

Rys. 7.29. Pompa krzywkowa jednowirnikowa; 1 — kadłub, 2 — wirnik, 3 — zgarniacz

Pompy tego rodzaju są stosowane do bardzo gęstych cieczy, unoszących ponadto zanieczyszczenia stałe, jak np. melasa, cukrzyca itp.

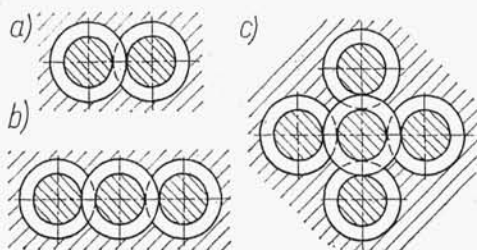
Pompy krzywkowe osiągają wydajność Q do $400 \text{ m}^3/\text{h}$, przy ciśnieniu p do 1 MPa , lepkości ν do $2000 \text{ mm}^2/\text{s}$ i prędkości obrotowej $n = 350 \div 1450 \text{ obr/min}$.

Sprawność pomp krzywkowych waha się w szerokich granicach $\eta = 0,30 \div 0,70$ w zależności od właściwości pompowanych cieczy. Zapotrzebowanie mocy na wale pompy oblicza się za pomocą wzoru (7.16).

