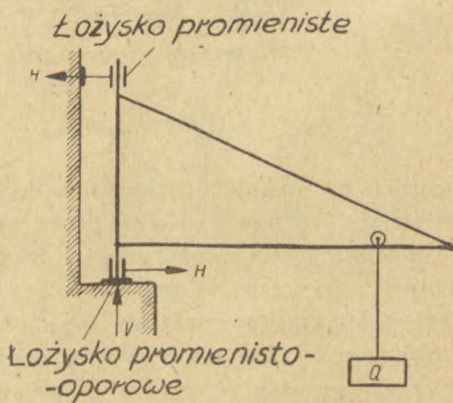
Przewodnik pierwszy nazywamy uzwojeniem pierwotnym (primus — pierwszy) i w nim płynący prąd — pierwotnym. Przewodnik drugi uzwojeniem wtórnym (secundus — wtórny) i płynący w nim prąd — wtórnym.

CZĘŚCI MASZYN

ŁOŻYSKA ŚLIZGOWE

Wszystkie obracające się części maszyn podtrzymywane są w łożyskach. Niezależnie od kształtu i celu, rozróżniamy dwie grupy łożysk, mianowicie łożyska ślizgowe i toczne. W łożyskach ślizgowych wał i łożysko stykają się powierzchniami cylindrycznymi, natomiast w łożyskach tocznych wał spoczywa na rolkach lub kulkach, które obracają się w pierścieniu podczas ruchu wałka. Łożyska ślizgowe posiadają większe straty tarcia, niż łożyska toczne.

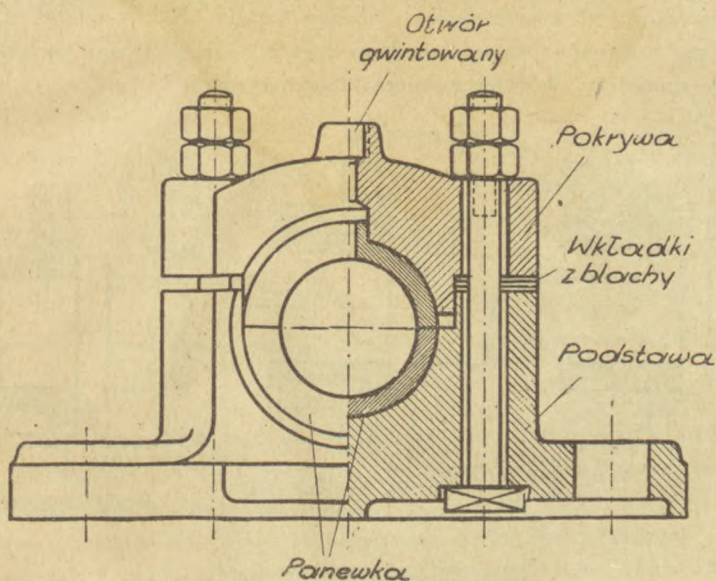
Łożyska toczne stosuje się przede wszystkim tam, gdzie wykazują one swoje zalety w stosunku do łożysk ślizgowych, w szczególności w pojazdach i innych mechanizmach celem zaoszczędzenia siły mięśni albo silnika. Każda z przytoczonych powyżej dwu grup można podzielić na łożyska promieniste i oporowe, zależnie od kierunku obciążenia. Łożyska promieniste lub nośne przyjmują naciski, działające w kierunku promieni, to znaczy prostopadle do osi. W łożyskach oporowych nacisk działa poziomo, to znaczy w kierunku osi. Na rys. 112 górne łożysko jest łożyskiem promienistym, ponieważ siła H obciąża łożysko prostopadle do osi. Łożysko dolne obciążone jest siłą pionową V i siłą poziomą H , czyli mamy łożysko promienistooporowe.



Rys. 112 Łożyskowanie dźwigu

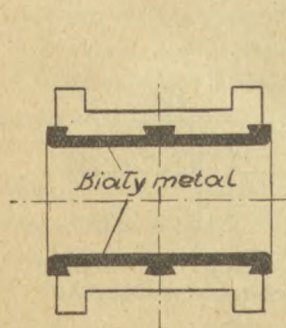
Ze wszystkimi łożyskami należy się obchodzić starannie i troskliwie, gdyż ma to duży wpływ nie tylko na trwałość samego łożyska, lecz również i całej maszyny. Brud, kurz, piasek, opiłki metalowe, woda, kwasy i gazy są szkodliwe dla łożysk, o czym należy szczególnie pamiętać przy naprawach i wymianie.

Rys. 113 przedstawia łożysko stojące. Główną częścią łożyska jest korpus. W powyższym przypadku składa się on z podstawy i pokrywy łożyska. W gwintowanym otworze pokrywy zamocowuje się oliwiarkę. Najważniejszą częścią łożyska jest panewka. Wał spoczywa na panewce,

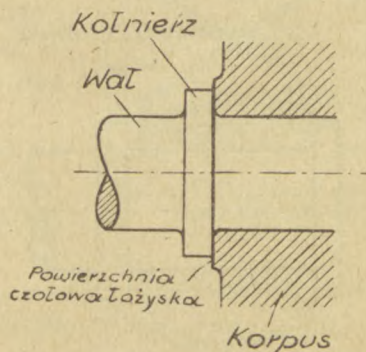


Rys. 113 Łożysko stojące

która przenosi naciski na korpus. Korpus wykonany jest z żeliwa lub staliwa, zależnie od obciążenia. Panewki wykonuje się z żeliwa lub brązu.



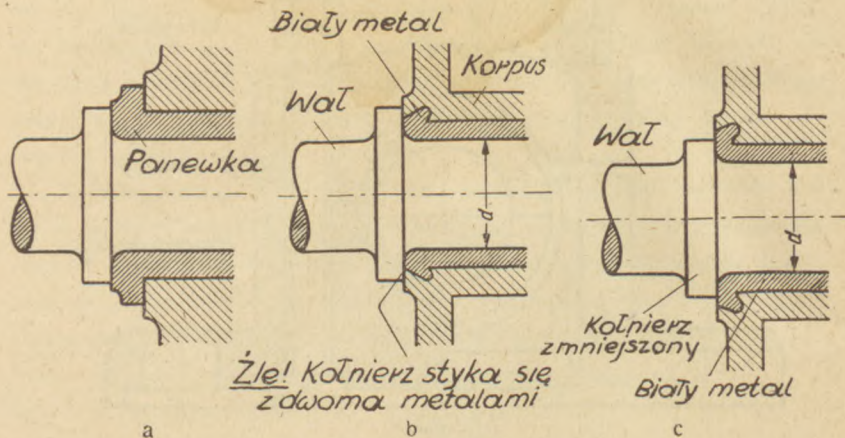
Rys. 114 Panewka



Rys. 115 Powierzchnia czołowa korpusu

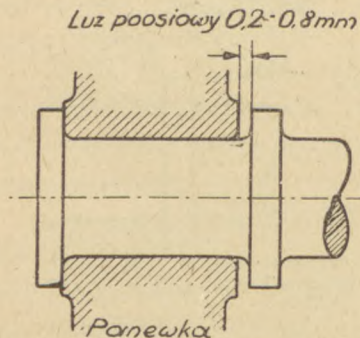
W niektórych przypadkach wylane są one białym metalem (rys. 114). Ostatnio stosuje się również sztuczne tworzywo z dobrym rezultatem.

Korpus lub panewki muszą być tak wykonane, aby wystawała powierzchnia łożyska, z którą styka się kołnierz wała (rys. 115). Odnosi się to również do łożysk z panewkami z białego metalu. Należy unikać styku kołnierza z dwoma różnymi metalami (rys. 116b). W takim przypadku należy zmniejszyć średnicę kołnierza (patrz rysunek 116 a-c).

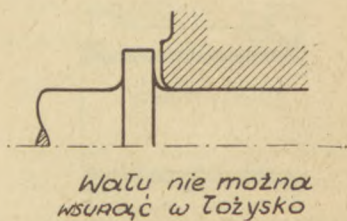


Rys. 116 Wykonanie kołnierza

W przypadku, gdy wał posiada kołnierze z obydwu stron łożyska (rys. 117) należy zwrócić uwagę, aby pomiędzy łożyskiem i kołnierzami był odpowiedni luz.

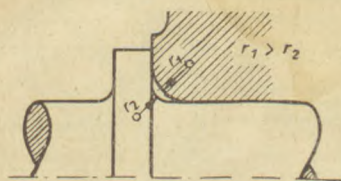


Rys. 117 Luz wzdłużny

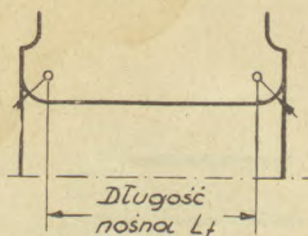


Rys. 118 Kołnierz nie stykający się

W razie nieuwzględnienia luzu poosiowego zachodzi obawa zatarcia się kołnierzy, dzięki różnej rozszerzalności cieplnej łożyska i wału. Przejście z jednej średnicy wału do drugiej musi być o możliwie dużym zaokrągleniu (promieniu). Im większe jest zaokrąglenie tym mniejsze jest niebezpieczeństwo powstawania rys i pęknięć pod wpływem działania karbu.



Rys. 119 Prawidłowo stykający się kołnierz wału

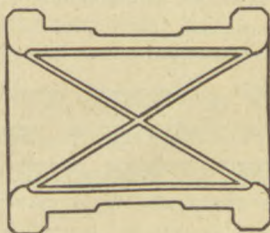


Rys. 120 Długość łożyska

Jeśli zaokrąglenie panewki będzie wykonane mniejszym promieniem niż zaokrąglenie kołnierza, to wał musi być wciśnięty siłą w łożysko i kołnierz nie będzie się stykał całą swą powierzchnią oporową z panewką (rys. 118). Celem uzyskania prawidłowego biegu wału w łożysku promienie zaokrąglenia wału r_2 i zaokrąglenia łożyska r_1 muszą być conajmniej równe. Prawidłowe wykonanie pokazane jest na rys. 119. Nośna długość L^l łożyska jest mniejsza od długości panewki o podwójną wartość promienia zaokrąglenia, o czym należy pamiętać przy budowie nowych łożysk czy też naprawie starych (rys. 120).

O konieczności smarowania trących się części celem uniknięcia zatarcia i zbyt dużych strat była mowa powyżej.

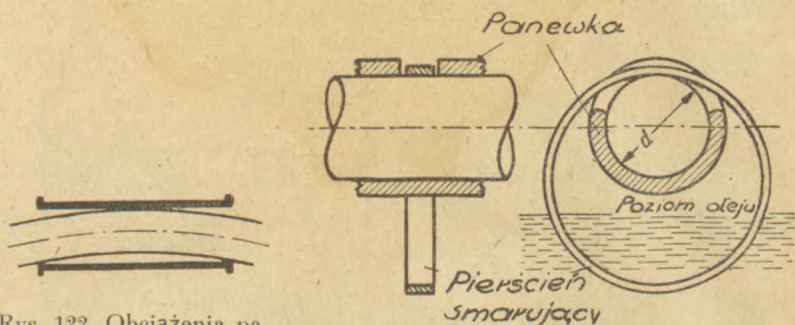
Celem równomiernego rozprowadzenia oleju na panewkach, wycinamy odpowiednie rowki. Często spotykany rodzaj rowków przedstawia rys. 121.



Rys. 121 Panewka z rowkami krzyżowymi

Rowki powinny być nacięte w ten sposób, by nie przekraczały nośnej długości panewek, gdyż inaczej olej będzie wyciekał przez nie, nie smarując łożyska. Z drugiej zaś strony rowki smarownicze nie mogą być za

krótkie, ponieważ nie byłyby smarowane zewnętrzne brzegi panewek, które są mocno obciążone dzięki wygięciu wałka (rys. 122). Bardzo rozpowszechnione jest smarowanie pierścieniowe. Jeden lub dwa pierścienie-

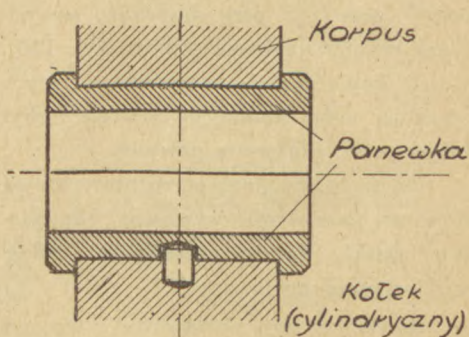


Rys. 122 Obciążenia panewek pod wpływem przegięcia wału

Rys. 123 Łożysko ze smarowaniem pierścieniowym

nie zawieszane są swobodnie na wałku i dolną częścią zanurzone w oliwie. Pierścienie obracając się wraz z wałem, doprowadzają oliwę na górną powierzchnię wału. Następnie rowkami przedostaje się ona do dolnej panewki łożyska i ścieka z powrotem do zbiornika (rys. 123). Oliwienie odbywa się samoczynnie i nie wymaga specjalnego dozoru.

Wszystkie panewki podlegają naturalnej ścieralności, dzięki czemu wewnętrzna średnica panewek powiększa się. W łożyskach o półpanewkach wkłada się kilka blach o grubości 0,1 mm pomiędzy pokrywę i podstawę łożyska (rys. 113); wkładki te wyjmuje się kolejno w miarę zużycia pa-



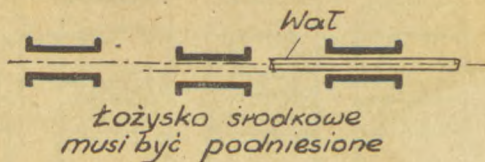
Rys. 124 Zabezpieczenie panewki przeciw obracaniu się

newek. Panewki nie mogą obracać się w łożyskach. Najprostszym zabezpieczeniem przeciw obracaniu jest kołek, zamocowany w korpusie. Drugi koniec kołka wchodzi w odpowiedni otwór panewki (rys. 124). W łożyskach o

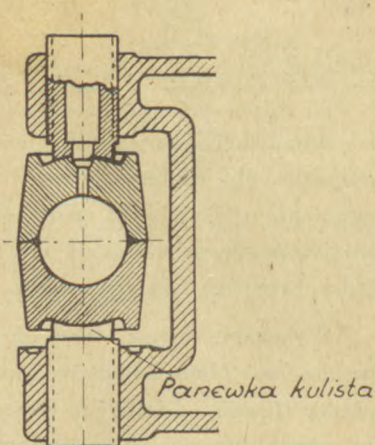
dużym obciążeniu, czyli w maszynach o ciężkich wałach, celowe jest zamocowanie kołka w pokrywie łożyska, gdyż przez to można wyjąć dolną panewkę przy lekko podniesionym wale.

