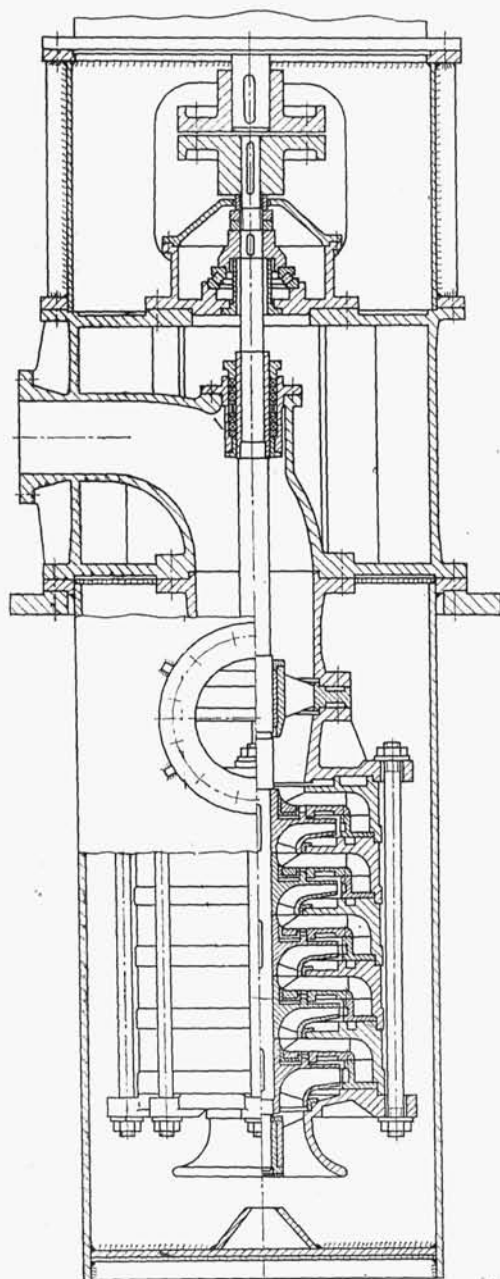
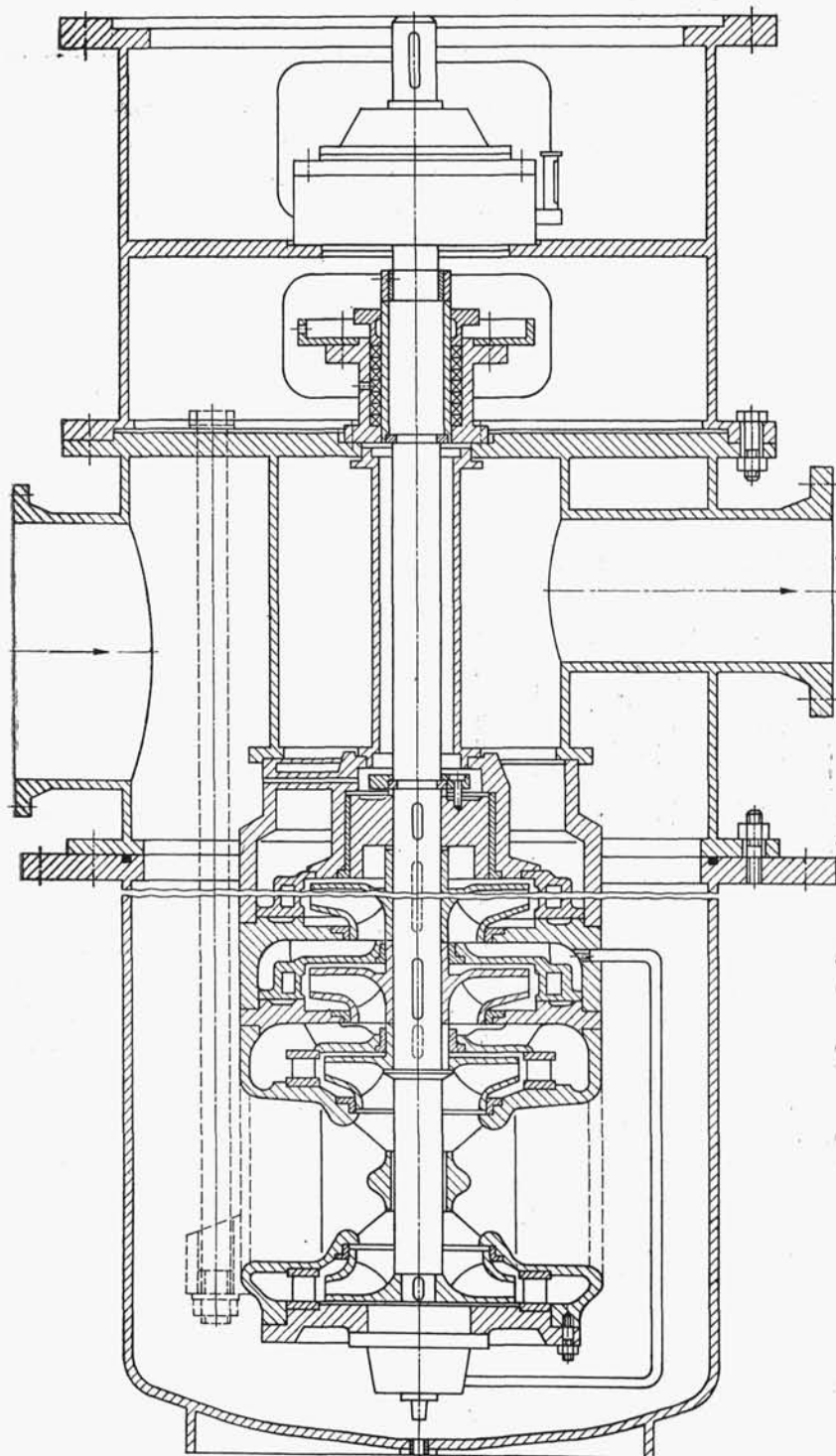