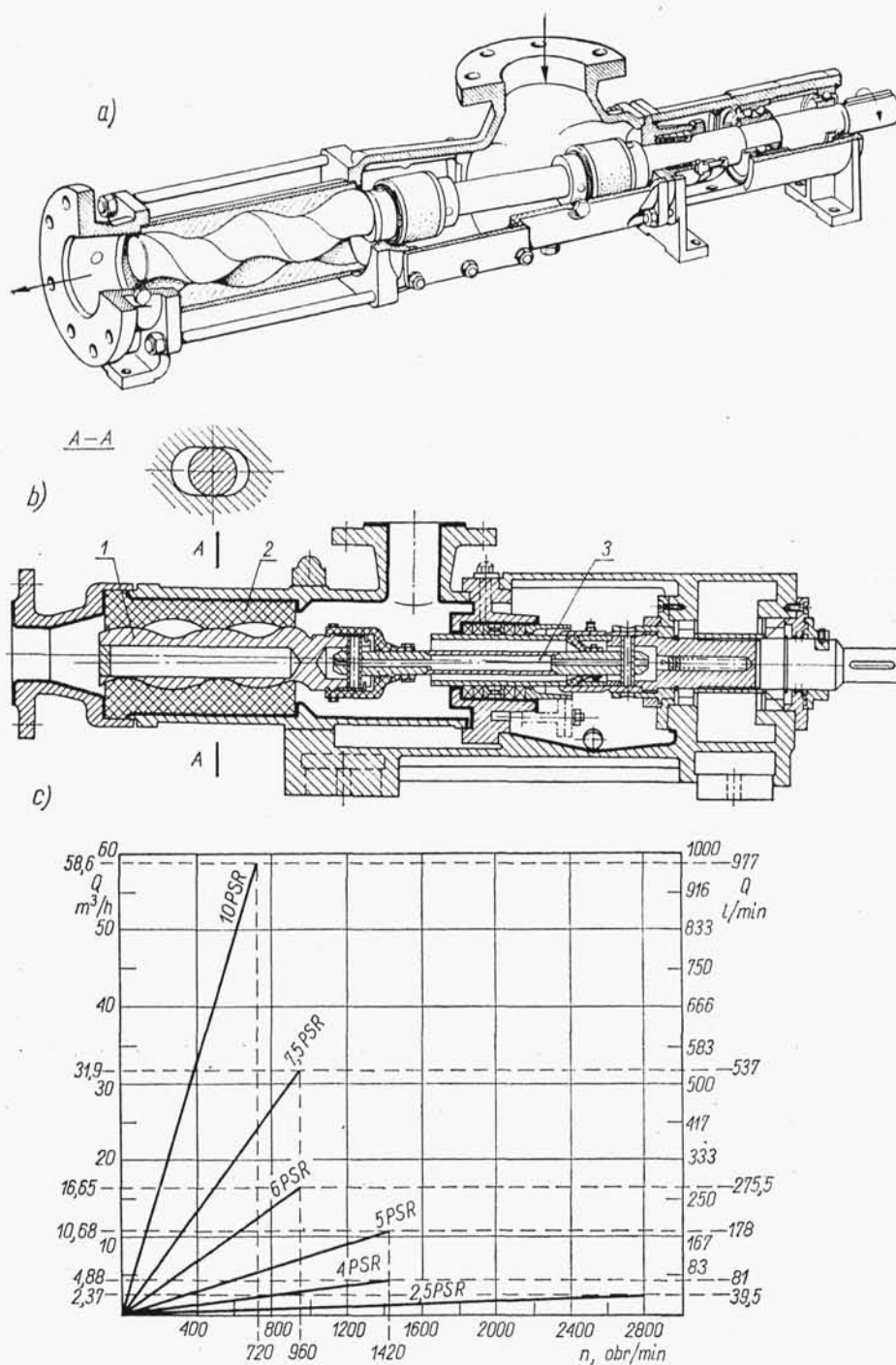
7.4. Pompy śrubowe

Pompami śrubowymi nazywamy pompy wyporowe, w których wirniki w kształcie śrub obracają się w zamkniętym kadłubie i — z wyjątkiem pomp jednowirnikowych — wzajemnie się zazębiają, powodując przenoszenie cieczy z obszaru ssawnego do tłocznego pompy. W zależności od liczby wirników rozróżnia się *pompy śrubowe jedno-, dwu-, trzy- i pięciowirnikowe*. Rozstawienie wirników przedstawiono schematycznie na rys. 7.30.

W czasie pracy pomp śrubowych nie występują wahania ciśnienia. Pompy śrubowe cechuje zdolność samozasysania.



Rys. 7.30
Układy wirników pomp śrubowych

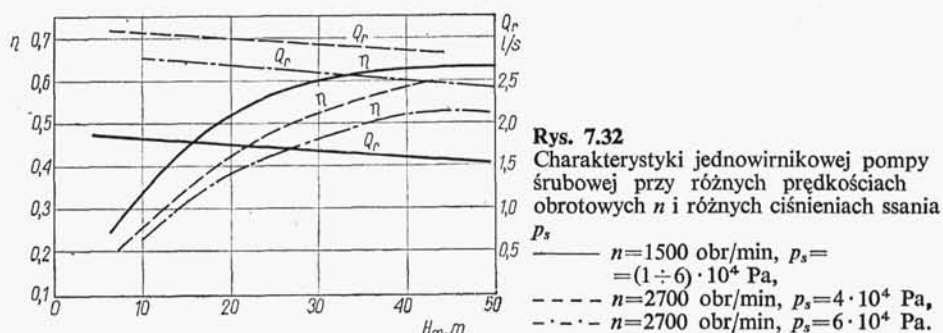


Rys. 7.31. Pompa śrubowa jednowirnikowa typu PSR produkcji Zakładów Urządzeń Chemicznych — Toruń: a) widok półprzekroju, b) przekrój pompy, c) charakterystyka typoszeregu

7.4.1. Pompy śrubowe jednowirnikowe

Pierwowzorem jednowirnikowych pomp śrubowych jest znana już w starożytności *śruba Archimedesza*. Obecnie są stosowane *pompy śrubowe jednowirnikowe* o konstrukcji przedstawionej na rys. 7.31, zwanej *pompą Mohno* od nazwiska wynalazcy.

Pompa składa się z wirnika 1, ukształtowanego w postaci jednozwojowej śruby o falistym zarysie gwintu i o przekroju kołowym, napędzanego za pośrednictwem sprzęgła Cardana lub giętkiego łącznika 3. Wirnik wykonuje ruch obrotowy, polegający na toczeniu się bez poślizgu po wewnętrznej powierzchni tulei 2 o podwójnym gwincie wewnętrznym. Tworzące się przy tym ruchu przestrzenie robocze między wirnikiem a tuleją (rys. 7.31 — przekrój A—A) umożliwiają osiowe przemieszczanie dawek cieczy z obszaru ssawnego do tłocznego. Kierunek przetłaczania cieczy zależy od kierunku obrotów wirnika. Warunkiem prawidłowego działania pompy jest zachowanie odpowiednich tolerancji wykonania współpracujących części, głównie wirnika i tulei. W celu zapewnienia elastycznego przylegania wirnika do powierzchni tulei, niezbędnego dla zapewnienia dużej szczelności przy niezbyt dokładnym wykonaniu, jest ona wykonana z gumy, ebonitu lub innego tworzywa sztucznego o dobrej podatności sprężystej. Podatność tulei — przy zwiększaniu się ciśnienia tłoczenia — powoduje zwiększenie strat wskutek nieszczelności, a przez to zmniejszenie rzeczywistej wydajności pompy, jak to wynika z przebiegu charakterystyk (rys. 7.32).