Brzegi panewek podlegają dużym naprężeniom dzięki wyginaniu się wału (rys. 122). Dlatego też w przypadku kilkakrotnego łożyskowania wału, środkowe łożyska muszą leżeć na linii prostej (rys. 125). Na rys. 126 przedstawione jest urządzenie, umożliwiające odpowiednie ustawienie łożyska. Obydwie panewki są zamocowane i utrzymywane śrubami nastawczymi o kulistych powierzchniach

czołowych. Śrubami powyższymi możemy nastawić łożysko na odpowiedniej wysokości. Dzięki kulistemu zamocowaniu, panewki mogą się w pewnych granicach ustawiać odpowiednio do ewentualnych wygięć wału.



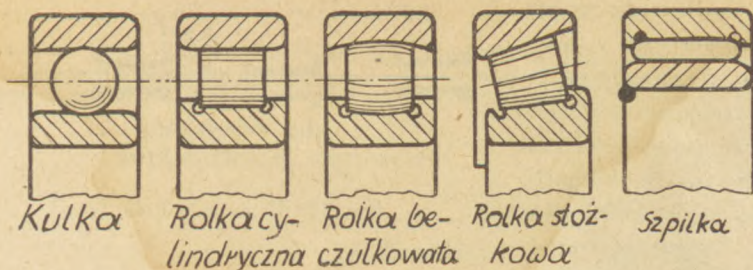
Rys. 125 Ustawienie kilku łożysk



Rys. 126 Łożysko nastawne

ŁOŻYSKA TOCZNE

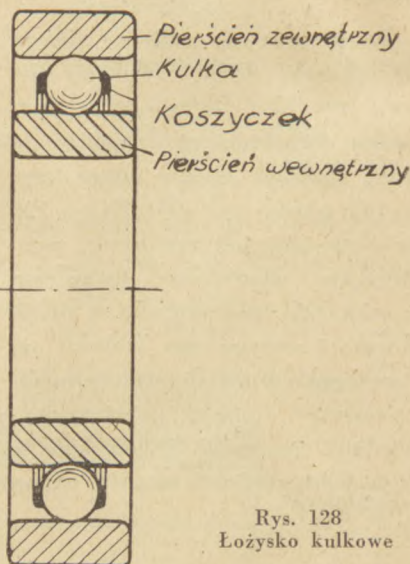
Straty na tarcie w łożyskach tocznych są znacznie mniejsze niż w łożyskach ślizgowych. W łożyskach tocznych używane są kulki, rolki cylindryczne, — beczułkowate i — stożkowe oraz szpilki (rys. 127).



Rys. 127 Łożyska toczne

Kulki względnie rolki, ze względu na duże obciążenie, wykonane są ze stali chromowej lub chromo-niklowej. Umieszczone są one pomiędzy wewnętrznym i zewnętrznym pierścieniem i prowadzone w tak zwanym koszyczku, aby nie stykały się w czasie pracy (rys. 128). Koszyczek wykonany jest ze stali, mosiądzu, brązu lub lekkiego metalu.

Wykonanie łożysk tocznych jest bardzo różne. Podobnie jak łożyska ślizgowe dzielimy i łożyska toczne na promieniste i oporowe. Przy czym budowane są również łożyska promienisto-oporowe dla równoczesnego obciążenia prostopadłego i równoległego do osi. Łożyska toczne mogą posiadać jeden lub dwa rzędy kulek lub rolek, zależnie od wielkości obciążenia (rys. 129 i 131).

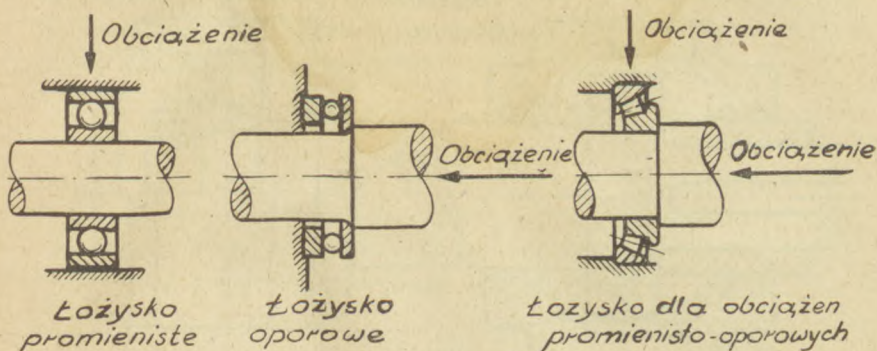


Rys. 128
Łożysko kulkowe

Przy zastosowywaniu łożysk tocznych należy pamiętać, aby wał był możliwie cylindryczny. Dokładna obróbka wału ma duży wpływ na trwałość łożyska. W celu zmontowania łożyska, podgrzewamy je w oleju do temperatury około 70° . Dzięki rozszerzeniu się pierścieni, możemy je

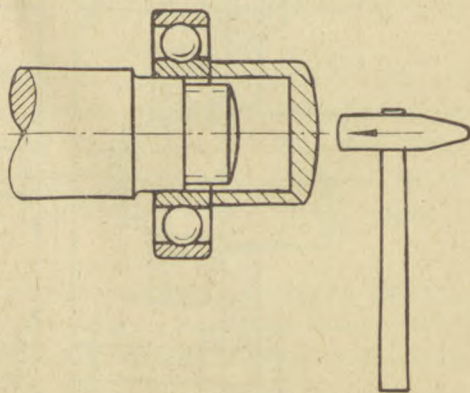
wówczas lekko założyć na wał. W razie zakleszczenia można je dalej przesunąć przy pomocy odpowiedniej rurki i młotka (patrz rysunek 130).

Do zdejmowania służy odpowiedni przyrząd dwudzielny, który opieramy bezpośrednio o pierścień wewnętrzny, jak to pokazane jest na rys. 132.



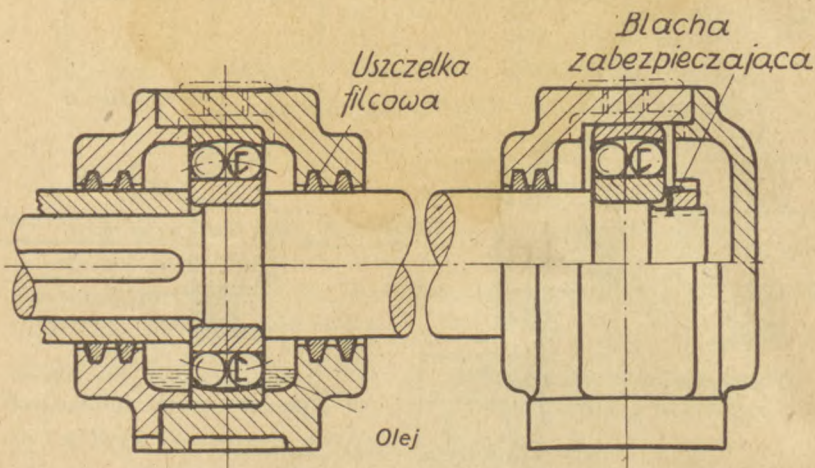
Rys. 129 Łożyska toczne pojedyncze

Szczególne uwagę należy zwrócić na smarowanie łożysk tocznych, gdyż zmniejsza ono tarcie, zapobiega rdzewieniu i zatarciu. Materiały smarne nie mogą zawierać kwasów i zanieczyszczeń powodujących mechaniczne ścieranie i nie powinny żywnieć. Jako smar stosuje się tłuszcze i olej. Łożyska toczne o małej ilości obrotów mogą być prawie całkowicie wypełnione tłuszczem. Im większa jest ilość obrotów, tym mniejsza powinna być ilość tłuszczu. Jako ogólną wskazówkę można podać, że około dwóch trzecich wolnej przestrzeni łożyska może być wypełnione tłuszczem. Przy olejnym smarowaniu poziom oleju powinien być mniej

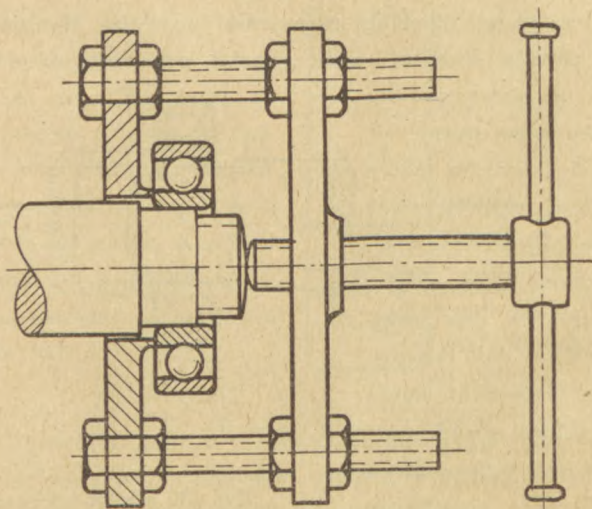


Rys. 130 Montaż łożyska

więcej na wysokości połowy najniższej kulki względnie rolki (rys. 131). Przy dobrym uszczelnieniu zużycie oleju lub tłuszczu jest bardzo małe. Terminy zmiany smaru w łożyskach i ilość są przeważnie określone przepisami wewnętrznymi poszczególnych fabryk. Zasadniczo ilość



Rys. 131 Oliwienie łożysk tocznych



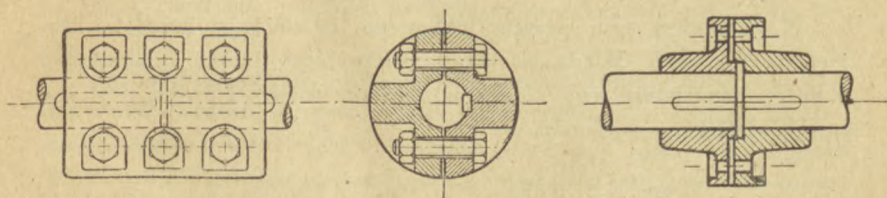
Rys. 132 Przyrząd do zdejmowania

smaru winna być tym mniejsza im jest większa ilość obrotów. Łożyska toczne w przeciwieństwie do łożysk ślizgowych wymagają niewielkiego dozoru, szczególnie w przypadku dobrego zabezpieczenia przed zanieczyszczeniem. Przy odpowiedniej wprawie można słuchowo kontrolować prawidłową pracę łożysk. Dla stałej kontroli temperatury, łożyska ważniejszych maszyn powinny być zaopatrzone w termometry.

W pojazdach mechanicznych najczęściej nie jest możliwa kontrola słuchowa względnie termometrem, dlatego też co pewien czas łożyska muszą być zdjęte celem sprawdzenia ich stanu.

SPRZĘGLA

Sprzęgła są to części maszyn, służące do bezpośredniego przenoszenia siły i pracy z wałów napędowych na napędzane. Poza specjalnymi rozróżniamy następujące, zasadnicze rodzaje sprzęgieł:



Rys. 133 Sprzęgło łubkowe

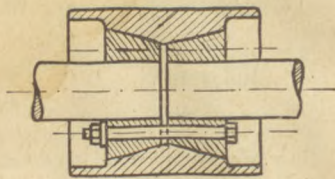
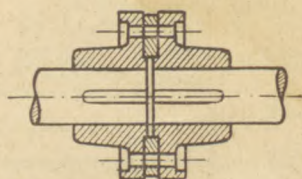
Rys. 134 Sprzęgło kołnierzowe

1) Sprzęgła stałe, służące do stałego złączenia wałów. Rys. 133 przedstawia sprzęgło łubkowe. Składa się ono z dwóch łubków, półpiersiemiowych, które zamocowane są śrubami na końcach wałów. Wkładki klinowe służą do połączenia powyższych półpiersiemi z wałkami. Sprzęgła łubkowe są łatwe w złożeniu i umożliwiają wyjęcie części wałków do montażu niedzielonych piast.

Rys. 134 przedstawia sprzęgło kołnierzowe, służące do połączenia krótkich wałków np. motoru elektrycznego z pompą. Na końcach wałków umocowane są kołnierze przy pomocy wkładek (klinów). Odpowiednie wytoczenia umożliwiają wzajemne ustawienie tarcz, które połączone są śrubami. Sprzężenie polega na powstałym tarciu ściśniętych śrubami kołnierzy.

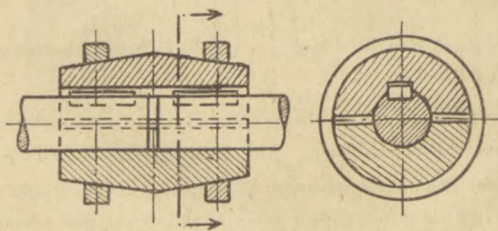
Sprzęgło kolnierzowe na rys. 135 posiada wkładki (kliny) pół-pierścieniowe, co ułatwia montaż.

Sprzęgło Sellersa według rys. 136 posiada dwa stożki o zbieżności 7 do 8°, które połączone są z wałkami przy pomocy wkładek (klinów). Stożki weśnięte są śrubami w obudowę sprzęgła. Wbudowanie i zdjęcie wymaga wolnego miejsca na wale obok sprzęgła o długości połowy obudowy.



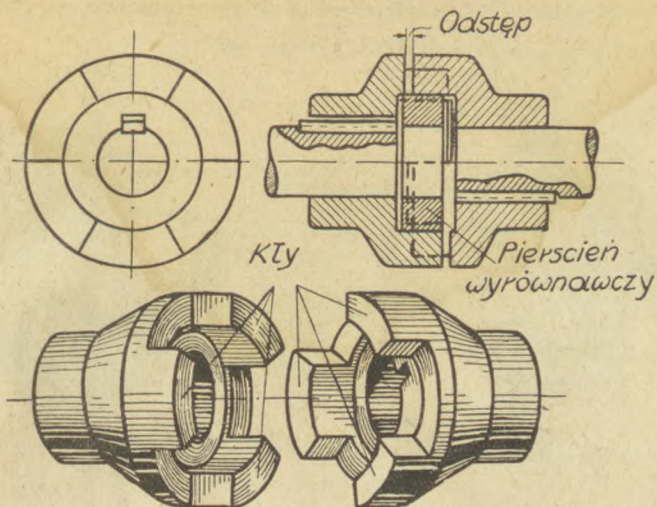
Rys. 135 Sprzęgło kolnierzowe z wkładką Rys. 136 Sprzęgło Sellers'a o podwójnym stożku

Wygodniejszy typ sprzęgła łubkowego zaciskowego przedstawiony jest na rys. 137. Składa się ono z podwójnego stożka o zbieżności 2 do 3°, przeciętego wzdłuż osi oraz z dwóch wkładek i dwóch pierścieni o odpowiadającej zbieżności.