20.4. Pompy w zakładach hydroelektrycznych pompowo-zasobnikowych

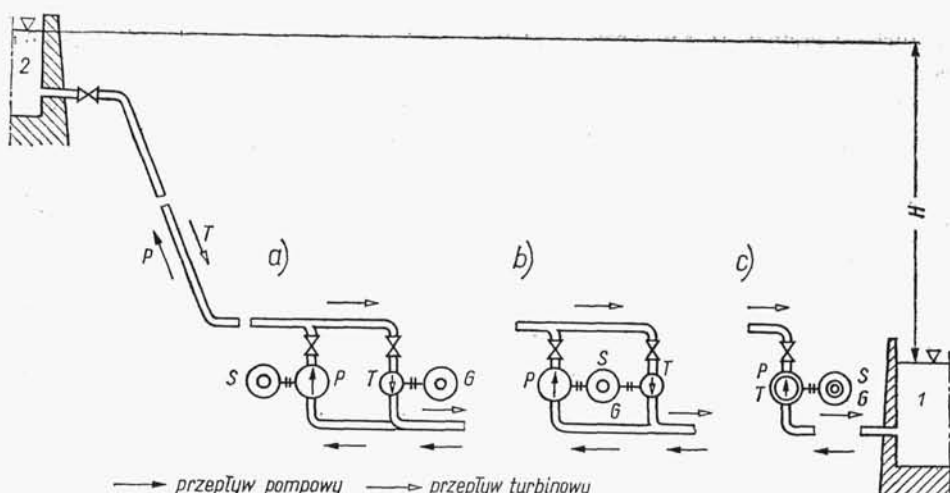
W krajach wysoko uprzemysłowionych w zużyciu energii elektrycznej występują znaczne okresowe (dobowe lub w innych okresach) zmiany. Ze względu na powszechne stosowanie ciepłych zakładów energetycznych do wytwarzania energii elektrycznej, pracujących ekonomicznie przy niezmiennym obciążeniu i odznaczających się



Rys. 20.12
Pompa odśrodkowa pięciostopniowa do
skroplin typu K produkcji Warszawskiej
Fabryki Pomp



Rys. 20.13. Pompa odrodkowa wielostopniowa do skroplin produkcji antykawitacyjnych zastosowano podwójny pierwszy stopień



Rys. 20.14. Schematy siłowni zasobnikowej pompowo-szczytowej: a) układ złożony z oddzielnych agregatów pompowych i turbinowych, b) układ pompowo-turbinowy, c) układ pompoturbinowy; P — pompa, T — turbina, S — silnik elektryczny, G — prądnica elektryczna, 1 — zbiornik dolny, 2 — zbiornik górny

stosunkowo długimi okresami rozruchu i wyłączania z pracy, zaistniała konieczność pokrywania szczytowego obciążenia oraz magazynowania zbędnej energii w systemach energetycznych. Obie te funkcje spełniają *zakłady hydroelektryczne pompowo-zasobnikowe*, nazywane również *siłowniami pompowo-szczytowymi*. Cechuje je natychmiastowa (kilkuminutowa) możliwość uruchomienia, duża niezawodność ruchu przy jednoczesnym dostosowaniu się do zmian obciążenia oraz znaczna ekonomiczność, bowiem akumulowanie energii elektrycznej w formie zwiększenia energii potencjalnej wody jest najbardziej ekonomicznym sposobem jej ponownego wykorzystania.

Działanie siłowni pompowo-zasobnikowej polega na wykorzystaniu energii elektrycznej w okresach występowania jej nadmiaru do pompowania wody do wysoko położonych zbiorników wodnych, skąd w okresach szczytowego obciążenia systemu energetycznego woda jest kierowana z powrotem do turbin wodnych, napędzających generatory elektryczne.

Jakkolwiek w procesie akumulacji i odzyskiwania energii prawie 15% jej zostaje stracone (na skutek strat zachodzących w maszynach hydraulicznych i elektrycznych), to jednak różnica w wartości odzyskiwanej energii elektrycznej w okresie szczytowego jej zapotrzebowania i energii zużywanej do pompowania w okresie jej nadmiaru całkowicie uzasadnia takie postępowanie.

Obecnie istnieją trzy podstawowe rozwiązania *układów pompowo-zasobnikowych*:
— *układ złożony z oddzielnych agregatów pompowych* (pompa zasobnikowa + silnik elektryczny) oraz *turbinowych* (turbina wodna + generator elektryczny) przedstawiony na rys. 20.14a,

— *układ w postaci zespołu pompowo-turbinowego*, złożonego z pompy zasobnikowej, turbiny wodnej oraz jednej maszyny elektrycznej, będącej silnikiem bądź prądnicą elektryczną (rys. 20.14b),

— *układ w postaci zespołu jednej maszyny hydraulicznej*, spełniającej rolę pompy lub turbiny wodnej, oraz maszyny elektrycznej jako silnika lub prądnicy elektrycznej (rys. 20.14c).

W pierwszym i drugim układzie stosowane są te same pompy zasobnikowe, natomiast stosowane w trzecim układzie pompoturbiny są to specjalne maszyny hydrauliczne odwracalne o budowie znacznie odbiegającej od pomp lub turbin wodnych.

Pierwszy układ, złożony z oddzielnych agregatów pompowych i turbinowych, jest stosowany rzadko i zastępowany przez układ drugi pompowo-turbinowy.

Przy projektowaniu siłowni zasobnikowej (pompowo-szczytowej) wybór właściwego układu powinien być każdorazowo poprzedzony wnikliwą analizą warunków i wymagań stawianych jednostce projektowanej.

20.4.1. Zespół pompowo-turbinowy

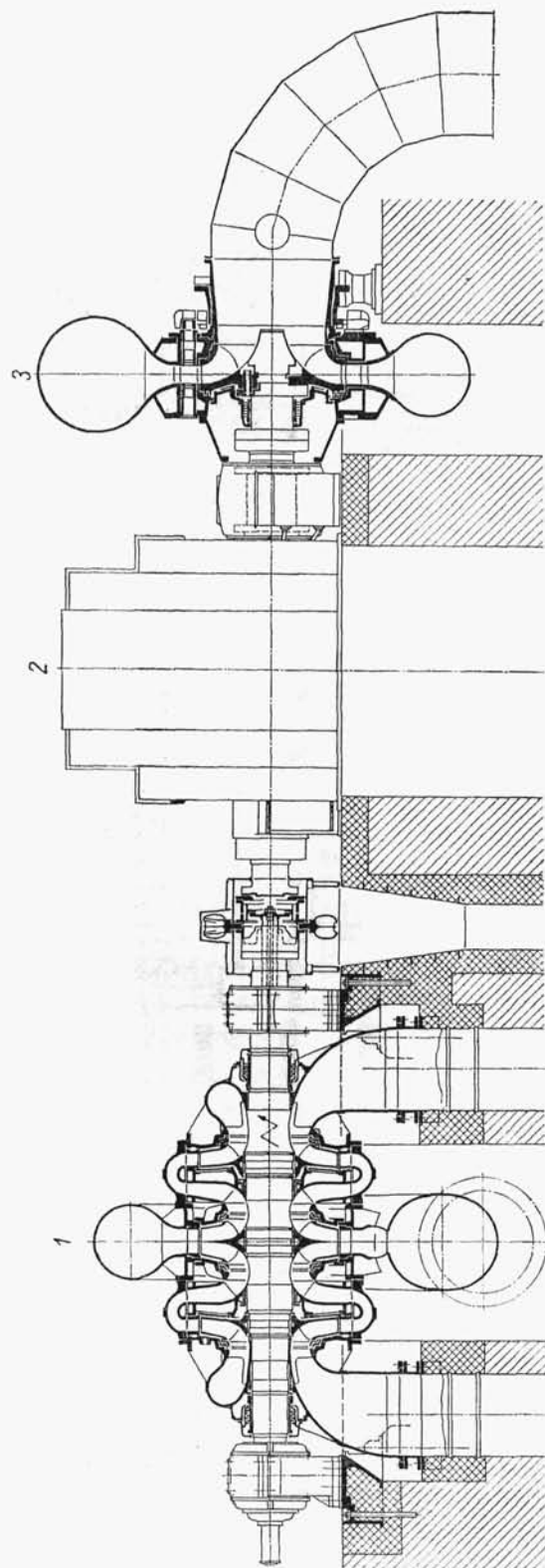
Zespół składa się z oddzielnej pompy zasobnikowej, turbiny wodnej oraz silnika (prądnicy elektrycznej) sprzęgniętych ze sobą za pomocą sprzęgieł wyłączalnych. Stosowane są dwa podstawowe układy zespołów pompowo-turbinowych: poziomy i pionowy. Zatem pompy zasobnikowe mogą być poziome lub pionowe, a ze względu na różne wysokości podnoszenia mogą to być pompy jedno- lub wielostopniowe. Na rys. 20.15 przedstawiono zespół pompowo-turbinowy w układzie poziomym. Silnik (prądnica) znajduje się między pompą a turbiną. Środkowe położenie silnika umożliwia wyłączenie jednej maszyny hydraulicznej, przy pracy drugiej za pomocą rozłączalnego sprzęgła.