Teoretyczną wydajność pompy śrubowej można określić za pomocą wzoru

$$Q_{th} = \frac{Atn}{60} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (7.19)$$

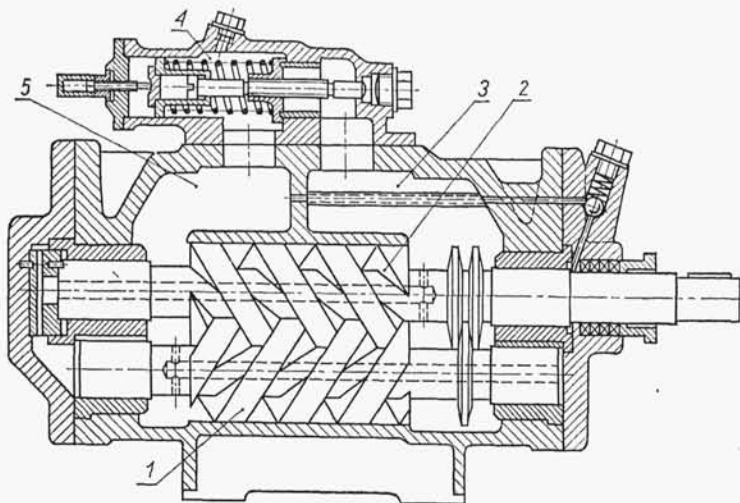
gdzie: A — powierzchnia przestrzeni roboczej między tuleją a wirnikiem w m^2 , t — skok linii gwintowej śruby w m.

Wydajność pomp wynosi $Q = 2 \div 300 \text{ m}^3/\text{h}$, ciśnienie p do 4 MPa, przy prędkości obrotowej n do 3000 obr/min i praktycznie nieograniczonej lepkości cieczy. Maksymalna wysokość ssania tych pomp wynosi $H_{s\max} = 8,5 \text{ m}$.

Pompy śrubowe jednowirnikowe stosuje się zarówno do cieczy czystych, jak i zanieczyszczonych, np. szlamu cementowego, ścieków, wody z piaskiem oraz, po zastosowaniu odpowiednio odpornych materiałów, do cieczy chemicznie agresywnych.

7.4.2. Pompy śrubowe dwuwirnikowe

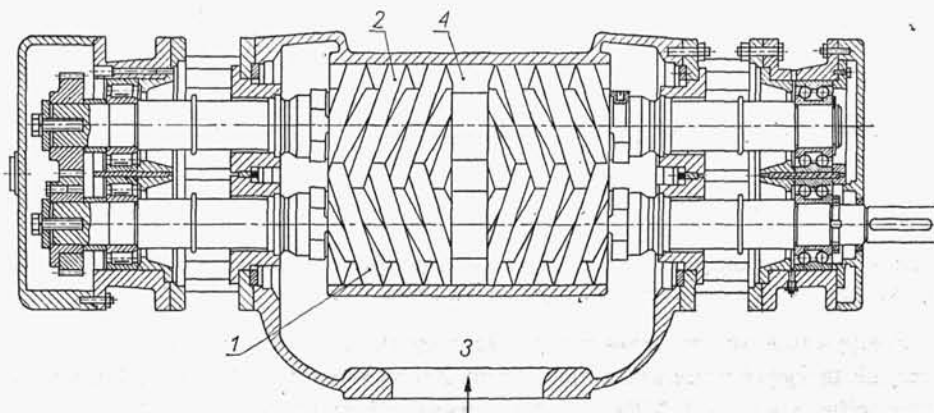
Dwuwirnikową pompę śrubową przedstawiono na rys. 7.33. Wirnik napędzający dwuzwojowy 2 zazębia się z wirnikiem napędzanym trójzwojowym 1, o przeciwnym kierunku zwojów. Obszary robocze ograniczone są współpracującymi ze sobą zwojami wirników oraz osłoną. Przepływ cieczy odbywa się z przestrzeni ssawnej 5 do tłocznej 3. Zawór 4, z regulowanym napięciem sprężyny dociskającej grzybek, zabezpiecza przed nadmiernym wzrostem ciśnienia w obszarze tłocznym pompy.