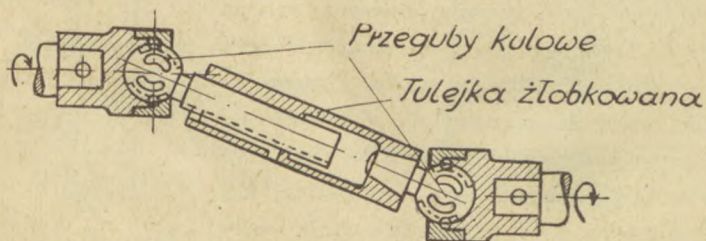
Rys. 137 Sprzęgło łubkowe zaciskowe

2) Sprzęgła ruchome, łączące wały o zmiennej długości w czasie pracy. Sprzęgło kłowe (rys. 138) wyrównuje zmiany, wywołane rozszerzalnością cieplną długich wałów. Połowy sprzęgła o wystających kłach osadzone są na końcach wałów i połączone z nimi przy pomocy wkładek (klinów). Kły zazębiają się wzajemnie i pozwalają na wzdłużne ruchy wałów.



Rys. 138 Sprzęgło kłowe

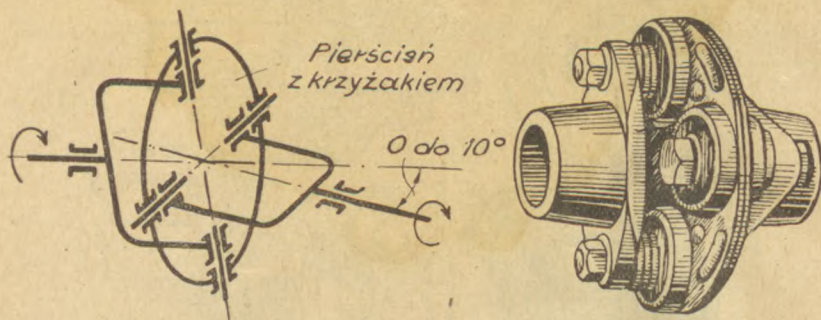
Rys. 139 przedstawia sprzęgło przegubowe kulowe, które np. przy frezarkach ustawia się samoczynnie odpowiednio do posuwu stołu z zamocowanym przedmiotem w kierunku pionowym i poziomym. Umożliwione to jest dzięki zastosowaniu dwóch przegubów kulowych oraz tulejki (lunety), łączącej przeguby.



Rys. 139 Sprzęgło przegubowe kulowe

Sprzęgło przegubowe krzyżowe (Kardana) według rys. 140 łączy wały o pochyleniu do 10° . Na każdym z dwóch przeciwległych ramion czterodzielnego krzyżaka, obydwie wałki leżące pod kątem 90° są połączone z pałąkiem zabierającym, który powinien być odpowiednio mocno łożyskowany.

To przegubowe połączenie chroni wał w pojazdach mechanicznych od uszkodzeń przy silnych wstrząsach podczas jazdy.



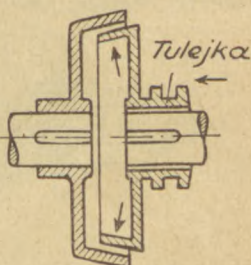
Rys. 140 Sprzęgło przegubowe Kardana

Rys. 141 Sprzęgło przegubowe tarczowe

Uproszczoną odmianą jest sprzęgło przegubowe tarczowe. Rys. 141 przedstawia sprzęgło, które posiada dwie nasadki z kołnierzami i tarczę. Kołnierze nasadek połączone są sprężynująco z tarczą za pomocą dwóch śrub. Tarcza łączy obydwa wały i wyrównuje elastycznie boczne wychylenia.

3) Sprzęgła wyłączalne służą do połączenia i rozłączenia dwóch wałów w czasie ruchu.

Ruchoma część sprzęgła osadzona jest na tulejce na końcu jednego wału, druga zaś część zamocowana jest na drugim wałku. Przesuwając ruchomą część do odpowiednio ukształtowanej nieruchomej, sprzęgamy je bezpośrednio (rys. 142) lub pośrednio poprzez dźwignię (rys. 143 do 145). Sprzężenie odbywa się na zasadzie tarcia i przy uważnym przesuwaniu tulejki jest miękkie.

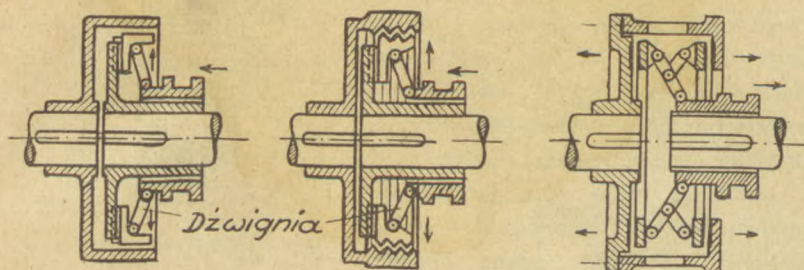


Rys. 142
Sprzęgła wyłączalne

Do pojazdów mechanicznych wykonywane są sprzęgła cierne specjalne (np. sprzęgło dyskowe /tarczowe/).

4) Sprzęgła elastyczne dla złagodzenia uderzeń nierównej pracy. Na rys. 146 pokazane jest sprzęgło, posiadające elastyczną taśmę

(np. skóra lub guma), nawinięta na przemian na występy obydwu części sprzęgła.



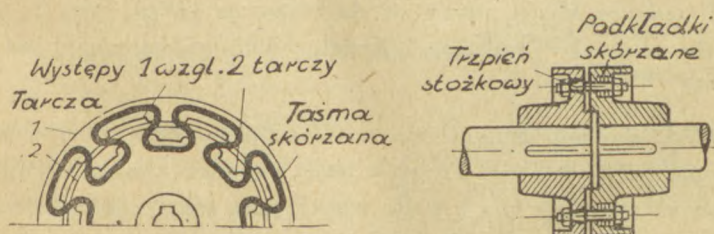
Rys. 143

Rys. 144

Rys. 145

Sprzęgła wyłączalne

Rys. 147 przedstawia sprzęgło, którego trzpień zamocowane są stożkowo na stałe w lewej części sprzęgła. Prawe końce trzpieni osadzone są w odpowiadających otworach, wyłożonych podkładkami skórzanymi. Przy włączaniu sprzęgła, podkładki skórzane przyjmują elastycznie naciski trzpieni.



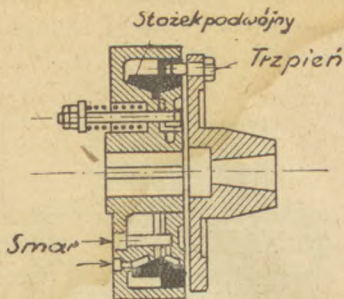
Rys. 146 Sprzęgło taśmowe

Rys. 147 Sprzęgło elastyczne trzpieniowe

5) Sprzęgła zabezpieczające przed przeciążaniem. Sprzęgło poślizgowe pokazane jest na rys. 148. Prawy wał obraca przykręconą do niego tarczę wraz z dwustożkowym piścieniem. Pierścień ten obejmuje i trze o odpowiednio ukształtowaną lewą połowę sprzęgła. Sprężynowe

ześrubowanie obydwu lewych części sprzęgła pozwala na nastawienie części trących na daną stałą moc. W razie przekroczenia mocy obydwie strony sprzęgła ślizgają się wzajemnie, tak że nadwyżka mocy zostaje stracona w postaci ciepła. Dzięki zastosowaniu smarowania powierzchni trących nie zachodzi nadmierne rozgrzewanie.

6) Sprzęgło specjalne. Ze względu na dużą różnorodność tylko niektóre przykłady zostaną podane. Sprzęgła odśrodkowe włączają silnik dopiero po osiągnięciu przepisanej ilości obrotów. Sprzęgła z zapadkami włączają tylko w jednym kierunku. Poza tym istnieją sprzęgła samoczynnie wyłączane, następnie w mechanice precyzyjnej sprzęgła elektromagnetyczne, w pojazdach mechanicznych sprzęgła wyrównawcze (dyferencjał). Łodzie motorowe posiadają sprzęgła do przełączania na bieg w przód, w tył i jałowy.

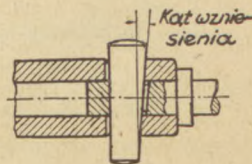


Rys. 148 Sprzęgło ślizgowe

KLINY

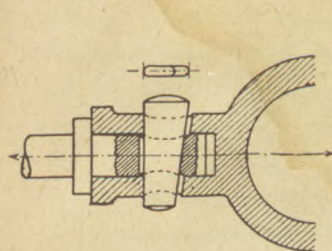
W technice, klinów używa się do połączenia części, które w razie potrzeby mogą być rozłączone. Kształt klina przedstawiony jest na rys. 149.

Dzięki zbieżności klin dociąga w tym przypadku dane części w czasie wbijania i silnie je łączy. Powstałe tarcie pomiędzy klinem i częściami złączonymi utrzymuje klin w stałej pozycji przy odpowiednio dobranym stosunku wzniesienia do długości klina, czyli zbieżności. Działanie klina jest jednoznacznie określone przez podanie jego zbieżności i dobór materiału odnośnie współczynnika tarcia. Zbieżność często rozłączanych połączeń klinowych wynosi 1:10 do 1:15, niekiedy do 1:25, natomiast połączeń stałych do 1:100.

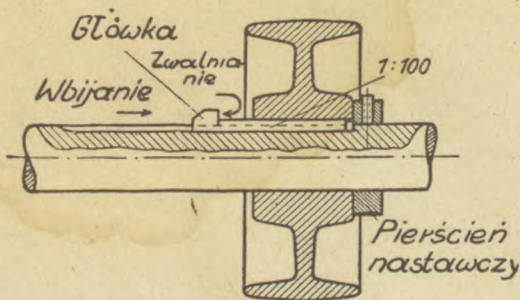


Rys. 149
Połączenie klinowe

Kliny o małym kącie wzniesienia dają się łatwo wbijać, natomiast trudne jest ich wybicie. Siły powstałe przy klinowaniu nimi są duże i przy niewprawnym wbijaniu łatwo można uszkodzić części łączone. Duży skos może spowodować samoczynne obluźzowanie się klina.



Rys. 150 Klin poprzeczny

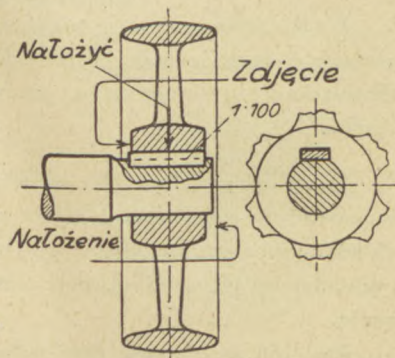


Rys. 151 Klin podłużny

Kliny można podzielić na poprzeczne, podłużne i stożkowe. Rys. 150 przedstawia klin poprzeczny, łączący trzon tłoka z krzyżulcem. Klin w płaszczyźnie styku części połączonych narażony jest na ścinanie, natomiast środkowa jego część na zginanie. Zależnie od występujących naprężeń oblicza się wymiary klinów.

Na rys. 151 widzimy połączenie klinowe piasty koła z wałem. Klin osadzony jest w specjalnie wyfrezowanym wyźłobieniu, którego długość na wale musi być dwukrotnie dłuższa od klina. Jeśli niemożliwe jest założenie narzędzia do wyciągnięcia, to w tych przypadkach kliny posiadają tak zwane główki do wybijania i nazywamy je klinami główkowymi.

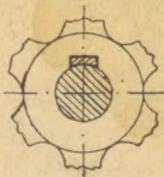
Dalej odróżniamy kliny o zbieżności 1:100 dla zabezpieczenia połączenia na zasadzie tarcia, oraz tak zwane wkładki o bokach równoległych, jako kliny do przenoszenia sił obwodowych.



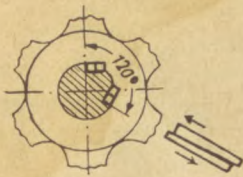
Rys. 152 Wpustka

W razie braku miejsca obok piasty stosuje się połączenie klinowe, pokazane na rys. 152. Przeniesienie momentu obrotowego (siła obwodowa

razy połowa średnicy wału) wywołuje duże naprężenia pomiędzy klinem i wałem; dlatego też połączenie to nadaje się do przenoszenia mniejszych momentów obrotowych. Kliny według rys. 153 stosuje się w przypadkach



Rys. 153 Klin



Rys. 154 Klin styczny

przenoszenia również niezbyt dużych momentów obrotowych. Wewnętrzna powierzchnia klina spoczywa bezpośrednio na wale. Połączenie odbywa się na zasadzie tarcia.

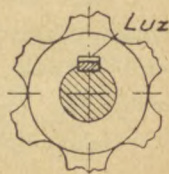
W przypadku zmiennego kierunku obrotów i dużego momentu obrotowego stosuje się kliny styczne, pokazane na rys. 154. Ze względu na prostszą obróbkę płaszczyzn rowka w wale i w piaście kliny styczne stosuje się parami. Zbieżność stykowych płaszczyzn klinów wynosi 1:100.

WKŁADKI

Wadą klinowego połączenia jest to, że nie można uniknąć lekkiego naprężenia i wygięcia wału, co powoduje nierówny bieg kół. Dlatego też w obrabiarkach i w mechanice precyzyjnej stosuje się wkładki zamiast klinów.

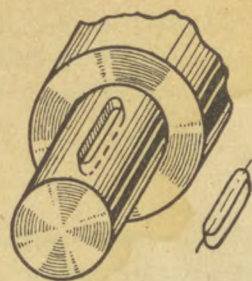
Jak widzimy na rys. 155, wkładka posiada mały luz w piaście. W celu zabezpieczenia przed wypadaniem, wkładki większych rozmiarów przykręcone są do wału i posiadają gwintowane otwory, celem łatwego wyjmowania.