Na rys. 20.16a przedstawiono jednostopniową odśrodkową pompę zasobnikową, a na rys. 20.16b jej charakterystykę.

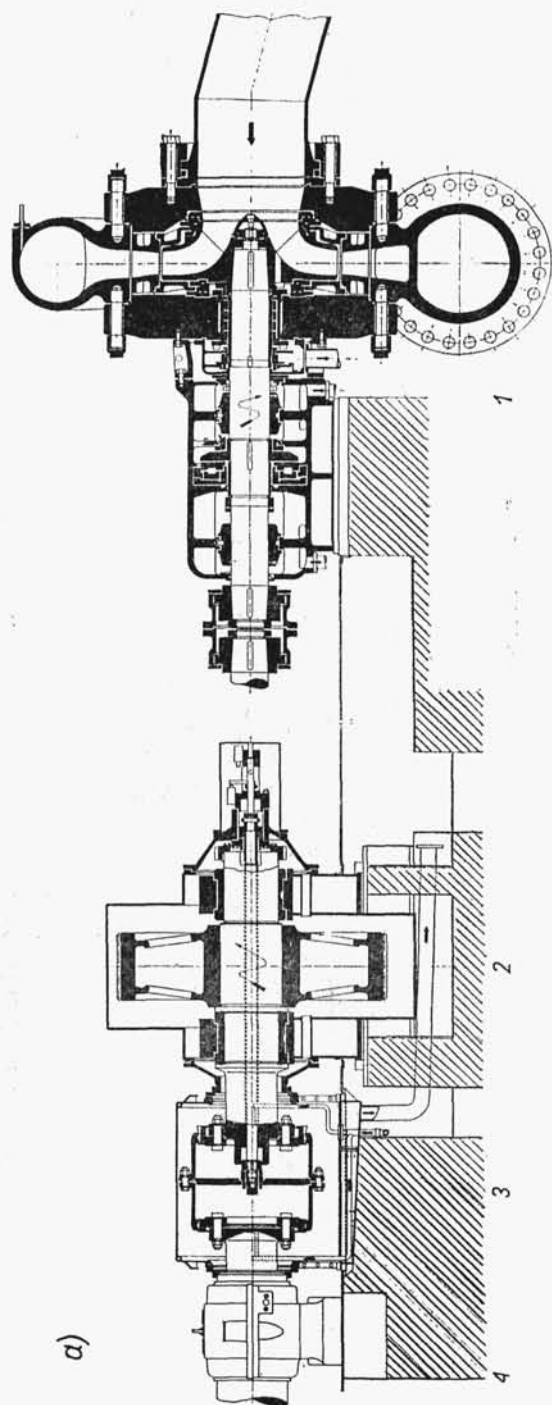
Dwustopniową poziomą pompę zasobnikową, ale z przeciwnie usytuowanymi wirnikami przedstawiono na rys. 20.17. W rozwiązaniu tym nie występuje siła wzdłużna. W przypadku większych wydajności są stosowane wielostopniowe dwustrumieniowe pompy odśrodkowe. Dwustopniowa pompa tej konstrukcji jest pokazana na rys. 20.15.

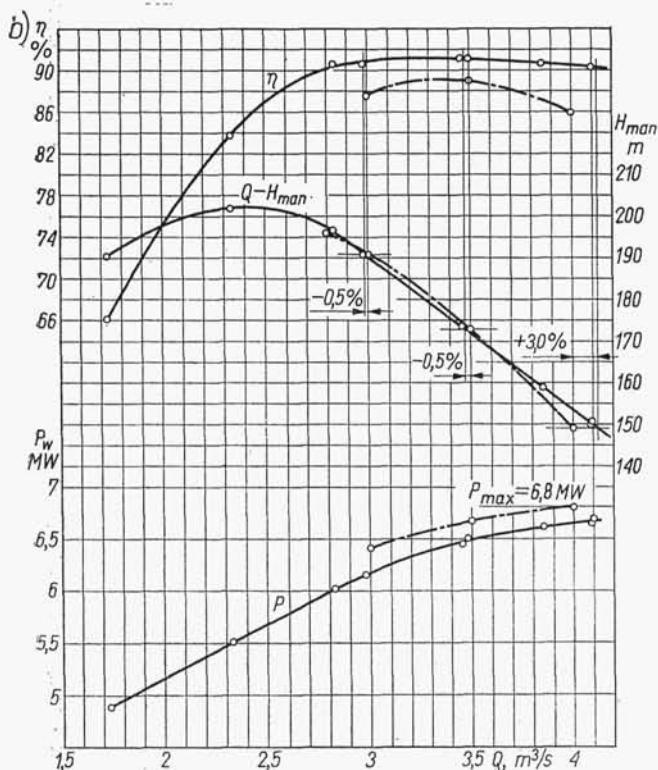
W zespole pompowo-turbinowym w układzie pionowym z reguły pompa jest umieszczona najniżej (w celu zapewnienia maksymalnego napływu), zaś silnik (prądnica) najwyżej. Przykład układu pionowego przedstawiono na rys. 20.18. W takim układzie w czasie pracy turbiny możliwe jest odłączenie pompy zasobnikowej, natomiast w przypadku pompy obraca się również wał turbinowy. Na rysunku widoczne są kanały dopływowe i odpływowe oraz zawory niezbędne do zmiany pracy pompowej na turbinową i odwrotnie. Przekrój wzdłużny zespołu pompowo-turbinowego o układzie pionowym przedstawiono na rys. 20.19. Zastosowano tu dwustopniową dwustrumieniową pompę zasobnikową w układzie pionowym oraz turbinę Francisza. Dzięki pionowemu układowi pompa pracuje z napływem od 16,8 ÷ 20,7 m. Krzywe charakterystyczne pompy pokazano na rys. 20.20. Należy zwrócić uwagę na dużą moc P_w potrzebną do napędu pompy oraz na jej wysoką sprawność, powyżej 90%.