Rys. 7.33. Pompa śrubowa jednowirnikowa (Leistritz); 1 — śruba bierna, 2 — śruba czynna, 3 — obszar tłoczny, 4 — zawór bezpieczeństwa, 5 — obszar ssawny

Do zrównoważenia sił wzdłużnych działających na wirniki służą odpowiednie kanały (na rys. 7.33 linie przerywane). Moment obrotowy z wirnika 2 jest przenoszony na zazębiający się z nim wirnik 1, przy czym powierzchnie gwintów zazębiających się wirników muszą być odpowiednio ukształtowane.

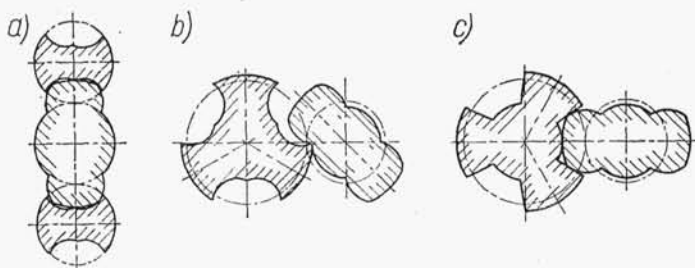
Inne rozwiązanie pompy śrubowej dwuwirnikowej przedstawiono na rys. 7.34 gdzie moment obrotowy jest przenoszony za pośrednictwem oddzielnej pary kół zębatach, umieszczonych na zewnątrz pompy.



Rys. 7.34. Pompa śrubowa dwuwirnikowa firmy Bornemann; 1 — wirnik czynny, 2 — wirnik bierny, 3 — obszar ssawny, 4 — obszar tłoczny

Zarysy gwintu śrub są ewolwentowe lub cykloidalne. Zarysy ewolwentowe są łatwiejsze do wykonania niż cykloidalne, jednak przy tym zazębieniu występuje wzajemny poślizg powierzchni, podczas gdy przy zarysach cykloidalnych występuje wzajemne toczenie się powierzchni gwintu śrub.

Na rys. 7.35 przedstawiono zarysy wzajemnych zazębień pomp dwu- i trzywirnikowych.



Rys. 7.35. Zarysy zazębień śrub: a) epicykloidalne, b) ewolwentowe, c) epicykloidalne i hipocykloidalne

Teoretyczną wydajność pompy dwuwirnikowej można określić za pomocą wzoru ogólnego

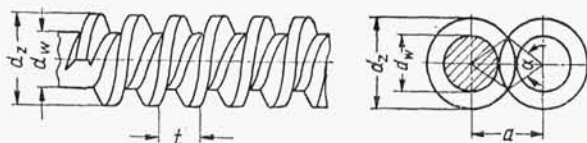
$$Q_{th} = \frac{A n}{60} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (7.20)$$

gdzie A — pole poprzecznego przekroju wrębu śrub w m^2 .

Wartość A dla pompy o dwu śrubach wyznacza się z zależności

$$A = \frac{\pi}{4} (d_z^2 - d_w^2) - \frac{1}{4} d_z^2 \left(\alpha \frac{\pi}{180} - \sin \alpha \right) \quad (7.21)$$

Znaczenie poszczególnych symboli oraz strukturę wzoru podano na rys. 7.36.