Rys. 156 przedstawia czop wału z wyjetą, wkładka. Czołowe płaszczyzny są zaokrąglone i dopasowane odpowiednio do rowka w wale. Zabezpieczenie większych wkładek przed wypadaniem pokazane jest na rys. 157.



Rys. 155 Połączenie wkładkowe

Wkładki, o prostych płaszczyznach czołowych, zabezpieczone są kółkami przed przesuwaniem poosiowym (rys. 158). Należy jeszcze wspomnieć o klinach okrągłych (rys. 159), jako o specjalnym rodzaju wkładek. Używa się ich jedynie w płaszczyznach czołowych, kiedy nie zachodzi konieczność wyjmowania ich, np. przy kołach zębatych, wbudowanych na stałe, lub przy korbach.

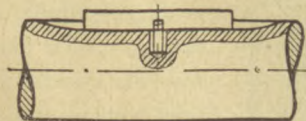


Rys. 156 Wkładka

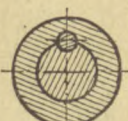
Wkładka, jako prowadzenie przesuwanych części na wale, podobna jest do wkładki o prostych płaszczyznach czołowych. Wkładki tego rodzaju o małych wymiarach wpasowywane są szczelnie do wału albo zamłotkowane.



Rys. 157 Śrubowe zabezpieczenie wkładki



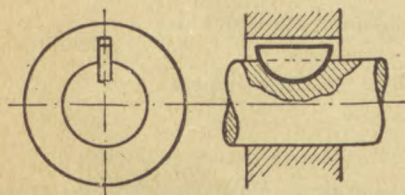
Rys. 158 Kółkowe zabezpieczenie wkładki



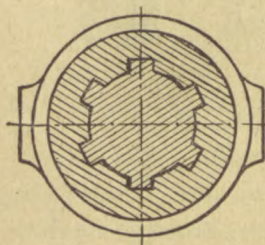
Rys. 159 Klin okrągły.

Większe natomiast przykręcone są jedną lub więcej śrubami. Wkładki według rys. 160 używane są często do obrabiarek.

Należy jeszcze wspomnieć o połączeniu żłobkowym wg rys. 161, stosowanym przy dużych dokładnościach i do przenoszenia dużych sił. Zaletą



Rys. 160 Wkładka



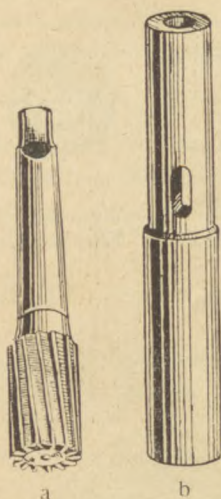
Rys. 161 Połączenie żłobkowane

tego połączenia jest to, że nie osłabia przekroju wału. Połączenie tego rodzaju jest odpowiednio droższe, co jednak jest wyrównane dużymi zaletami.

Kliny podłużne i wkładki obciążone są na ściskanie i ścinanie. Ze względu jednak na duże trudności w obliczeniu stosuje się kształty i wymiary ustalone na podstawie praktyki i doświadczenia.

KLINY STOŻKOWE

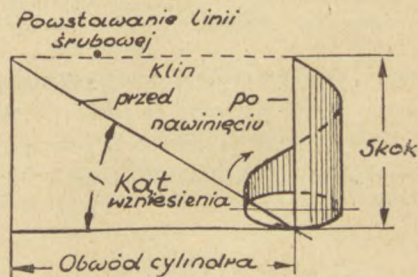
Do wiertarek wyposażonych normalnie w oprawki cylindryczne używa się nieraz również wiertel, gryzów i rozwiertaków z tak zwanym stożkiem Morsa (rys. 162-a). Do zamocowania takich narzędzi służą dodatkowe oprawki, posiadające z jednej strony odpowiedni otwór stożkowy, z drugiej zaś cylindryczny (rys. 162 b). Otwór poprzeczny widoczny na rysunku służy do wyjmowania narzędzia przy pomocy płaskiego kłina.



Rys. 162

Oprawka stożkowa

Należy jeszcze wspomnieć o śrubie, którą do pewnego stopnia można uważać za specjalny rodzaj połączenia klinowego. Sposób działania śruby wyjaśnia rysunek 163, na którym porównana jest linia śrubowa z klinem nawiniętym na cylindrze. Podobne jest zachowanie się nawiniętego kłina



Rys. 163 Linia śrubowa

o małej skośności i gwintu o drobnym skoku. Mała siła użyta do założenia takiego kłina, czy też do przykręcenia śruby wywołuje bardzo dużą siłę w kierunku poosiowym; dlatego też klin czy śruba utrzymuje się trwale w swym położeniu dzięki dużemu tarcia, uwarunkowanemu małym kątem wzniesienia względnie skoku. Odwrotnie zachowują się kliny i

śruby o dużym kącie wzniesienia i skoku, gdyż związane z tym małe tarcie jest niewystarczające do trwałego utrzymania i takie kliny wzgl. śruby muszą być zabezpieczone przed obruszeniem.

KOLKI

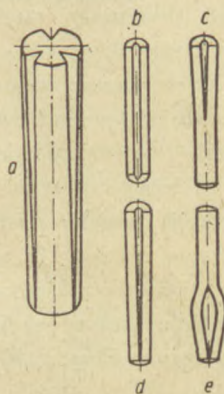
Niektóre części maszyn muszą być złożone dokładnie i w razie potrzeby rozmontowane, np. pokrywa łożyska, korpus, głowica, blok cylindrowy itp. Zwykle śrubowe umocowanie jest niewystarczające do dokładnego złożenia tych części. Niedokładne zaś złożenie części powoduje dużą ścieralność i przedwczesne uszkodzenia. Aby osiągnąć dokładne złożenie po każdym rozmontowaniu, używa się kółków według rysunków 164 i 165. Wykonane są one z twardego materiału i posiadają zbieżność 1:50; kształt i zastosowanie ich jest bardzo różnorodne.



Rys. 164 Koltek



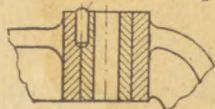
Rys. 165
Koltek specjalny



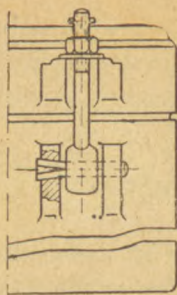
Rys. 166
Kolki karbowane

Jeśli byśmy nie mogli wybić kolka o kształcie pokazanym na rys. 164 lub o kształcie cylindrycznym, to stosujemy koltek specjalny z gwintem i nakrętką do wyciągania (rys. 165). W łożyskach, płytach itp. konieczne są zawsze dwa kolki, możliwie daleko od siebie oddalone, gdyż jeden dozwala na ruchy obrotowe poszczególnych części. Natomiast należy unikać stosowania więcej niż dwóch kółków.

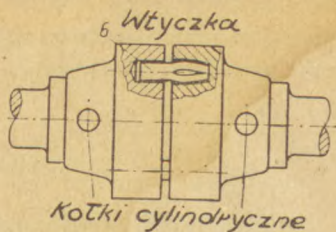
Kołek karbowany



Rys. 167 Zamocowanie tulejki



Rys. 168

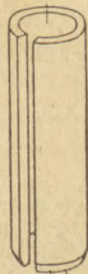


Kołki cylindryczne

Rys. 169 Wtyczka

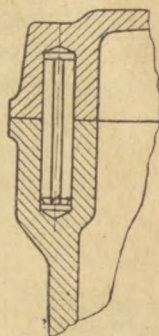
Zastosowanie kołków karbowanych (rys. 166) pokazane jest na rys. 167 do 169. Jako materiału używa się obok stali okrągłej ciągnionej również aluminium, mosiądzu i miedzi.

Należy jeszcze wspomnieć o połączeniach kołkami sprężynującymi, które dzięki swej taniści znajdują szerokie zastosowanie. Na rys. 171 pokazany jest przykład zastosowania kołka sprężynującego według rys. 170.



Stożkowe zakończenie

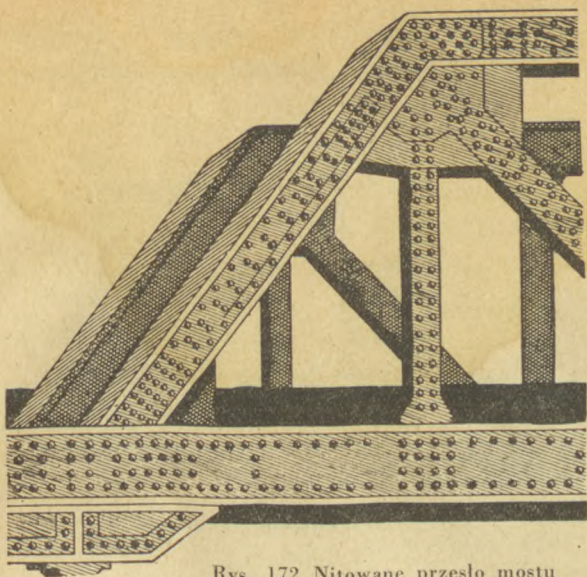
Rys. 170 Kołek sprężynujący



Rys. 171 Złożenie pokrywy

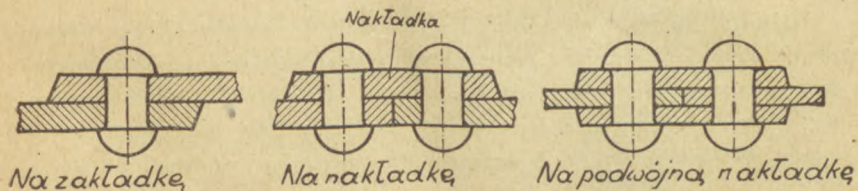
POŁĄCZENIA NITOWE

Połączenia śrubowe jak wiadomo obluźniają się z biegiem czasu samoczynnie, a szczególnie przy powtarzających się wstrząsach i dlatego muszą być stale kontrolowane. Połączenia niektórych części, jak np. mosty, zbiorniki, od których wymaga się bezwzględnego bezpieczeństwa, muszą być specjalnie zabezpieczone lub też zastąpione połączeniami zupełnie pewnymi. Połączenia nitowe, omówione w części 2, są między innymi połączeniami trwałymi i szeroko stosowanymi przy budowie mostów (rys. 172) i zbiorników. Różne rodzaje nitowania przedstawione są na rys. 174. Połączenie wielu części kilku rzędami nitów wymaga dokładnego rozstawienia otworów (rys. 175).

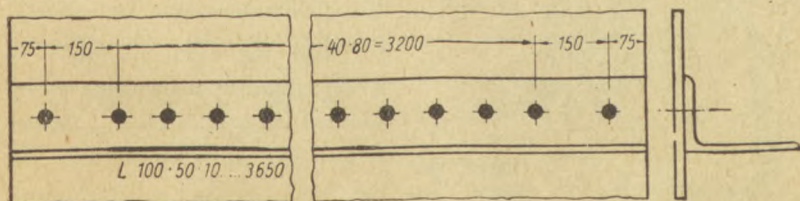


Rys. 172 Nitowane przeszło mostu

Nit, po włożeniu w otwór do oporu, zostaje rozmlotkowany według rys. 176. Do podtrzymania nita w czasie mlotkowania służy specjalne urządzenie, które widoczne jest na rys. 176. Nit musi być odpowiednio dłuższy (patrz rysunek 176), aby wypełnił całkowicie otwór i aby móc

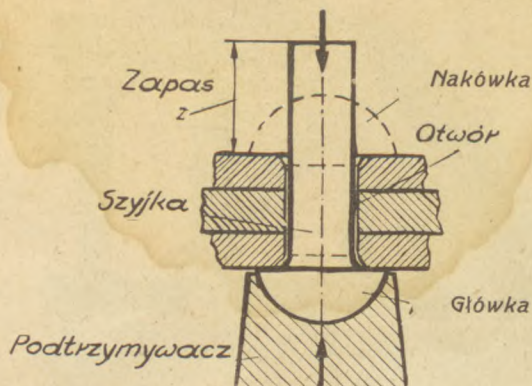


Rys. 174 Połączenia nitowe



Rys. 175 Jednostronne uszeregowanie nitów

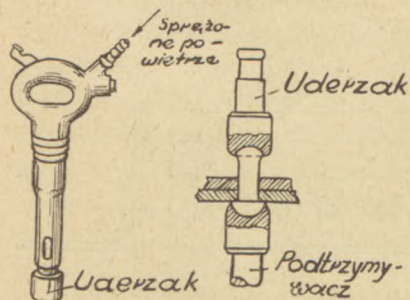
ukształtować nakówkę. Żądany kształt uzyskuje się dzięki użyciu odpowiednio wgłębionej nasadki tzw. uderzaka przy rozmlotkowywaniu.



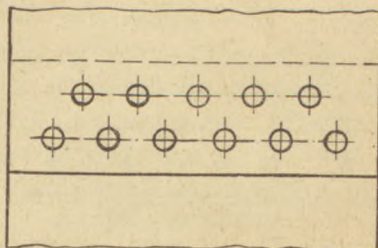
Rys. 176 Przygotowanie nitowania

Do mlotowania używa się często mlotka pneumatycznego (rys. 178). Konieczną ilość nitów do połączenia oblicza się zależnie od wytrzymałości, obciążenia i szczelności. Odległość pomiędzy nitami musi być taka, aby wytrzymałość łączonych części była wystarczająca pomimo otworów. Dlatego też konieczne jest nieraz rozmieszczenie nitów w kilku rzędach, w sposób pokazany na rysunku 179.

Grubość nitów zależna jest od występujących naprężeń. W przypadku użycia zbyt cienkich nitów może nastąpić ścięcie szyjek (rys. 180), ponieważ znitowane blachy działają jak nożyce. Nitowanie zbiorników musi być nie tylko wytrzymałe, lecz również szczelne. Przy tego rodzaju nitowaniu, skośnie ścięte (15°) brzegi blach muszą być uszczelnione przez

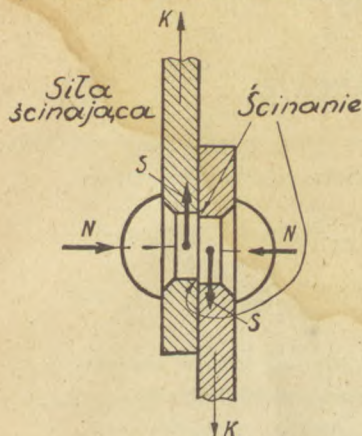


Rys. 178 Młotek pneumatyczny

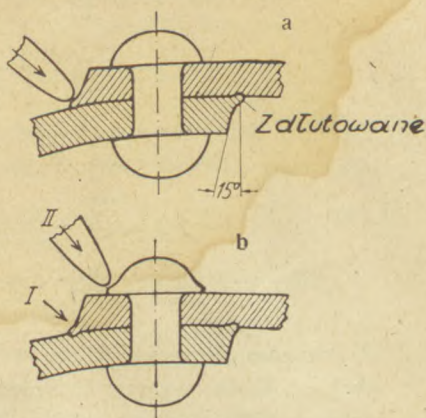


Rys. 179 Dwurzędowe nitowanie

tw. dłutowanie (rys. 181a). Zbiorniki gazowe i kotły parowe muszą być nie tylko bardzo szczelne, lecz również muszą wytrzymywać duże ciś.