Nieco odmienny zespół pompowo-turbinowy, zastosowany w siłowni zasobnikowej Motec w Szwajcarii, przedstawiono na rys. 20.21. Pompa pozioma zasobnikowa



Rys. 20.15. Zespół pompowo-turbinowy elektrowni pompowo-szczytowej w Vianden (Luxemburg) firmy Esher-Wyss (Szwajcaria); 1 — pompa zasobnikowa ośrodkowa dwustopniowa dwustrumieniowa ($H = 280$ m, $P_w = 68\,500$ kW, $n = 428,6$ obr/min), 2 — silnik (prądnica), 3 — turbina Francis ($P_T = 105\,000$ kW)





Rys. 20.16. Jednostopniowa pompa zasobnikowa odśrodkowa pozioma firmy Sulzer (Szwajcaria): a) przekrój wzdłużny pompy z przekładnią, b) charakterystyki pompy: - · - · - gwarantowane przez producenta, ——— otrzymane na podstawie pomiarów; $Q = 3,5 m^3/s$, $H = 173 m$, $n = 1198 obr/min$, $P_w = 6,5 MW$, 1 — pompa, 2 — przekładnia zębata przyspieszająca, 500/1198 obr/min, 3 — sprzęgło wyłączalne, 4 — silnik (prądnica elektryczna)

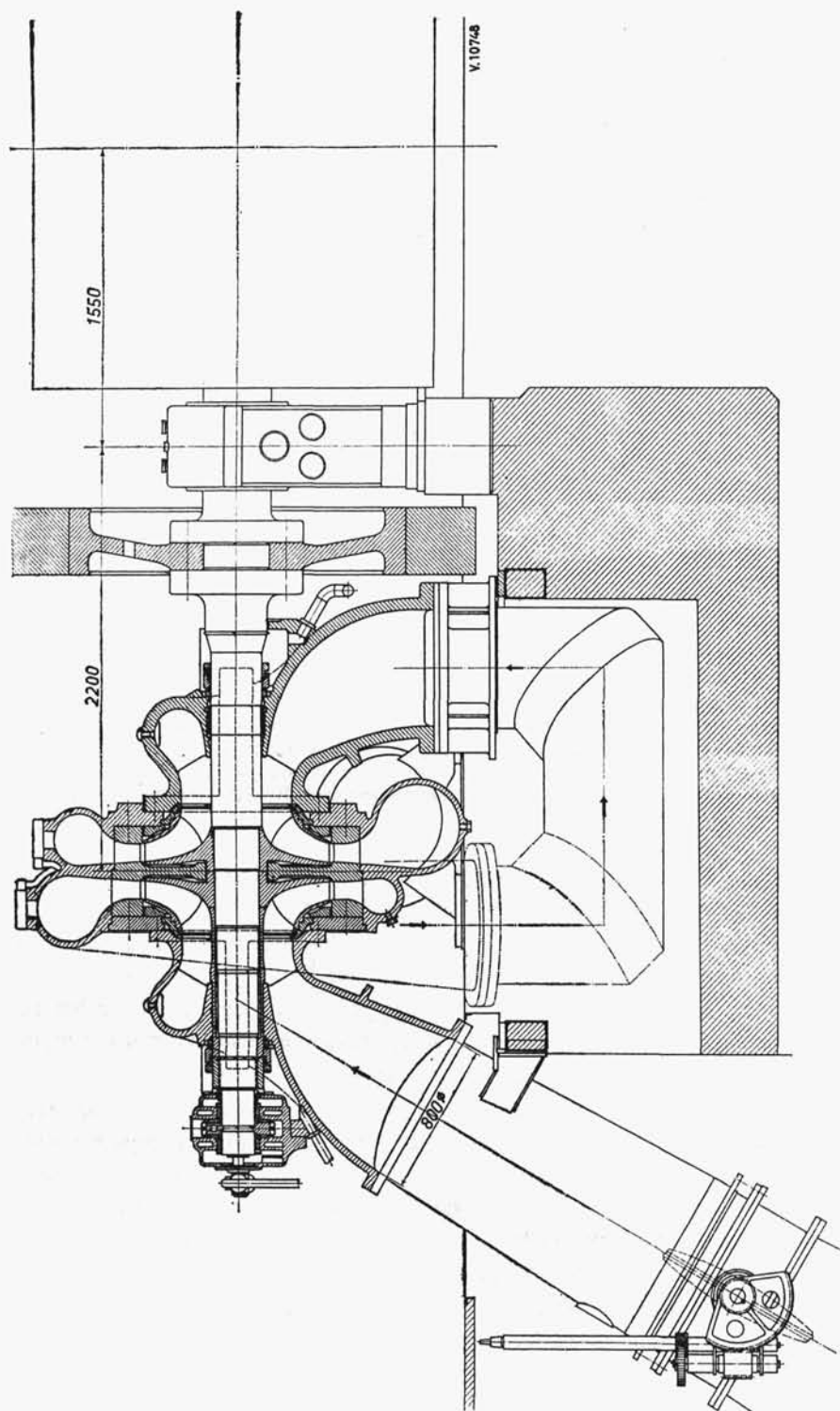
wa 1 jest połączona wyłączalnym sprzęgłem zębatym 2 z silnikiem (prądnicą elektryczną) 3 sprzęgniętą z drugiej strony z turbiną Peltona 4.

Wobec możliwości wahania poziomu wody w zbiorniku dolnym, aż do 9 m poniżej osi pompy zasobnikowej, co stanowiłoby zbyt dużą wysokość ssania, zastosowano wstępną pompę pionową diagonalną 5, napędzaną oddzielną turbiną Peltona 6 o osi pionowej. Napęd turbinowy umożliwia łatwą regulację parametrów pracy pompy wstępnej przez zmianę jej prędkości obrotowej.