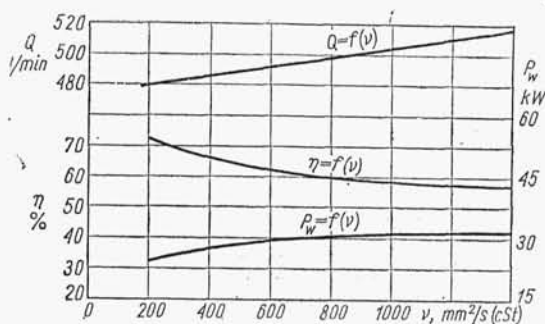
Rys. 7.36
Schemat zazębienia pompy dwuwirnikowej

Rzeczywistą wydajność pompy można określić za pomocą wzoru

$$Q_r = b D^2 \frac{n t}{60} \eta_v \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (7.22)$$

gdzie: $b = 0,4$ — współczynnik zależny od wymiarów pompy, D — zewnętrzna średnica wirnika napędzającego w m, η_v — sprawność objętościowa równa $0,75 \div 0,95$.

Pompy śrubowe są stosowane przede wszystkim do olejów, soków i innych cieczy nie mających właściwości ścierających. Zakres wydajności $Q = 0,5 \div 1200 \text{ m}^3/\text{h}$, zakres ciśnień $p = 1 \div 7 \text{ MPa}$, osiągalna wysokość ssania $H_{s \max} = 6 \text{ m}$, osiągalne sprawności: η_v do $0,95$, η_m do $0,93$ oraz η do $0,88$ przy $\eta_h \approx 1,0$.

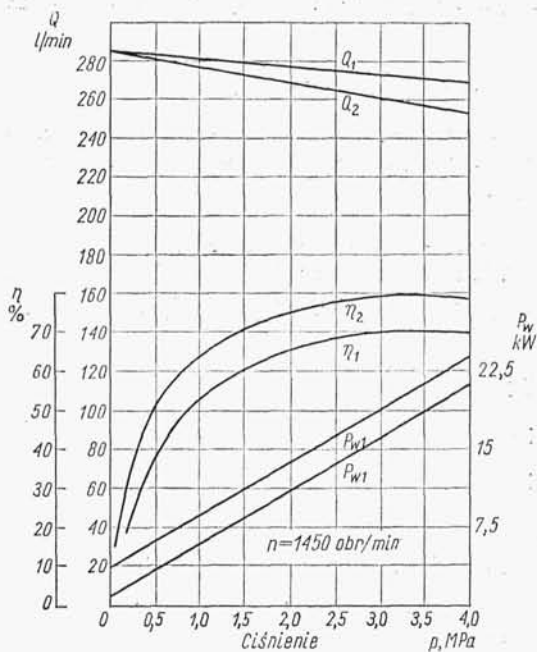


Rys. 7.37
Wydajność Q , moc P_w i sprawność η pompy śrubowej w zależności od lepkości kinematycznej ν przetwarzanej cieczy

Stosowane prędkości obrotowe n do 1800 obr/min, a niekiedy większe, lepkości cieczy do 1050 mm²/s (cSt) przy $n = 1450$ obr/min, zaś przy $n = 960$ obr/min do 11 000 mm²/s (cSt).

Zależność wydajności, mocy i sprawności pompy od lepkości cieczy pompowanej przedstawiono na rys. 7.37.

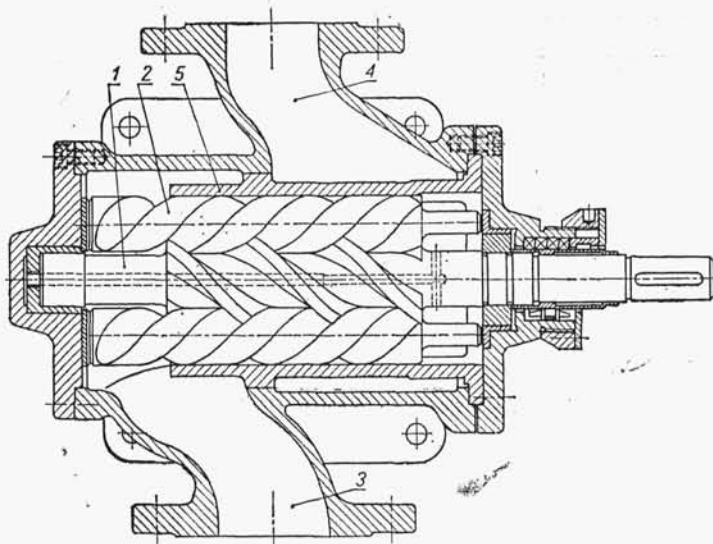
Pompy do cieczy rzadkich mają niewielkie luzy między częściami współpracującymi i dzięki temu mają większe sprawności. Na rys. 7.38 pokazano charakterystykę pompy przedstawionej na rys. 7.33 dla dwu różnych lepkości, zaś na rys. 4.6 — pompy przedstawionej na rys. 7.34 zastosowanej do wody.