Rys. 180 Ścinanie

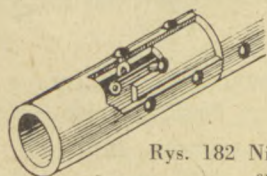
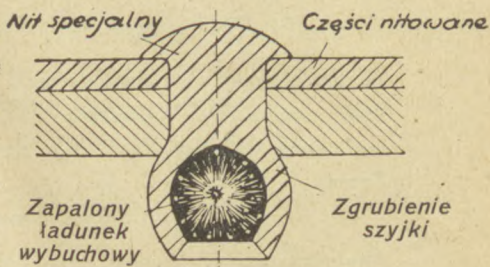


Rys. 181 Nitowanie kotłów

nienia. W tym przypadku muszą być uszczelnione nie tylko brzegi blach, lecz również i główki nitów (rys. 181 b). Do nitowania kotłów parowych używa się nitów o szerszych łbach, gdyż przez dłutowanie będą one zmniejszone.

Nity wykonuje się z materiału ciągliwego, wytrzymującego zmianę kształtu w czasie nitowania bez pęknięć.

Przy lekkich metalach, a szczególnie przy budowie samolotów stosuje się nitowanie specjalne wg rys. 182, ponieważ ze względu na ograniczoną przestrzeń dostęp do nitów jest w wielu przypadkach tylko jednostronny. Szyjka nita posiada w tym przypadku otwór, który wypełnia się odpowiednią ilością materiału wybuchowego. Dzięki wybuchowi ładunku, zapalonego elektrycznie, szyjka nita zostaje rozszerzona, jak to pokazane jest na rys. 182.



Rys. 182 Nitowanie specjalne

ROZWIĄZANIE ZADAŃ

MASZYNY PAROWE

- 1) Przebieg obliczenia: moc indykowaną maszyny obliczamy oddzielnie dla strony pokrywy i strony wału korbowego, według wzorów

$$N_{iD} = \frac{F_D \cdot p_{mD} \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ [KM]}$$

$$N_{iK} = \frac{F_K \cdot p_{mK} \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ [KM]}$$

W równaniu pierwszym: znane są średnie indykowane ciśnienie p_{mD} , skok s i liczba obrotów n . Skuteczną powierzchnię tłoka od strony pokrywy obliczymy, ze średnicy D cylindra. A mianowicie:

$$F_D = \frac{D^2 \cdot \pi}{4}$$

W równaniu drugim znane są: średnie ciśnienie p_{mK} , skok s i liczba obrotów n . Skuteczną powierzchnię tłoka od strony korby, obliczymy ze średnicy D cylindra i średnicy korbowodu d . A mianowicie:

$$F_k = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$$

W obu równaniach należy wyrazić wielkości F_D i F_K w cm^2 , zaś skok s w m. Dla wyliczenia całkowitej indykowanej mocy należy znalezione wartości N_{iD} i N_{iK} dodać do siebie.

Zatem:

$$N_i = N_{iD} + N_{iK}$$

Aby otrzymać efektywną moc, należy moc indykowaną N_i pomnożyć przez mechaniczny współczynnik sprawności η_m zatem:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m$$

Rozwiązanie:

Dane: Skok $s = 1140 \text{ mm} = 1,14 \text{ m}$

Liczba obrotów $n = 120 \text{ obr/min}$

Mechaniczny współczynnik sprawności $\eta_m = 0,92$

Średnie indykowane ciśnienie od strony pokrywy

$$p_{mD} = 2,6 \text{ kg/cm}^2$$

Średnie indykowane ciśnienie od strony wału korbowego

$$p_{mK} = 2,7 \text{ kg/cm}^2.$$

Średnica cylindra $D = 620 \text{ mm} = 62 \text{ cm}$

Średnica korbowodu $d = 90 \text{ mm} = 9 \text{ cm}$

Skuteczna powierzchnia tłoka od strony wału korbowego

$$F_D = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} = \frac{62^2 \cdot 3,14}{4} = 3019 \text{ cm}^2$$

Powierzchnia przekroju tłoczyska $= \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{9^2 \cdot 3,14}{4} = 64 \text{ cm}^2$

Skuteczna powierzchnia tłoka od strony wału korbowego

$$F_K = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = 2955 \text{ cm}^2$$

Moc indykowana od strony pokrywy:

$$N_{iD} = \frac{F_D \cdot p_{mD} \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{3019 \cdot 2,6 \cdot 1,14 \cdot 120}{60 \cdot 75} = 240 \text{ KM}$$

Indykowana moc od strony wału korbowego

$$N_{iK} = \frac{F_K \cdot p_{mK} \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{2955 \cdot 2,7 \cdot 1,14 \cdot 120}{60 \cdot 75} = 243 \text{ KM}$$

Całkowita indykowana moc maszyny:

$$N_i = N_{iD} + N_{iK} = 240 + 243 = 483 \text{ KM}$$

Użyteczna moc:

$$N_e = N_i \cdot \eta_{im} = 483 \cdot 0,92 = 445 \text{ KM}$$

Moc indykowana maszyny:

$$\underline{\underline{N_i = 483 \text{ KM}}}$$

Moc efektywna maszyny:

$$\underline{\underline{N_e = 445 \text{ KM}}}$$

2) Przebieg obliczenia:

Ponieważ średnie indykowane ciśnienie od strony pokrywy i wału korbowego w obu cylindrach przyjęto za równe, a z powodu nawskrośnego tłoczyska, skuteczne powierzchnie tłoków w obu cylindrach od strony pokrywy i korby, też muszą być równe, należy obliczyć moc jednej strony tłoka i obliczoną wartość pomnożyć przez 4.

Obliczenia dokonamy ze wzoru:

$$N_i = 4 \cdot \frac{F \cdot p_m \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ KM}$$

Skuteczna powierzchnia tłoka wyniesie:

$$F = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$$

Ponieważ F wyraża się w cm^2 , należy podane w mm wartości D i d przeliczyć na cm.

Skok s należy podstawić w m.

Moc otrzymamy jak w zadaniu 1), ze wzoru $N_e = N_i \cdot \eta_{lm}$

Rozwiązanie:

Dane: Średnie indykowane ciśnienie $p_m = 3 \text{ kg/cm}^2$

Skok $s = 1500 \text{ mm} = 1,5 \text{ m}$

Ilość obrotów $n = 50 \text{ obr/min}$; $\eta_{lm} = 90\% = 0,90$

Średnica cylindra $D = 900 \text{ mm} = 90 \text{ cm}$

Średnica tłoczyska $d = 120 \text{ mm} = 12 \text{ cm}$

Skuteczna powierzchnia tłoka

$$F = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{90^2 \cdot \pi}{4} - \frac{12^2 \cdot \pi}{4} = 6362 - 113$$

$$F = 6249 \text{ cm}^2$$

$$N_i = 4 \cdot \frac{F \cdot p_m \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} = 4 \cdot \frac{6249 \cdot 3 \cdot 1,5 \cdot 50}{60 \cdot 75} = 4 \cdot 312,45 = 1249,80$$

$$= 1250 \text{ KM}$$

$$\text{Moc użyteczna } N_e = N_i \cdot \eta_{lm} = 1250 \cdot 0,90 = 1125 \text{ KM}$$

Moc indykowana wynosi: $N_i = 1250 \text{ KM}$

Moc użyteczna wynosi: $N_e = 1125 \text{ KM}$

RACHUNEK TECHNICZNY

3) Przebieg obliczenia:

Wysokość h stożka, dzieli przekrój osiowy stożka na 2 prostokątne trójkąty. Tworząca m jest w tym trójkacie przeciwprostokątną, a wysokość h stożka, jedną z przyprostokątnych. Druga przyprostokątna jest promieniem podstawy stożka. Promień ten, obliczymy z równania:

$$h^2 + r^2 = m^2$$

Średnica koła w podstawie stożka wynosi: $d = 2r$.

Rozwiązanie: Z równania $h^2 + r^2 = m^2$

$$\text{Otrzymamy: } r^2 = m^2 - h^2$$

$$\text{Czyli: } r = \sqrt{m^2 - h^2}$$

$$r = \sqrt{32^2 - 28^2} = \sqrt{1024 - 784} = \sqrt{240} = 15,5 \text{ cm}$$

Średnica $d = 2r = 2 \cdot 15,5 = 31$

Średnica podstawy: $d = 31 \text{ cm}$

4) Przebieg obliczenia:

Przekrój poprzeczny rampy, jest trójkątem prostokątnym, w którym długość toru rampy jest przeciwprostokątną c ; podstawę i wysokość rampy tworzą 2 przyprostokątne a i b . Długość toru rampy obliczymy ze wzoru:

$$c^2 = a^2 + b^2$$

Rozwiązanie:

Z równania: $c^2 = a^2 + b^2$ wynika

$$c = \sqrt{a^2 + b^2} = \sqrt{15^2 + 1,5^2} = \sqrt{225 + 2,25} = \sqrt{227,25} = 15,1$$

Długość wynosi 15,1 m

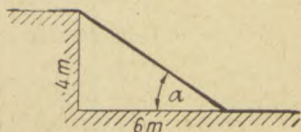
5) Przebieg obliczenia:

Przekrój przez szkarpe, jest trójkątem prostokątnym, o przyprostokątnych 4 m i 6 m. Kąt nachylenia szkarpy jest kątem ostrym α . Z trójkąta prostokątnego wynika

$$\text{tg } \alpha = \frac{4}{6} = 0,6667$$

$$\text{czyli } \alpha = 33^\circ 40'$$

Kąt nachylenia szkarpy wynosi 33° 40'

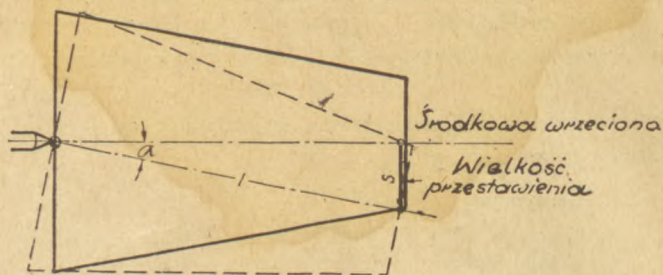


Rys. 183

Kąt nachylenia szkarpy

6) Przebieg obliczenia:

Środkowa wrzeciona, długość stożka i wielkość przestawienia s , tworzą trójkąt prostokątny (rys. 184), w którym długość l stożka, odpowiada przeciwprostokątnej trójkąta prostokątnego. Jedna przy-



Rys. 184 Stożek

prostokątna jest wielkością przestawienia s ; naprzeciw niej leży kąt ostry α .

Czyli
$$\sin \alpha = \frac{s}{l}$$

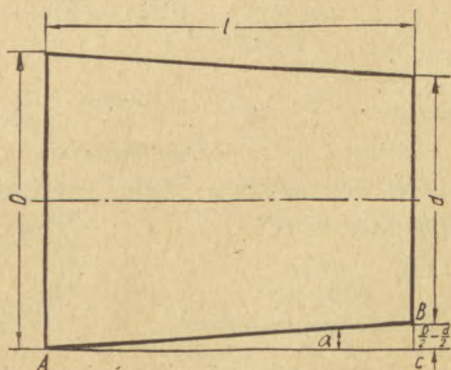
zatem
$$s = l \cdot \sin \alpha$$

Rozwiązanie: dla $\alpha = 3^\circ$ otrzymamy $\sin \alpha = 0,0523$

Zatem $s = 280 \cdot 0,0523 = 14,6 \text{ mm}$

Przestawienie wynosi 14,6 mm

7) Przebieg obliczenia:



Rys. 185 Kąt ustawienia sanek tokarki

Z rys. 185 widoczny jest trójkąt prostokątny ABC . Zawiera on kąt nastawienia α . Jedna przyprostokątna = długości l , druga jest różnica długości promieni $\frac{D}{2}$ i $\frac{d}{2}$, wynosi zatem: $\frac{D}{2} - \frac{d}{2}$.

Kąt α obliczymy następująco:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\frac{D}{2} - \frac{d}{2}}{l} = \frac{100 - 85}{280} = \frac{15}{280} = 0,0535$$

zatem $\alpha = 3^\circ$

Kąt nastawienia sanek wynosi 3°

ZAGADNIENIA FIZYCZNE

8) Przebieg obliczenia:

a) Szybkość katową koła zamachowego otrzymamy z równania:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}$$

Ponieważ liczba obrotów n jest podana, więc prosty rachunek da nam żadaną wartość ω .

b) Szybkość obwodową otrzymamy z zależności

$$v = r \cdot \omega$$

Ponieważ skok tłoka (średnica koła zataczanego przez korbę), wynosi 130 mm, więc długość ramienia korby (promień koła zataczanego przez korbę) $r = \frac{130}{2} = 65$ mm. Wartość tę przeliczymy na m, ponieważ szybkość wyrażona jest w m/sek. Wartość ω otrzymaliśmy poprzednio pod a).

Rozwiązanie:

Dane: skok tłoka — 130 mm; a więc promień koła zataczanego przez korbę $r = \frac{130}{2} = 65$ mm = 0,065 m

Liczba obrotów $n = 1200$ obr/min

$$\text{a) } \omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1200}{30} = 3,14 \cdot 40 = 125,6/\text{sek.}$$

$$\text{b) } v = r \omega = 0,065 \cdot 125,6 = 8,16 \text{ m/sek.}$$

Szybkość katowa koła zamachowego $\omega = 125,6/\text{sek.}$

Szybkość obwodowa $v = 8,16 \text{ m/sek.}$

9) Przebieg obliczenia:

Początkowa szybkość ruszającego z miejsca wozu tramwajowego $v_a = 0$, szybkość końcowa $v_e = 18$ km/godz.