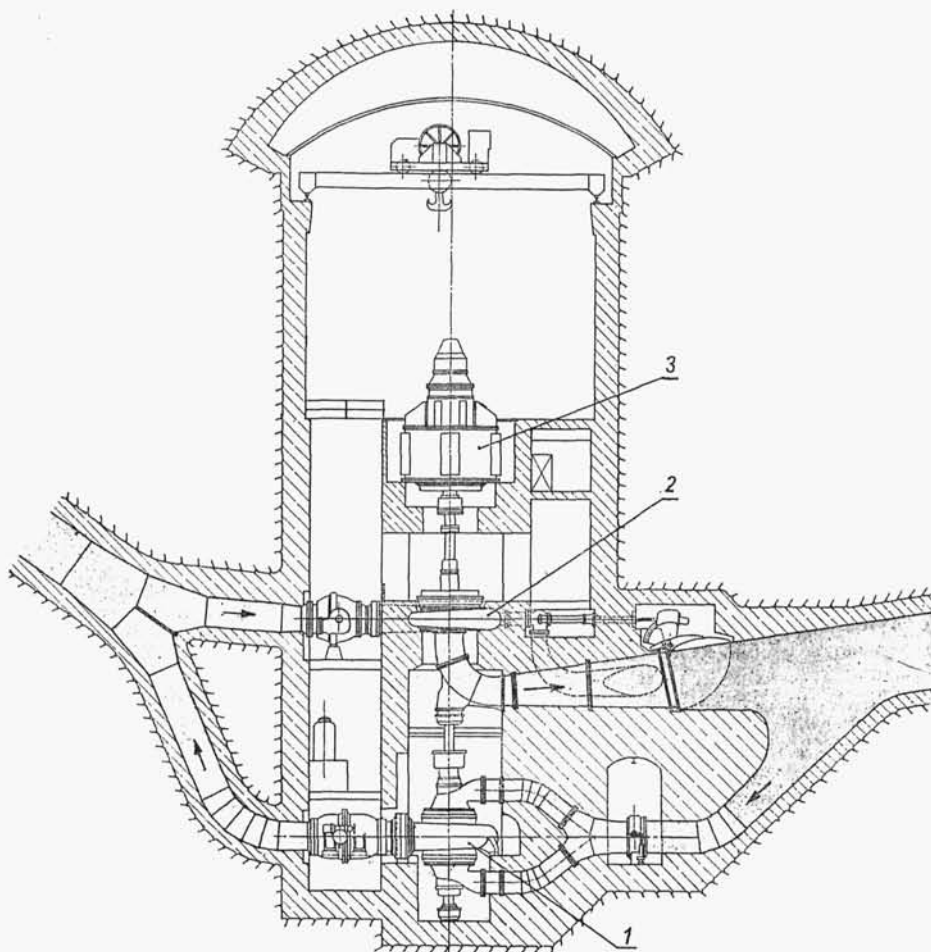
Bardzo duża (ponad 60 m) wysokość podnoszenia wymaga zastosowania trzy-stopniowej pompy zasobnikowej (rys. 20.22) oraz turbiny Peltona. Pompy zasobnikowe są z reguły dużymi jednostkami pobierającymi duże ilości energii. Z tych względów dąży się do osiągania możliwie największych sprawności pomp przez uprzednie przeprowadzenie prób i badań na pompach modelowych.

Na rys. 20.23 przedstawiono charakterystyki pompy zasobnikowej opracowane na podstawie badań pompy modelowej oraz charakterystyki rzeczywiste jako wyniki prób odbiorczych pompy zasobnikowej pokazanej na rys. 20.22. Układy złożone z oddzielnych turbin i pomp zasobnikowych mają wiele zalet m. in.:

— dzięki możliwości eksploatacji każdej maszyny hydraulicznej w zakresie jej optymalnej sprawności umożliwiają osiągnięcie największych sprawności —



Rys. 20.17. Dwustopniowa pompa zasobnikowa o przeciwnastawnym ukladzie wirnikow firmy I. M. Voith (Austria); $Q = 1,5 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 3,5 \text{ m}$, $n = 980 \text{ obr/min}$, $P_w = 6100 \text{ kW}$



Rys. 20.18. Zespół pompowo-turbinowy elektrowni pompowo-szczytowej w Villa Gargnano firmy Escher-Wyss (Szwajcaria); 1 — dwustopniowa dwustrumieniowa pompa odśrodkowa zasobnikowa ($P_{wmax} = 66\,000\text{ kW}$), 2 — turbina Francis, 3 — silnik (prądnicą elektryczną)

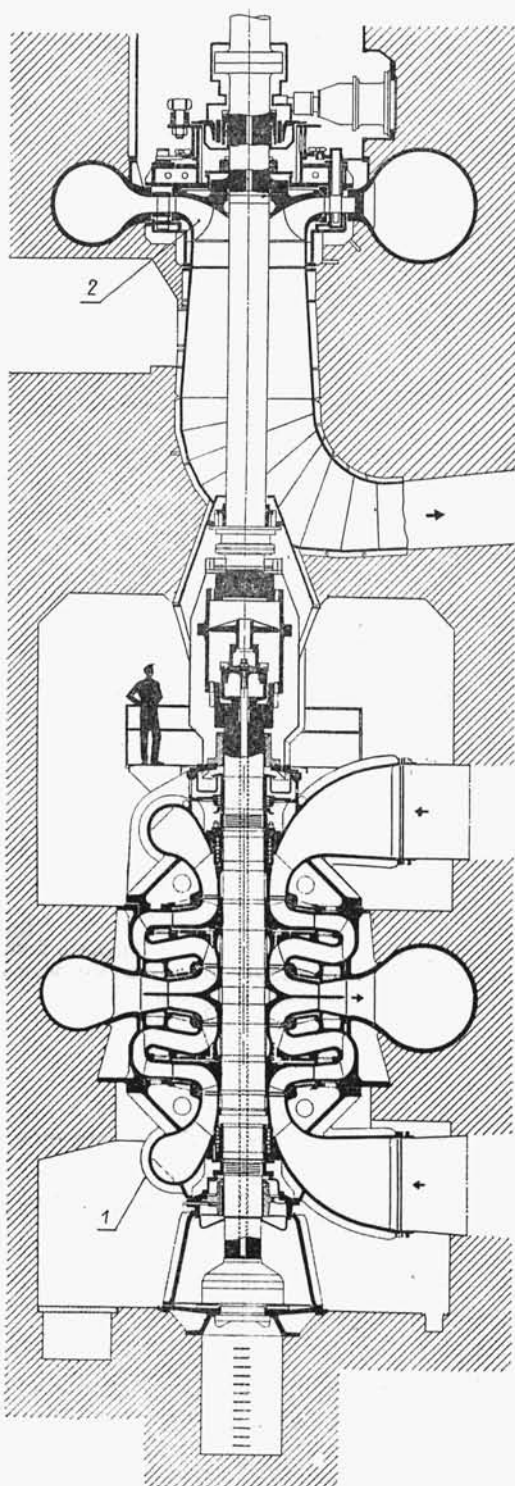
sprawność układów pompowo-turbinowych jest o $1 \div 4\%$ większa od sprawności układu maszyn odwracalnych,

- pozwalają na przejście siłowni z pracy pompowej na turbinową w stosunkowo krótkim czasie,

- mogą być stosowane w szerokim zakresie wysokości podnoszenia lub spad.