Rys. 7.38.
Charakterystyka pompy śrubowej dwuwirnikowej typu Leistritz; 1 — lepkość cieczy 160 mm²/s, 2 — lepkość cieczy 135 mm²/s

7.4.3. Pompy śrubowe trzywirnikowe

Pompa śrubowa trzywirnikowa (rys. 7.39) składa się z wirnika 1, napędzanego bezpośrednio przez silnik elektryczny oraz dwu wirników biernych 2. Wirniki wraz z kadłubem 5 tworzą przestrzeń roboczą. Ciecz zasysana do wnętrza pompy, przez króciec ssawny 3, dostaje się do przestrzeni roboczych i przepływa do obszaru tłocznego 4.



Rys. 7.39. Pompa śrubowa trzywirnikowa (wg VEB Karl-Marx-Stadt)

Na rys. 7.40 pokazano schematycznie przekrój poprzeczny zazębienia wirnika roboczego (czynnego) z wirnikami biernymi. W pompach tego systemu są stosowane następujące zależności

$$d_w = d_z/3, \quad D_w = d_z, \quad 3D_z = 5d_z, \quad 3t = 10d_z, \quad a = 0,3d_z$$

gdzie: d_w — średnica wewnętrzna gwintu śruby napędzanej, d_z — średnica zasadnicza śrub lub średnica zewnętrzna śruby napędzanej, D_w — średnica wewnętrzna gwintu śruby napędzającej, D_z — średnica zewnętrzna gwintu śruby napędzającej.

Warunek zapewnienia szczelności wymaga utworzenia stałego przykrycia obszaru między stroną ssawną a tłoczną pompy. Z tego powodu minimalna długość gwintu śruby powinna wynosić $L \approx 1,25 t$. Praktycznie długość L przyjmuje się w zależności od ciśnienia tłoczenia pompy:

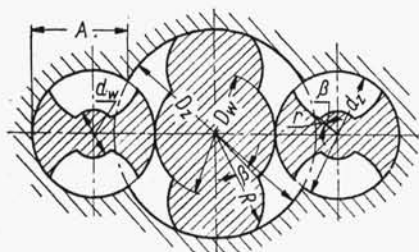
$$\text{dla } p_t = 1,5 \div 2 \text{ MPa} \quad L = (1,5 \div 2)t$$

$$\text{dla } p_t = 5 \div 7 \text{ MPa} \quad L = (3 \div 4)t$$

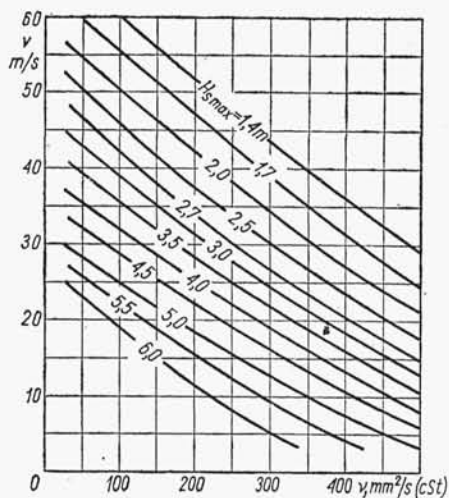
$$\text{dla } p_t = 15 \div 20 \text{ MPa} \quad L = (6 \div 8)t$$

Wartości te dotyczą również śrub pomp dwuwirnikowych.

Teoretyczna wydajność pompy o trzech wirnikach na 1 obrót wirnika napędzającego równa się objętości kanałów, którymi płynie ciecz wzdłuż śrub w granicach jednego skoku. Objętość ta wynosi $(A - A_s)t$.