Czas rozpędu, do chwili osiągnięcia szybkości końcowej, wynosi $t = 8$ sek. Z 5—ciu zatem wielkości: v_a, v_e, b, t i s , podano 3, więc pozostałe 2 będziemy mogli obliczyć ze znanych nam zależności:

$$1) v_e = v_a + bt \qquad 2) s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t$$

$$3) s = v_a t + \frac{bt^2}{2} \qquad 4) s = \frac{v_e^2 - v_a^2}{2b}$$

a) Musimy obliczyć przyspieszenie b . Ponieważ znamy: v_a, v_e , i t , będziemy mogli b obliczyć z równania 1). W tym celu wyrazimy b z tego równania. Zaś v_e musimy podać w m/sek.

b) Aby obliczyć drogę rozpędu, użyjemy wzoru 2) podstawiając znane wartości: v_a, v_e , i t . Do tego samego wyniku dojdziemy, gdy drogę s obliczać będziemy ze wzoru 3) i 4) podstawiając obliczoną pod a) wartość przyspieszenia b .

Rozwiązanie:

$$\text{Dane: } v_a = 0 \quad v_e = 18 \text{ km/godz} = \frac{18000}{3600} = 5 \text{ m/sek} \quad t = 8 \text{ sek}$$

$$\text{a) } v_e = v_a + b \cdot t \qquad \text{b) } s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t$$

$$v_a + b \cdot t = v_e \qquad s = \frac{0 + 5}{2} \cdot 8$$

$$b \cdot t = v_e - v_a \qquad s = 2,5 \cdot 8$$

$$b = \frac{v_e - v_a}{t} \qquad s = 20 \text{ m}$$

$$b = \frac{5 - 0}{8} = \frac{5}{8} = 0,625 \text{ m/sek}^2$$

Przyspieszenie wynosi: $b = 0,625 \text{ m/sek}^2$, droga rozpędu: $s = 20 \text{ m}$

$$\begin{aligned} \text{Z równania 3) otrzymaliśmy: } s &= v_a \cdot t + \frac{b \cdot t^2}{2} = 0 \cdot 8 + \frac{0,625 \cdot 8^2}{2} \\ &= 0,625 \cdot 32 = \underline{\underline{20 \text{ m}}} \end{aligned}$$

$$\text{Zaś z równania 4) } s = \frac{v_e^2 - v_a^2}{2 \cdot b} = \frac{5^2 - 0^2}{2 \cdot 0,625} = \frac{25}{1,25} = \underline{\underline{20 \text{ m}}}$$

10) Przebieg obliczenia:

Dane są: średnica koła zamachowego, liczba obrotów i czas rozpędu, do chwili osiągnięcia pełnej liczby obrotów.

Ponieważ maszyna rusza ze stanu spoczynku, więc początkowa szybkość $v_a = 0$

- a) Szybkość obwodową koła zamachowego, przy pełnej liczbie obrotów, otrzymamy ze średnicy d i ilości obrotów n , z równania

$$v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60} \text{ m/sek}$$

Będzie to szybkość końcowa w dalszym rozważaniu.

- b) Droge, jaką przebiega punkt na obwodzie koła, podczas rozruchu, wyliczymy z równania 2). Będzie to ruch jednostajnie przyspieszony.

Dane są: v_a i t , zaś v_e obliczyliśmy pod a).

$$\text{Zatem 2) } s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t$$

- c) Po obliczeniu drogi s punktu, będziemy mogli wyliczyć przyspieszenie na obwodzie koła, z równania: 3) i 4)

$$3) s = v_a \cdot t + \frac{bt^2}{2} \quad 4) s = \frac{v_e^2 - v_a^2}{2b}$$

- d) Liczbę obrotów, jaką wykona maszyna w czasie rozruchu, do chwili osiągnięcia pełnej liczby obrotów, otrzymamy, dzieląc drogę, obliczoną pod b) przez obwód koła. Zatem liczba tych obrotów wyniesie:

$$n_g = \frac{s}{U} = \frac{s}{d \cdot \pi}$$

- e) Szybkość kątową, koła zamachowego przy pełnej liczbie obrotów,

otrzymamy z równania: $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$

Rozwiązanie:

Dane: $d = 5500 \text{ mm} = 5,5 \text{ m}$

$t = 25 \text{ sek}, n = 240 \text{ obr/min}, v_a = 0$

- a) Szybkość obwodowa:

$$v_e = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{5,5 \cdot 3,14 \cdot 240}{60} = 69,08 \approx 69,1 \text{ m/sek.}$$

b) Droga punktu na obwodzie koła w czasie rozruchu:

$$s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t = \frac{0 + 69,1}{2} \cdot 25 = 34,55 \cdot 25 = 863,75 \approx 864 \text{ m}$$

c) Przyspieszenie:

1) z równania 3):

$$s = v_a t + \frac{b t^2}{2} = 0 \cdot t + \frac{b t^2}{2} = \frac{b t^2}{2}$$

$$b = \frac{2s}{t^2} = \frac{2 \cdot 864}{25^2} = \frac{1728}{625} \approx 2,76 \text{ m/sek}^2$$

2) z równania 4):

$$s = \frac{v_e^2 - v_a^2}{2b} = \frac{v_e^2 - 0}{2b} = \frac{v_e^2}{2b}$$

$$b = \frac{v_e^2}{2s} = \frac{69,1^2}{2 \cdot 864} = \frac{4775}{1728} \approx 2,76 \text{ m/sek}^2$$

d) Liczba obrotów w czasie rozruchu:

$$n_g = \frac{s}{d \cdot \pi} = \frac{864}{5,5 \cdot 3,14} = \frac{864}{17,27} \approx 50$$

e) Szybkość katowa: $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 240}{30} = \pi \cdot 8 = 3,14 \cdot 8 = 25,12/\text{sek}$

a) Szybkość obwodowa przy pełnej liczbie obrotów $v = 69,1 \text{ m/sek}$.

b) Droga punktu na obwodzie koła w czasie rozpędu $s = 864 \text{ m}$.

c) Przyspieszenie na obwodzie koła $b = 2,76 \text{ m/sek}^2$.

d) Liczba obrotów konieczna do rozpędu maszyny $n_g = 50 \text{ obr}$.

e) Szybkość katowa przy pełnej liczbie obrotów $\omega = 25,12/\text{sek}$.

11) Przebieg obliczenia:

Spadek swobodny ciała jest ruchem jednostajnie przyspieszonym. Jeżeli spośród 5 wielkości tego ruchu v_a , v_e , s , t i b znamy 3 wielkości, to 2 pozostałe dają się obliczyć. Przy swobodnym spadku $v_a = 0$, przyspieszenie b równa się przyspieszeniu ziemskiemu $g = 9,81 \text{ m/sek}^2$.

Ponieważ znamy ponadto jeszcze $v_e = 16$ m/sek, będziemy mogli szukaną drogę czyli wysokość spadku, oraz czas t spadku obliczyć według wzorów:

$$1) v_e = gt \quad 2) h = \frac{v_e}{2} \cdot t \quad 3) h = \frac{gt^2}{2} \quad 4) h = \frac{v_e^2}{2g}$$

Z równania 4) otrzymamy przez przekształcenie $v_e = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$

a) Ze znanych wielkości v_e i g , będziemy mogli obliczyć wysokość h spadku, którą kula musi przebiec, dla osiągnięcia wymaganej szybkości końcowej.

$$h = \frac{v_e^2}{2g}$$

b) Czas spadku otrzymamy ze wzoru:

$$v_e = gt \quad \text{czyli} \quad t = \frac{v_e}{g}$$

c) Szybkość w połowie wysokości spadku znajdziemy, dzieląc obliczoną pod a) wartość h przez 2 i wstawiając ją do równania

$$v_e = \sqrt{2gh}$$

d) Dla podniesienia kuli na wysokość h , potrzebna jest praca $A = G \cdot h$ kgm. Tę samą pracę uzyskujemy przy spadku. Ciężar kuli G jest podany, a wysokość obliczyliśmy pod a).

Rozwiązanie:

Dane: $G = 500$ kg $v_a = 0$ $v_e = 16$ m/sek $g = 9,81$ m/sek²

$$a) \text{ Wysokość spadku } h = \frac{v_e^2}{2g} = \frac{16^2}{2 \cdot 9,81} = \frac{256}{19,62} = \underline{\underline{13 \text{ m}}}$$

$$b) v_e = gt \quad \text{czyli} \quad t = \frac{v_e}{g} = \frac{16}{9,81} = \underline{\underline{1,63 \text{ sek}}}$$

$$c) h = 13 \text{ m} \quad \frac{1}{2} h = 6,5 \text{ m}$$

Szybkość końcowa

$$v_e = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 6,5} = \sqrt{19,62 \cdot 6,5} = \sqrt{127,53} = \underline{\underline{113 \text{ m/sek}}}$$

$$d) \text{ Praca } A = G \cdot h = 500 \cdot 13 = \underline{\underline{6500 \text{ kgm.}}}$$

12) Przebieg obliczenia:

Dane są: wysokość spadku $h = 3,1$ m, przyspieszenie ziemskie $g = 9,81$ m/sek², szybkość początkowa $v_a = 0$.

a) Szybkość końcową z jaką młot uderza otrzymamy ze wzoru:

$$v_e = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$$

b) Czas spadku otrzymamy z równania: $h = \frac{g \cdot t^2}{2}$

c) Czas potrzebny do podniesienia młota, jest 3 razy większy od czasu spadku, więc łączny czas ruchu (wzniesienie i spadek) wyniesie czterokrotny czas spadku. Jeżeli podzielimy 1 min = 60 sek przez ten czas (w sek), to otrzymamy liczbę uderzeń na minutę.

Rozwiązanie:

Dane: $h = 3,1$ m $g = 9,81$ m/sek² $v_a = 0$

a) Szybkość końcowa $v_e = \sqrt{2gh} = \sqrt{60,8} = 7,797 = 7,8$ m/sek

b) Czas spadku otrzymamy z równania: $h = \frac{gt^2}{2}$ $t^2 = \frac{2h}{g}$

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 3,1}{9,81}} = \sqrt{\frac{6,2}{9,81}} = \sqrt{0,632}$$

$$t = 0,795 \approx 0,8 \text{ sek}$$

c) Czas łączny ruchu = $4 \cdot t = 4 \cdot 0,8 = 3,2$ sek

$$\text{Liczba uderzeń: } n = \frac{60}{3,2} = 18,8 \approx 19$$

Szybkość końcowa $v_e = 7,8$ m/sek

Czas spadku $t = 0,8$ sek

Ilość uderzeń na minutę $n = 19$.

13) Przebieg obliczenia:

Dane: szybkość początkowa $v_a = 1,5$ m/sek

droga po wyłączeniu motoru napędowego $s = 3,8$ m

szybkość końcowa $v_e = 0$.

Dla ruchu jednostajnie opóźnionego poznaliśmy następujące zależności:

$$1) v_e = v_a - b \cdot t \qquad 2) s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t$$

$$3) s = v_a \cdot t - \frac{bt^2}{2} \qquad 4) s = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2b}$$

a) Przyspieszenie b obliczymy ze znanych wartości według wzoru:

$$s = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2b}$$

Ponieważ $v_e = 0$ więc $s = \frac{v_a^2}{2b}$; z równania tego obliczymy b

b) Z równania na drogę (po wyłączeniu motoru)

$$s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t \quad (\text{w którym } v_e = 0) \text{ obliczymy czas } t$$

Rozwiązanie:

a) Opóźnienie: $s = \frac{v_a^2}{2b}$ więc

$$b = \frac{v_a^2}{2s} = \frac{1,5^2}{2 \cdot 3,8} = \frac{2,25}{7,6} = 0,296 = 0,3 \text{ m/sek}^2$$

b) Czas ruchu (zatrzymywania) po wyłączeniu motoru: $s = \frac{v_a}{2} \cdot t$ czyli

$$t = \frac{2s}{v_a} = \frac{2 \cdot 3,8}{1,5} = \frac{7,6}{1,5} = 5,07 \approx 5,1 \text{ sek}$$

Opóźnienie $b = 0,3 \text{ m/sek}^2$

Czas ruchu po wyłączeniu motoru $t = 5,1 \text{ sek}$.

14) Przebieg obliczenia:

Dane: średnica tarczy hamulcowej $d = 680 \text{ mm}$

liczbą obrotów tarczy $n = 180 \text{ obr/min}$

czas trwania ruchu opóźnionego $t = 5 \text{ sek}$

szybkość końcowa $v_e = 0$

a) szybkość obwodową tarczy obliczymy ze znanego nam wzoru

$$v = \frac{d \pi n}{60}$$

Jest to szybkość, jaką tarcza posiada, w chwili rozpoczęcia się ruchu opóźnionego; a więc będzie to szybkość początkowa v_a tego ruchu.

b) Znamy już teraz v_e , t i v_a więc drogę punktu na tarczy w czasie hamowania obliczymy z równania:

$$s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t \quad \text{dla } v_e = 0 \text{ będziemy mieli } s = \frac{v_a}{2} \cdot t$$

c) Liczbę obrotów tarczy w czasie hamowania znajdziemy, dzieląc jej drogę otrzymaną pod b), przez obwód $d \cdot \pi$ tarczy. Wtedy

$$\text{ogólna liczba obrotów tarczy wyniesie: } n_g = \frac{s}{d \cdot \pi}$$

d) Opóźnienie punktu na obwodzie tarczy otrzymamy najprościej z równania: $v_e = v_a - b \cdot t$ wyrażając z niego b .