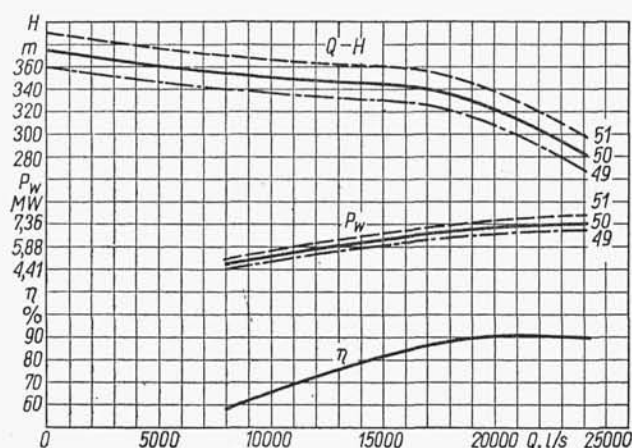
Pompy zasobnikowe w większości nie mają regulacji (z wyjątkiem nieekonomicznej regulacji dławieniowej, która zresztą przy stałej geometrycznej wysokości podnoszenia nie jest konieczna). Prawie wszystkie współpracujące w układzie turbiny Francis lub Peltona mają natomiast typowe dla nich układy regulacyjne.

Na rys. 20.24 przedstawiono schematy różnych rodzajów pomp zasobnikowych w układach poziomym i pionowym, jedno- i wielostopniowe oraz jedno- i dwustrumieniowe, z podaniem zapotrzebowania mocy.



Rys. 20.19

Przekrój wzdłużny pionowego zespołu pompowo-turbinowego elektrowni pompowo-szczytowej Festiniog firmy Sulzer (Szwajcaria); 1 — dwustopniowa dwustrumieniowa pionowa pompa zasobnikowa typ HP260ede ($Q=21,1 \text{ m}^3/\text{s}$, $H=305 \text{ m}$, $n=428 \text{ obr/min}$, $P_w=69\,750 \text{ kW}$, $\eta=90,6\%$), 2 — turbina Francisa



Rys. 20.20. Charakterystyka pionowej dwustopniowej pompy zasobnikowej typu HP260ede (przedstawionej na rys. 20.19) przy częstotliwości prądu: - - - - 51 Hz, ——— 50 Hz, — · — · — 49 Hz

20.4.2. Zespół pompowo-turbinowy jednokadłubowy

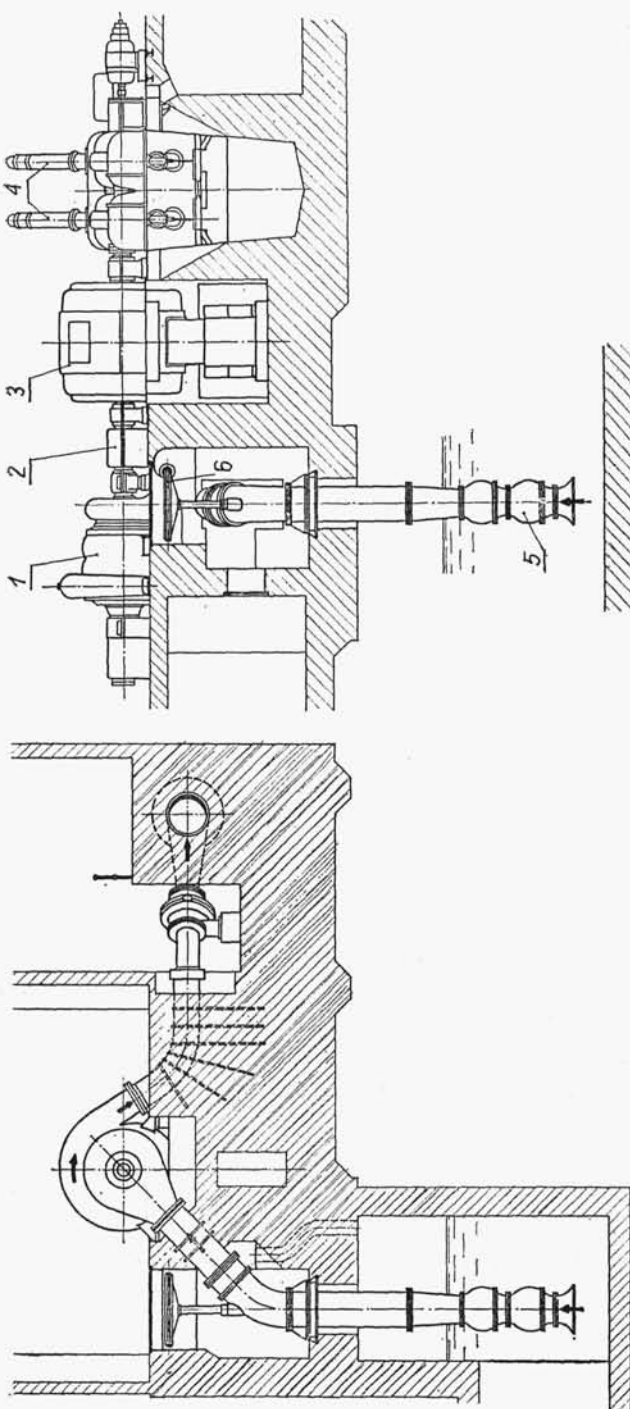
W dążeniu do zmniejszenia wymiarów i uproszczenia zespołu pompowo-turbinowego firma Charmilles S. A. w Genewie opracowała konstrukcję jednokadłubowej maszyny hydraulicznej.

Jest to rozwiązanie pośrednie między dwiema oddzielnymi maszynami: pompą i turbiną a jedną maszyną hydrauliczną — pompoturbiną szczegółowo omówioną w następnym ustępie. Konstrukcję takiego zespołu przedstawiono na rys. 20.25. Różni się ona zasadniczo od obu wspomnianych zespołów, jakkolwiek zostały w niej zastosowane niektóre typowe elementy każdego z nich.