Rys. 7.40
Przekrój poprzeczny pompy śrubowej
trzywirnikowej



Rys. 7.41

Zależność między rzeczywistą prędkością przepływu v między zwojami, maksymalną wysokością ssania H_{smax} a lepkością kinematyczną cieczy ν

Wydajność całkowita przy n obrotach wynosi zatem

$$Q_{th} = \frac{(A - A_s) t n}{60} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (7.23)$$

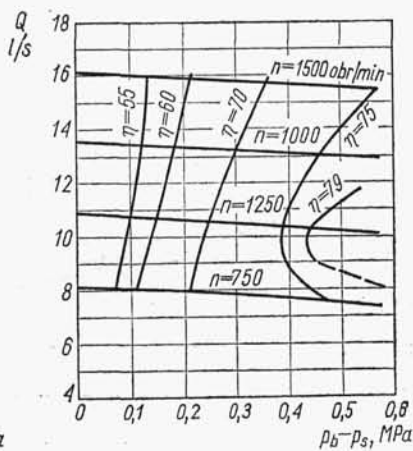
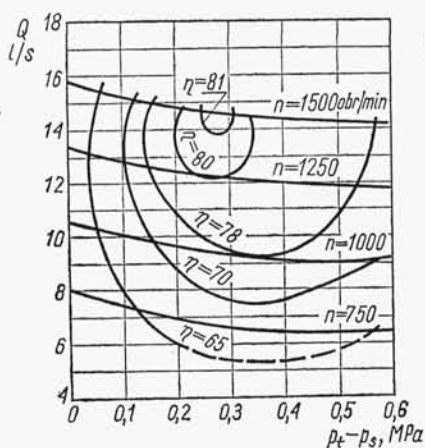
gdzie: A — pole przekroju poprzecznego wytoczeń kadłuba dla śrub, A_s — pole przekroju poprzecznego śrub w m, t — skok śruby napędzającej w m, n — prędkość obrotowa w obr/min.

Dla uprzednio podanych stosunków niektórych wymiarów śrub

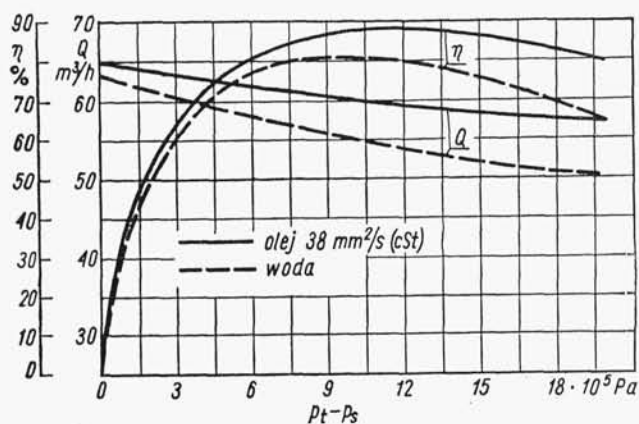
$$A = A_s = 2,4d_z^2$$

oraz

$$t = \frac{10}{3} d_z$$



Rys. 7.42. Charakterystyki trzywornikowej pompy śrubowej: a) do wody, b) do oleju o lepkości kinematycznej 55 mm²/s (cSt)



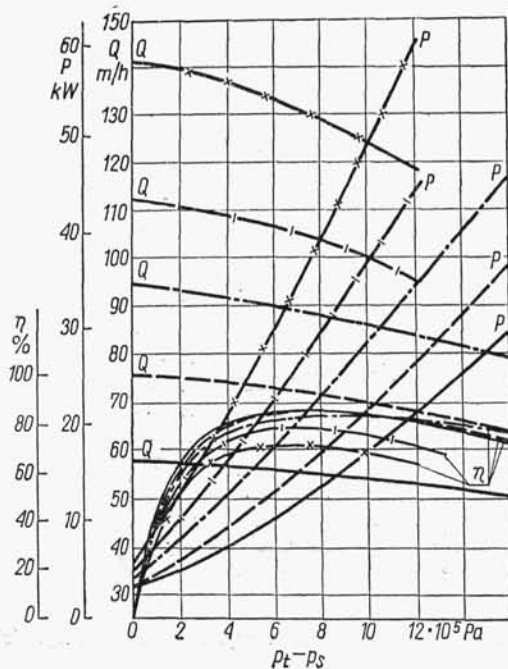
Rys. 7.43
Charakterystyka pompy
śrubowej trzywirnikowej
(Weber)

Podstawiając te wartości do równania (7.23) oraz zakładając sprawność objętościową pompy $\eta_v = 0,75 \div 0,95$, otrzymamy wzór określający rzeczywistą wydajność pompy

$$Q_r = 0,133 d_z^2 n \eta_v \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (7.24)$$

gdzie d_z — średnica w m.