Rozwiązanie:

Dane: $d = 680 \text{ mm} = 0,68 \text{ m}$ $n = 180 \text{ obr/min}$ $t = 5 \text{ sek}$

$$v_e = 0$$

a) Szybkość obwodowa:

$$v = \frac{d \pi n}{60} = \frac{0,68 \pi \cdot 180}{60} = 0,68 \pi \cdot 3 = 2,136 \cdot 3 = 6,408 \approx 6,4 \text{ m/sek}$$

b) Droga w czasie hamowania: $s = \frac{v_a}{2} \cdot t = \frac{6,4}{2} \cdot 5 = 16 \text{ m}$

c) Całkowita liczba obrotów w czasie hamowania:

$$n_g = \frac{s}{d \pi} = \frac{16}{0,68 \pi} = \frac{16}{2,136} \approx 7,5 \text{ obr.}$$

d) Opóźnienie: $v_e = v_a - bt$ czyli $bt = v_a - v_e$

$$b = \frac{v_a - 0}{t} = \frac{v_a}{t} = \frac{6,4}{5} = 1,28 \text{ m/sek}^2$$

Szybkość obwodowa tarczy $v = 6,4 \text{ m/sek}$

Droga przy hamowaniu do chwili zatrzymania $s = 16 \text{ m}$

Całkowita liczba obrotów w czasie hamowania: $n_g = 7,5 \text{ obr.}$

Opóźnienie na obwodzie tarczy $b = 1,28 \text{ m/sek}^2$

15) Przebieg obliczenia:

Dane:

1) Początkowa szybkość ruchu przyspieszonego $v_a = 0$

Przyspieszenie $b = 0,9 \text{ m/sek}^2$

Szybkość końcowa $v_e = 18 \text{ m/sek}$

2) Szybkość ruchu jednostajnego $v = 18 \text{ m/sek}$

3) Szybkość ruchu opóźnionego $v_a = 18 \text{ m/sek}$

Opóźnienie $b = 0,6 \text{ m/sek}^2$

Szybkość końcowa $v_e = 0$

a) Dla ruchu przyspieszonego mamy równanie: $v_e = v_a + bt$

z którego wyrazimy t

b) Dla ruchu opóźnionego mamy równanie: $v_e = v_a - bt$

z którego obliczymy t

- c) Drogi w ruchu jednostajnym przyspieszonym i opóźnionym obliczymy z równania:

$$s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t$$

w którym znamy wielkości v_a i v_e , czas t obliczyliśmy pod a) i b).

Jeżeli teraz, od całkowitej drogi windy (głębokość szybu), odejmiemy sumę dróg ruchu przyspieszonego i opóźnionego, to otrzymamy drogę dla ruchu jednostajnego.

- d) Dla ruchu jednostajnego znamy zależności $s = vt$ w której dane jest v , drogę s obliczyliśmy pod c). Będziemy więc mogli obliczyć czas t .
- e) Całkowity czas ruchu otrzymamy, dodając pod a) b) c) otrzymane czasy.

Rozwiązanie:

- a) czas ruchu przyspieszonego: $v_e = v_a + bt$ z tego

$$t = \frac{v_e - v_a}{b} = \frac{18 - 0}{0,9} = 20 \text{ sek}$$

- b) Czas ruchu opóźnionego:

$$v_e = v_a - bt \text{ z tego } t = \frac{v_a - v_e}{b} = \frac{18 - 0}{0,6} = 30 \text{ sek}$$

- c) Droga w ruchu przyspieszonym:

$$s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t = \frac{0 + 18}{2} \cdot 20 = 180 \text{ m}$$

Droga w ruchu opóźnionym:

$$s = \frac{v_a + v_e}{2} \cdot t = \frac{18 + 0}{2} \cdot 30 = 270 \text{ m}$$

$$\text{Droga w ruchu jednostajnym: } s = 810 - (180 + 270) = 810 - 450 = 360 \text{ m}$$

- d) Czas ruchu jednostajnego:

$$s = vt \text{ z tego } t = \frac{s}{v} = \frac{360}{18} = 20 \text{ sek}$$

e) Całkowity czas zjazdu wózka: $t_g = 20 + 30 + 20 = 70$ sek.

Czas trwania:

- | | |
|--------------------------|--------------|
| 1) ruchu przyspieszonego | $t = 20$ sek |
| 2) „ opóźnionego | $t = 30$ sek |
| 3) „ jednostajnego | $t = 20$ sek |
| 4) całkowitego ruchu | $t = 70$ sek |

Drogi wynoszą:

- | | |
|---------------------------|-------------|
| 1) w ruchu przyspieszonym | $s = 180$ m |
| 2) „ opóźnionym | $s = 270$ m |
| 3) „ jednostajnym | $s = 360$ m |

16) Przebieg obliczenia:

Dane: Skok tłoka pompy $s = 750$ mm

Dopuszczalna średnia szybkość tłoka $v_m = 1,4$ m/sek

Średnia szybkość tłoka wyrazi się wzorem $v_m = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60}$ [m/sek]

z którego otrzymamy ilość obrotów, odpowiadającą średniej szybkości tłoka. Skok s należy przyjąć w metrach.

Rozwiązanie:

Dane: $s = 750$ mm $= 0,75$ m $v_m = 1,4$ m/sek

$$v_m = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} \text{ m/sek czyli } n = \frac{60 \cdot v_m}{2 \cdot s} = \frac{60 \cdot 1,4}{2 \cdot 0,75} = 56 \text{ obr/min}$$

Dopuszczalna liczba obrotów korby, może wynosić maksymalnie $n = 56$ obr/min

17) Przebieg obliczenia:

Dane: Siła w kierunku prostopadłym N

Skok suwaka s

Liczba obrotów n

Współczynnik tarcia μ

a) Siłę tarcia otrzymamy z zależności $W = \mu \cdot N$

b) Moc szukaną obliczymy ze wzoru: $N = \frac{P \cdot s}{75 \cdot t}$ [KM]

w którym P jest siłą (oporem) tarcia W , obliczoną pod a) ($P = W$).

Stosunek $\frac{s}{t} = v_m$ jest średnią szybkością suwaka. Wzór nasz wtedy będzie:

$$N = \frac{W \cdot v_m}{75} \text{ [KM]}$$

Średnią szybkość suwaka v_m , obliczymy tak, jak średnią szybkość tłka, a więc $v_m = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} = \frac{s \cdot n}{30}$ z tego $N = \frac{W \cdot s \cdot n}{75 \cdot 30}$

Rozwiązanie:

Dane: $N = 2000$ kg; $s = 120$ mm = 0,12 m; $n = 150$ obr/min;

$$\mu = 0,09$$

a) Siła tarcia $W = \mu N = 0,09 \cdot 2000 = 180$ kg

b) Strata mocy $N = \frac{W \cdot s \cdot n}{75 \cdot 30} = \frac{180 \cdot 0,12 \cdot 150}{75 \cdot 30} = 1,44$ KM

Siła tarcia $W = 180$ kg

Strata mocy $N = 1,44$ KM

18) Przebieg obliczenia:

Ażeby otrzymać stratę mocy spowodowaną tarciami, obliczymy najpierw siłę tarcia W , z siły prostopadłej $N = 480$ kg i współczynnika tarcia μ . Będzie ona miała wartość $N\mu$. Pracę, na pokonanie tarcia jednego obrotu, otrzymamy, mnożąc siłę tarcia przez drogę krzyżulca (przy każdym obrocie krzyżulec wykonuje podwójny skok tłka). Przy n obrotach praca ta będzie n razy większa. Czyli $N\mu \cdot 2sn$. A wtedy strata mocy, czyli praca tarcia na sekundę, będzie $\frac{1}{60}$ częścią powyższej pracy, i wyrażona będzie w kgm/sek. Jeżeli chcemy obliczyć stratę mocy N_{st} spowodowaną tarciami w KM, to należy wartość poprzednią podzielić jeszcze przez 75. Wtedy:

$$N_{st} = \frac{N \mu \cdot 2 s n}{60 \cdot 75}$$

Rozwiązanie:

Dane: Siła działająca prostopadle $N = 480$ kg

Skok tłka $s = 600$ mm = 0,6 m

Liczba obrotów $n = 120$ obr/min

Współczynnik tarcia $\mu = 0,09$

Strata sprawności spowodowana tarciami

$$N_{st} = \frac{N \mu \cdot 2 s n}{60 \cdot 75} = \frac{480 \cdot 0,09 \cdot 2 \cdot 0,6 \cdot 120}{60 \cdot 75} = 1,38$$
 KM

Strata mocy spowodowana tarciami wynosi:

$$\underline{\underline{N_{st} = 1,38 \text{ KM.}}}$$

19) Przebieg obliczenia:

Dane: Siła P na czopie, współczynnik tarcia μ , średnica d czopa, szybkość obwodowa v .

- a) Siłę tarcia W otrzymamy z równania: $W = \mu \cdot P$.
 b) Momentem tarcia będzie iloczyn siły tarcia W przez promień r czopu (wyrażony w metrach).
 c) Moc do pokonania tarcia w czopie otrzymamy z równania:

$$N_{st} = \frac{P \mu 2 r \pi n}{75 \cdot 60}$$

Nieznane n , otrzymamy ze średnicy czopu d i szybkości obwodowej, ze wzoru: $v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60}$ wyrażając z niego n .

Rozwiązanie:

Dane: Siła na czopie	$P = 5000 \text{ kg}$
Współczynnik tarcia	$\mu = 0,04$
Średnica czopa	$d = 200 \text{ mm} = 0,20 \text{ m}$
Promień czopa	$r = 100 \text{ mm} = 0,10 \text{ m}$
Szybkość obwodowa	$v = 2,5 \text{ m/sek}$

- a) Siła tarcia: $W = \mu \cdot P = 0,04 \cdot 5000 = 200 \text{ kg}$
 b) Moment tarcia $M_R = W \cdot r = 200 \cdot 0,1 = 20 \text{ kgm}$
 c) Strata mocy $N_{st} = \frac{P \mu 2 r \pi n}{75 \cdot 60} = \frac{W d \pi n}{75 \cdot 60}$

A ponieważ $v = \frac{d \pi n}{60}$ więc $n = \frac{60 v}{d \pi}$

Tę wartość podstawiamy do poprzedniego równania, wtedy:

$$N_{st} = \frac{W d \pi 60 v}{75 \cdot 60 d \pi} = \frac{W \cdot v}{75} = \frac{200 \cdot 2,5}{75} = 6,7 \text{ KM}$$

Siła tarcia na obwodzie czopa wynosi: $W = 200 \text{ kg}$

Moment tarcia $M_R = 20 \text{ kgm}$

Strata mocy na pokonanie tarcia czopa $N_{st} = 6,7 \text{ KM}$

20) Przebieg obliczenia:

Dla danej turbiny mamy: moc N ; liczbę obrotów n ; siłę na czopie P ; średnicę czopa i stratę mocy w $\%$ (w odniesieniu do mocy turbiny).

- a) Stratę mocy otrzymamy, obliczając podany $\%$ mocy N .

b) Siłę oporu otrzymamy z równania:

$$N_{st} = \frac{P \mu 2r \pi n}{75 \cdot 60} [\text{KM}], \text{ a ponieważ } P \cdot \mu = W \text{ zaś } 2r = d \text{ możemy}$$

$$\text{też napisać: } N_{st} = \frac{W d \pi n}{75 \cdot 60} [\text{KM}]$$

Z danych d i n i znalezionej pod a) wartości N_{st} , obliczymy łatwo W .

c) Współczynnik tarcia na czopie otrzymamy z równania:

$$W = \mu \cdot P$$

Rozwiązanie:

Dane: Moc	$N = 6000 \text{ KM}$
Liczba obrotów	$n = 1500 \text{ obr/min}$
Siła na czopie	$P = 4700 \text{ kg}$
Średnica czopa	$d = 180 \text{ mm} = 0,18 \text{ m}$
Strata mocy	$= 0,4\%$ (sprawności turbiny)

$$\text{a) Strata mocy } N_{st} = \frac{0,4 N}{100} = \frac{0,4 \cdot 6000}{100} = 24 [\text{KM}]$$

$$\text{b) Siła oporu tarcia: } N_{st} = \frac{W \cdot d \cdot \pi \cdot n}{75 \cdot 60} \text{ z czego}$$

$$W = \frac{N_{st} \cdot 75 \cdot 60}{d \pi n} = \frac{24 \cdot 75 \cdot 60}{0,18 \cdot \pi \cdot 1500} = 127 \text{ kg}$$

c) Z równania $W = \mu \cdot P$ otrzymamy

$$\mu = \frac{W}{P} = \frac{127}{4700} = 0,027$$

$$\text{Strata mocy wynosi: } \underline{\underline{N_{st} = 24 \text{ KM}}}$$

$$\text{Siła tarcia } \underline{\underline{W = 127 \text{ kg}}}$$

$$\text{Współczynnik tarcia } \underline{\underline{\mu = 0,027}}$$

21) Przebieg obliczenia:

Stan początkowy powietrza (przed sprężeniem) — określony jest wielkościami: $p = 0,1 \text{ at}$, $t_1 = 17^\circ$, $V_1 = 11 \text{ m}^3$.

Dla stanu końcowego (po sprężeniu), znamy ciśnienie p_n i temperaturę $t_2 = t_1 = 17^\circ$. Szukamy objętości końcowej V_2 . Ponieważ zmiany te, odbywają się w stałej temperaturze, możemy zastosować

prawo Boyle-Mariotta. A zatem: $P_1 V_1 = P_2 V_2$ obliczamy z tego V_2 .

$$V_2 = \frac{V_1 P_1}{P_2}. \text{ Na miejsce } \frac{P_1}{P_2} \text{ będziemy mogli podstawić } \frac{p_1}{p_2}.$$

Podane względne ciśnienia p i p_n należy przeliczyć na ciśnienia absolutne; dla stanu początkowego będzie wtedy: $p_1 = b - p$, dla stanu końcowego $p_2 = b + p_n$. Ciśnienie powietrza, podane w mm słupka rtęci, musimy przeliczyć na kg/cm^2 , według wzoru: $b = \frac{h}{735,5} \text{ kg/cm}^2$.

W ten sposób określone wartości p_1 i p_2 , podstawiamy do równania

$$V_2 = \frac{p_1 \cdot V_1}{p_2}$$

Rozwiązanie:

Dane:

$$h = 710 \text{ mm sł. rtęci}$$

$$b = \frac{h}{735,5} = \frac{710}{735,5} = 0,965$$

$$p_1 = b - p = 0,965 - 0,1 = 0,865 \text{ ata}$$

$$p_2 = b + p_n = 0,965 + 9,0 = 9,965 \text{ ata}$$

$$V_1 = 11 \text{ m}^3$$

$$V_2 = \frac{p_1 V_1}{p_2} = \frac{0,865 \cdot 11}{9,965} = 0,955 \text{ m}^3$$

Objętość powietrza po sprężeniu wynosi:

$$\underline{\underline{V_2 = 0,955 \text{ m}^3}}$$

22) Przebieg obliczenia:

Zmiana ciśnienia powietrza następuje przy stałej temperaturze. Zatem według prawa Boyle-Mariotta $P_1 V_1 = P_2 V_2$. Wyznaczamy z niego P_2 . Dane są: $V_1 = 0,4 \text{ m}^3$ i $V_2 = 0,25 \text{ m}^3$. Ciśnienie P_1 obliczymy z nadciśnienia $p_n = 2 \text{ atm}$ i ciśnienia atmosferycznego

$$h = 810 \text{ mm. Mianowicie } p_1 = b + p_n \text{ przyczem } b = \frac{h}{735,5}. \text{ Ażebymy}$$

teraz otrzymać ciśnienie P_1 pomnożymy otrzymaną wartość p_1 przez 10 000. Wtedy obliczone ciśnienie P_2 będzie ciśnieniem absolutnym, wyrażonym w kg/m^2 . Ażebymy natomiast otrzymać ciśnienie p_2 w kg/cm^2 , musimy P_2 podzielić przez 10 000. Ponieważ manometr wykazuje nadciśnienie, musimy ciśnienie absolutne p_2 , przy uwzględnieniu stanu barometru (810 mm), przeliczyć według wzoru: $p_2 = b + p_n$ czyli $p_n = p_2 - b$

Jest to szukane ciśnienie, które wskaże nam manometr.