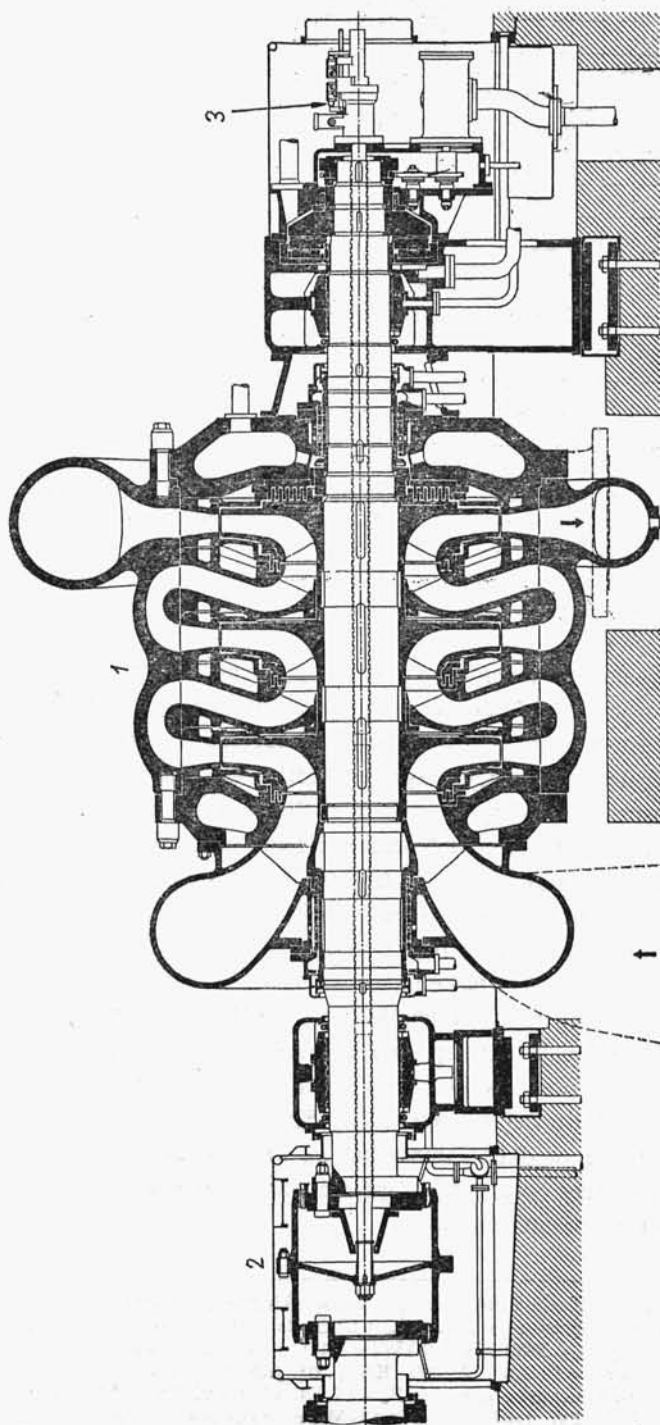
Maszyna składa się z oddzielnych wirników: turbinowego 1 i pompowego 2 osadzonych na wspólnym wale 3 i obracających się we wspólnym kadłubie 4, który przy pracy pompowej układu pełni funkcję spiralnego kanału zbiorczego lub kanału dopływowego przy pracy turbinowej. Lewa część maszyny jest więc pompą zasobnikową, prawa częścią turbiną Francisą. Po wypływie z wirnika pompy woda przepływa przez stałą kierownicę odśrodkową 5 do spiralnego kanału zbiorczego. Po stronie turbinowej zastosowano wieniec regulowanych łopatek kierowniczych 6 przed wlotem na wirnik turbiny. Zasuwy bębnowe 7 i 8 sterowane hydraulicznie, zamykają przepływ turbinowy (strzałki *T*) otwierając równocześnie przepływ pompy (strzałki *P*) i na odwrót.

Do niewątpliwych zalet tego zespołu należy jego większa zwartość niż w przypadku oddzielnych maszyn hydraulicznych oraz niezmienny kierunek obrotów, dzięki odpowiedniemu ukierunkowaniu łopatek wirników i kierownic. Umożliwia to przechodzenie z pracy turbinowej na pompową lub na odwrót w stosunkowo krótkim czasie (poniżej jednej minuty), przy zmniejszonej liczbie operacji przełączania. Ponadto układ oddzielnych wirników pozwala na ich poprawne skonstruowanie i eksploatację w optymalnych warunkach pracy, zapewniających maksymalną sprawność.

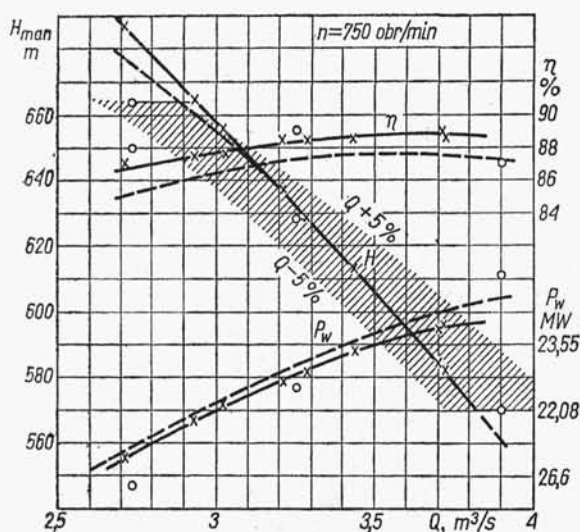
Cechą ujemną tej konstrukcji jest duża liczba współpracujących części, wymagających precyzji wykonania i montażu.



Rys. 20.21. Zespół pompowo-turbinowy siłowni zasobnikowej Motec (Szwajcaria); 1 — pompa zasobnikowa firmy Sulzer, Szwajcaria ($Q = 3,26 \text{ m}^3/\text{s}$, $H_{\text{max}} = 628 \text{ m}$, $n = 750 \text{ obr/min}$, $P_w = 22\,500 \text{ kW}$, $\eta = 89\%$), 2 — sprzęgło zębate wyłączalne, 3 — silnik (prądnicą elektryczną), 4 — turbina Peltona, 5 — pompa wstępna ($Q = 3,26 \text{ m}^3/\text{s}$, $H_{\text{min}} = 26 \text{ m}$, $n = 510 \text{ obr/min}$, $P_w = 935 \text{ kW}$, $\eta = 89\%$), 6 — turbina Peltona pionowa do napędu pompy 5



Rys. 20.22. Przekrój wzdłużny trzystopniowej pompy zasobnikowej poziomej, typu HP160e, firmy Sulzer (Szwajcaria), zespołu pompowo-turbinowego przedstawionego na rys. 20.21; 1 — pompa, 2 — sprzęgło zębate rozłączalne, 3 — siłownik do rozłączania sprzęgła 2



Rys. 20.23. Charakterystyki pompy typu HP160e przedstawionej na rys. 20.22; — na podstawie prób odbiorczych, - - - na podstawie badań modelowych i przeliczenia, ○ — wartości gwarantowane