Pompy śrubowe trzywirnikowe buduje się o wydajnościach $Q = 3 \div 300 \text{ m}^3/\text{h}$, a wyjątkowo do $2000 \text{ m}^3/\text{h}$, wysokości podnoszenia $H \leq 2000 \text{ m}$ słupa wody, lepkości kinematycznej $20 \div 400 \text{ mm}^2/\text{s}$, wyjątkowo do $7500 \text{ mm}^2/\text{s}$ (cSt), prędkości obrotowej $n \leq 18\,000 \text{ obr/min}$ i mocy napędowej P do 1100 kW . Pompy te mają zdolność samozasysania o maksymalnej wysokości ssania $h_{s\max} = 6 \text{ m}$. Osiągają sprawność całkowitą $\eta = 0,88$.



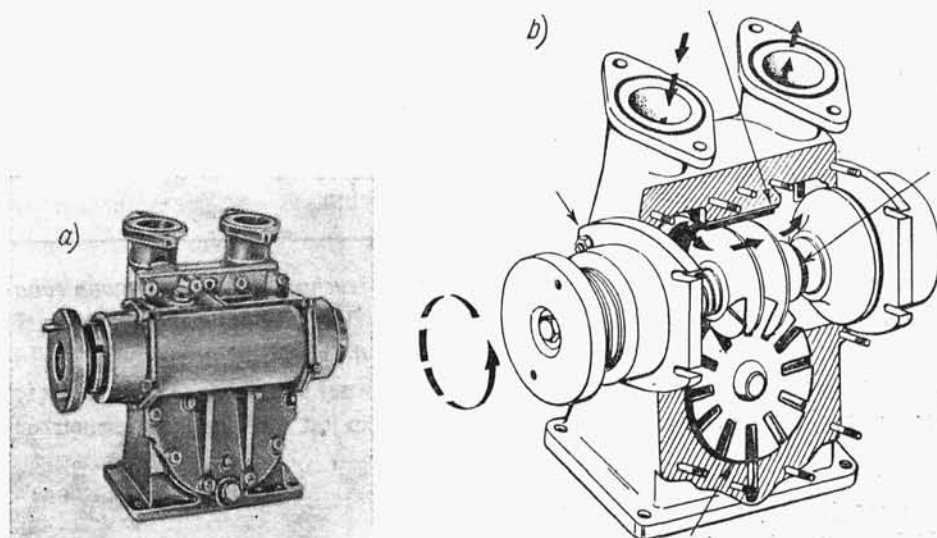
Rys. 7.44
Charakterystyka zbiorcza pomp
śrubowych trzywirnikowych typu 3S5
(wg VEB Industrierwerk Karl-Marx-Stadt)

Na rys. 7.41 przedstawiono zależność pomiędzy rzeczywistą prędkością przepływu v we wrębach śrub, maksymalną wysokością ssania $H_{s\max}$ i lepkością cieczy ν .

Na rys. 7.42÷7.44 podano charakterystyki pomp trzywornikowych, przy czym ostatnia charakterystyka dotyczy pompy przedstawionej na rys. 7.39.

7.5. Pompy wyporowe ślimakowe

Stosunkowo niewielką grupę pomp wyporowych obrotowych stanowią *pompy ślimakowe*. Na rys. 7.45 przedstawiono typową konstrukcję pompy, której działanie opiera się na współpracy koła ślimakowego ze ślimacznicą. Medium pompowane



Rys. 7.45. Pompa ślimakowa firmy Hamworthy: a) widok, b) przekrój

jest przetłaczane we wrębach między zwojami ślimaka. Zazębienie ze ślimacznicą stanowi przegrodę oddzielającą stronę ssawną od tłocznej.

Pompy ślimakowe są stosowane do pompowania cieczy samosmarujących, bez zanieczyszczeń stałych, o zawiesistości do $10\,000\text{ mm}^2/\text{s}$ (smary płynne i stałe — towoty), wydajność Q do $300\text{ m}^3/\text{h}$, ciśnienia p do 20 MPa i sprawności η do $0,8$.