Rozwiązanie:

Dane: $V_1 = 0,4 \text{ m}^3$ $V_2 = 0,25 \text{ m}^3$ $h = 810 \text{ mm}$ sł. rtęci
 $p_n = 2 \text{ atn}$

Ciśnienie barometryczne $b = \frac{h}{735,5} = \frac{810}{735,5} = 1,1 \text{ ata}$

Ciśnienie absolutne $p_1 = b + p_n = 1,1 + 2 = 3,1 \text{ ata}$

Ciśnienie absolutne $P_1 = 10\,000 \cdot 3,1 = 31\,000 \text{ kg/m}^2$

$$P_1 V_1 = P_2 V_2$$

Ciśnienie absolutne $P_2 = \frac{P_1 V_1}{V_2} = \frac{31\,000 \cdot 0,4}{0,25} = 49\,600 \text{ kg/m}^2$

Ciśnienie absolutne $p_2 = 4,96 \text{ ata}$

Nadciśnienie $p_n = 4,96 - 1,1 = 3,86 \text{ atn}$

Manometr wykaże ciśnienie 3,86 atn

23) Przebieg obliczenia:

Dana jest objętość gazu $V_1 = 0,525 \text{ m}^3$, jaką silnik zużywa na 1 Kmh, znana jest temperatura gazu $t_1 = 0^\circ$ i ciśnienie barometryczne $h_1 = 760 \text{ mm}$ słupka rtęci. Wiemy ponadto, że w temperaturze $t_2 = 20^\circ$ i przy ciśnieniu $h_2 = 730 \text{ mm}$ słupka rtęci, ta sama wagowo ilość gazu, potrzebna na 1 Kmh, ma inną objętość V_2 , gdyż zmiana 2 wielkości stanu gazu, musiała spowodować zmianę trzeciej wielkości. Znając zatem 3 wielkości stanu gazu przed i 2 po zmianie, obliczymy V_2 z ogólnego równania stanu gazu:

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2}$$

z którego wyrazimy V_2 .

Rozwiązanie:

Dane: $h_1 = 760 \text{ mm}$ sł. rt. (Hg)

$t_1 = 0^\circ$; $T_1 = 0 + 273 = 273^\circ$ abs.

$V_1 = 0,525 \text{ m}^3$

$h_2 = 730 \text{ mm}$ sł. rt.

$t_2 = 20^\circ$; $T_2 = 20 + 273 = 293^\circ$ abs.

Z równania: $\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2}$ otrzymujemy $V_2 = \frac{P_1 \cdot V_1 \cdot T_2}{P_2 \cdot T_1}$

W miejsce stosunku $\frac{P_1}{P_2}$ możemy podstawić stosunek $\frac{h_1}{h_2}$ wtedy:

$$V_2 = \frac{h_1 \cdot V_1 \cdot T_2}{h_2 \cdot T_1} = \frac{760 \cdot 0,525 \cdot 293}{730 \cdot 273} \approx 0,587 \text{ m}^3$$

Zużycie gazu przy temperaturze 20° i ciśnieniu 730 mm sł. rt. powinno wynosić najwyżej $0,587 \text{ m}^3/\text{KMh}$

24) Przebieg obliczenia:

Stan początkowy gazu określono:

Nadciśnienie $p_1 = 140 \text{ atn}$; ciśnienie absolutne $p_1 = 141 \text{ ata}$

Objętość początkowa $V_1 = 150 \text{ l} = 0,15 \text{ m}^3$

Objętość końcowa gazu $V_2 = 150 + 20 = 170 \text{ l} = 0,17 \text{ m}^3$

Zmiana objętości powoduje obniżenie ciśnienia, które przy końcu rozprężenia, jest w obu butlach jednakowe. Ponieważ ciśnienie gazu, mierzyć będziemy po wyrównaniu temperatury, więc przyjmujemy temperaturę końcową równą temperaturze początkowej. Możemy wtedy zastosować prawo Boyle-Mariotta $\frac{V_1}{V_2} = \frac{p_2}{p_1}$ w którym znamy V_1, V_2 i p_1 . Będziemy mogli zatem obliczyć p_2 . Chcąc obliczyć ciężar tlenu zawartego w małej butli, posłużymy się ogólnym równaniem stanu gazów: $PV = GRT$ w którym G oznacza ilość kg gazu, V — objętość małej butli ($0,02 \text{ m}^3$), $T = 273 + t = 273 + 20 = 293^\circ \text{ abs.}$ R jest stałą gazową (tabela str. 116), P obliczone ciśnienie, wyrażone w kg/m^2 .

Z równania tego wyrazimy G .

Rozwiązanie:

$$\text{Dane: } V_1 = 150 \text{ l} = 0,15 \text{ m}^3$$

$$p_1 = 140 \text{ atn} = 141 \text{ ata}$$

$$V_2 = 150 + 20 = 170 \text{ l} = 0,17 \text{ m}^3$$

$$t = 20^\circ; T = 20 + 273 = 293^\circ \text{ abs.}$$

$$R = 26,50$$

$$\text{a) } \frac{p_2}{p_1} = \frac{V_1}{V_2} \quad \text{czyli} \quad p_2 = \frac{p_1 V_1}{V_2} = \frac{141 \cdot 0,15}{0,17} = 124,4 \text{ ata} = 123,4 \text{ atn}$$

$$\text{b) } P \cdot V = G \cdot R \cdot T \quad \text{czyli} \quad G = \frac{P \cdot V}{R \cdot T} = \frac{124,4 \cdot 10000 \cdot 0,02}{26,50 \cdot 293} = 3,2 \text{ kg}$$

Szukane ciśnienie w butli wynosi: 123,4 atn

Do mniejszej butli wpuszczono 3,2 kg tlenu

25) Przebieg obliczenia:

Przez zmianę temperatury gazu, zmieni się jego ciśnienie przy niezmięnionej objętości. Zmiana stanu gazu zachodzi zatem przy stałej objętości. Stosunek ciśnień gazu będzie równy stosunkowi temperatur bezwzględnych.

Czyli $\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}$. Ze znanych p_1 , T_1 i T_2 obliczymy p_2 .

Rozwiązanie:

Dane: $p_1 = 50 \text{ atn} = 51 \text{ ata}$;

$t_1 = 5^\circ$; $T_1 = 5 + 273 = 278^\circ \text{ abs.}$

$t_2 = 85^\circ$; $T_2 = 85 + 273 = 358^\circ \text{ abs.}$

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad \text{czyli} \quad p_2 = \frac{p_1 \cdot T_2}{T_1} = \frac{51 \cdot 358}{278} = 65,7 \text{ ata} = 64,7 \text{ atn}$$

Nadciśnienie w butli wynosi 64,7 atn

26) Przebieg obliczenia:

Z podanych wielkości: U (napięcie) i R (opór), będziemy mogli w myśl prawa Ohma, znaleźć natężenie prądu I . $I = \frac{U}{R}$

Rozwiązanie: Dane: $U = 220 \text{ V}$ $R = 330 \Omega$

$$I = \frac{U}{R} = \frac{220}{330} = 0,67 \text{ A}$$

Natężenie prądu wynosi: 0,67 A

27) Przebieg obliczenia:

Opór przewodnika wyraża się wzorem: 1) $R = \frac{\rho \cdot l}{F}$

W naszym zagadnieniu podano: opór R , opór właściwy ρ , średnicę drutu — d . Powierzchnia przekroju drutu wyniesie: $F = \frac{d^2 \pi}{4}$

Jeżeli d wyrazimy w mm, to otrzymamy F w mm².

Długość drutu otrzymamy z równania 1) w m.

Rozwiązanie: Dane: $\rho = 0,3$ $R = 24 \Omega$ $d = 2 \text{ mm}$

$$\text{wtedy: } F = \frac{d^2 \pi}{4} = \frac{2^2 \pi}{4} = \frac{4 \pi}{4} = 3,14 \text{ mm}^2$$

$$R = \frac{\rho \cdot l}{F} \quad \text{czyli} \quad l = \frac{RF}{\rho} = \frac{24 \cdot 3,14}{0,3} = 251,2 \text{ m}$$

Aby otrzymać opór wielkości 24Ω , należy użyć 251,2 m drutu nikielinowego.

28) Przebieg obliczenia:

Moc prądu elektrycznego równa się iloczynowi napięcia i natężenia według wzoru::

$$N = U \cdot I$$

Z równania tego wyznaczamy I . Należy zwrócić uwagę, że moc prądu wyrażona jest w kW. Przez pomnożenie przez 1000 otrzymujemy moc w watach.

Rozwiązanie: $N = 3 \text{ kW} = 3000 \text{ W}$

Napięcie $U = 220 \text{ V}$

$$I = \frac{N}{U} = \frac{3000}{220} = 13,6 \text{ A}$$

Natężenie prądu $I = 13,6 \text{ A}$

29) Przebieg obliczenia:

Mocą nazywamy pracę, wykonaną w jednostce czasu. Czyli:

$$N = \frac{A}{t} \quad \text{czyli} \quad A = N \cdot t$$

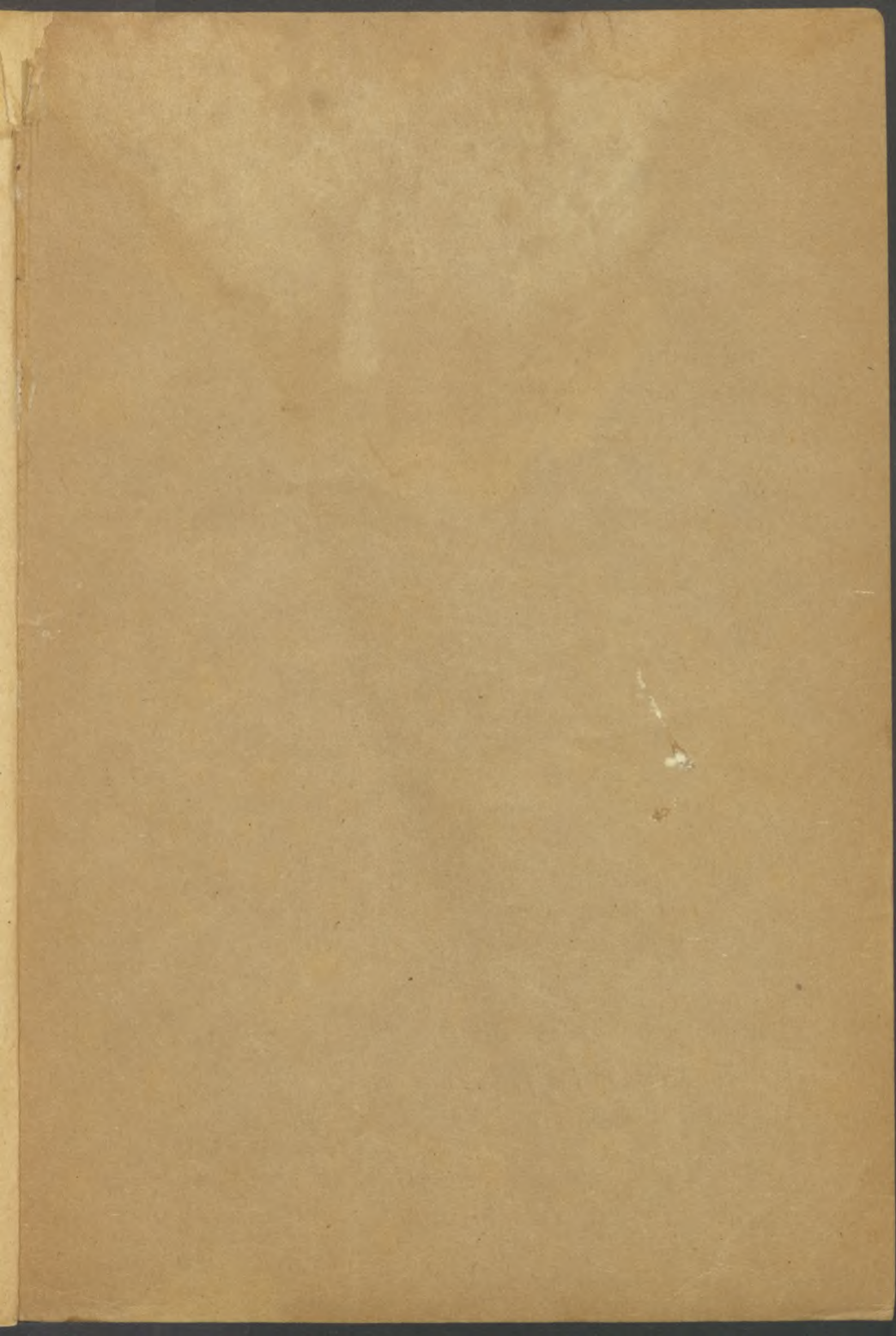
W zagadnieniu podano moc N i czas t . Chcąc otrzymać pracę prądu elektrycznego w kWh, musimy wyrazić moc w kW, a czas w godzinach.

Rozwiązanie: Dane: $N = 750 \text{ W} = \frac{750}{1000} = 0,75 \text{ kW}$ $t = 11 \text{ h}$

$$A = Nt = 0,75 \cdot 11 = 8,25 \text{ kWh}$$

Zużycie prądu wynosi

$$\underline{\underline{8,25 \text{ kWh}}}$$



Arch. Emigracji

Biblioteka

Główna
UMK Toruń

1398266

Biblioteka Główna UMK



300021054516