20.4.3. Zespół odwracalny

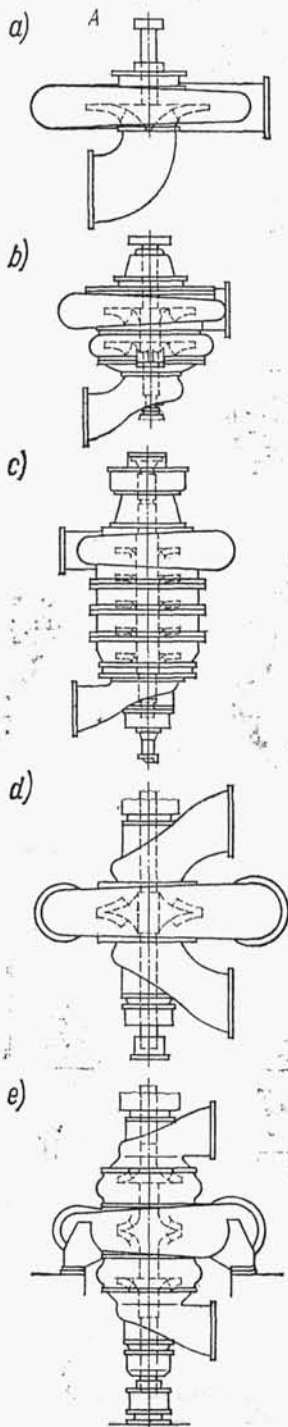
Najnowszym osiągnięciem zmierzającym do zmniejszenia liczby maszyn w zespole pompowo-turbinowym jest zbudowanie *uniwersalnej maszyny hydraulicznej odwracalnej*, będącej w istocie pompą zasobnikową lub turbiną w zależności od kierunku przepływu wody (patrz rys. 20.14c), nazywanej krótko *pompoturbiną*. Ten niewątpliwý sukces myśli konstruktorskiej był wynikiem wieloletnich żmudnych badań. Zespół składa się tylko z dwu zasadniczych maszyn: hydraulicznej odwracalnej pompoturbinie i elektrycznej w postaci silnika lub prądnicy. Nie jest to jeszcze najlepsze rozwiązanie, wykluczające dalszy postęp w tym kierunku. Z dotychczasowych doświadczeń eksploatacyjnych oraz równocześnie prowadzonych badań modelowych pompoturbin wynikają bowiem następujące wnioski:

1. Jak wynika z wykresów sprawności (rys. 20.26) optimum sprawności przy pracy turbinowej występuje przy spadzie H większym o ok. 30% od wysokości podnoszenia przy pracy pompowej lub przy prędkości unoszenia u_T mniejszej o 15%, czyli przy prędkości obrotowej n_T mniejszej o 15%.

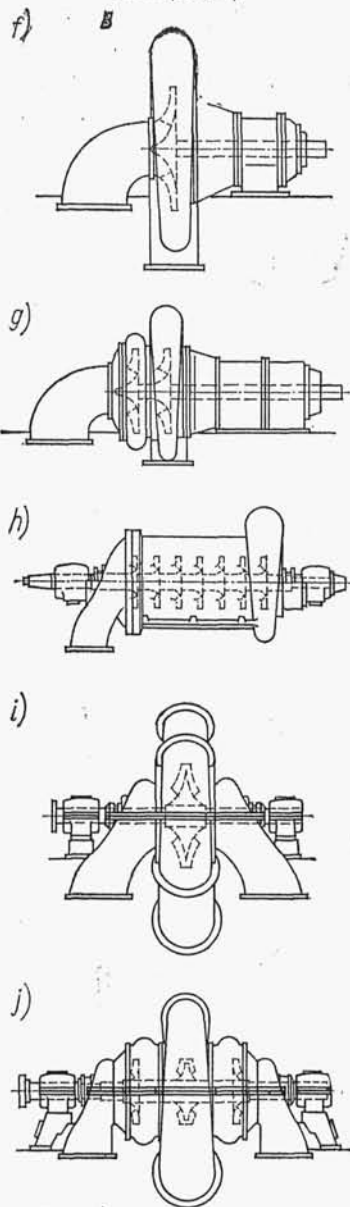
2. Występują różne prędkości unoszenia u_P przy pracy pompowej i u_T przy pracy turbinowej — przy optymalnych sprawnościach; pokazano to na rys. 20.27 dla różnych rodzajów pompoturbin.

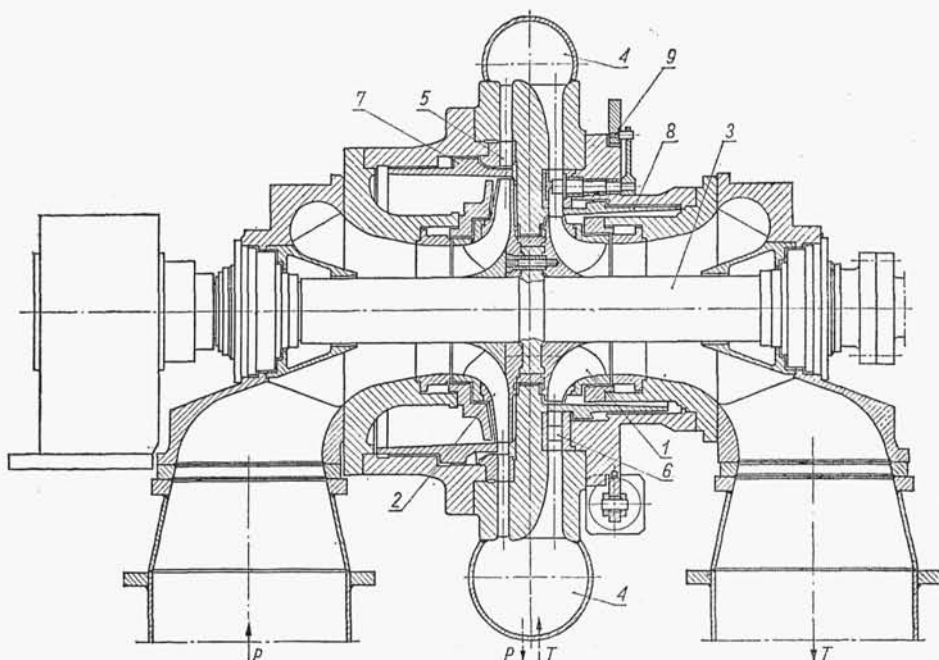
Rys. 20.24. Pompy zasobnikowe firmy Escher-Wyss w układzie pionowym A i w układzie poziomym B: a) jednostopniowe o mocy $P_w = 6252 \div 66\,200$ kW (= 8500 ÷ 90 000 KM), b) dwustopniowe o mocy $P_w = 5880 \div 30\,160$ kW (= 8000 ÷ 41 000 KM), c) pięciostopniowe o mocy $P_w = 42\,660 \div 90\,470$ kW (= 58 000 ÷ 123 000 KM), d) jednostopniowe dwustrumieniowe, e) dwustopniowe dwustrumieniowe o mocy $P_w = 67\,670$ kW (= 92 000 KM), f) jednostopniowe o mocy $P_w = 6100 \div 7350$ kW (= 8300 ÷ 10 000 KM), g) dwustopniowe o mocy $P_w = 22\,800 \div 36\,770$ kW (= 31 000 ÷ 50 000 KM), h) siedmiostopniowe o mocy $P_w = 4700 \div 6030$ kW (= 6400 ÷ 8200 KM), i) jednostopniowe dwustrumieniowe o mocy $P_w = 19\,200 \div 32\,400$ kW (= 26 000 ÷ 44 000 KM), j) dwustopniowe dwustrumieniowe o mocy $P_w = 8830 \div 69\,150$ kW (= 12 000 ÷ 94 000 KM)

Układ pionowy



Układ poziomy

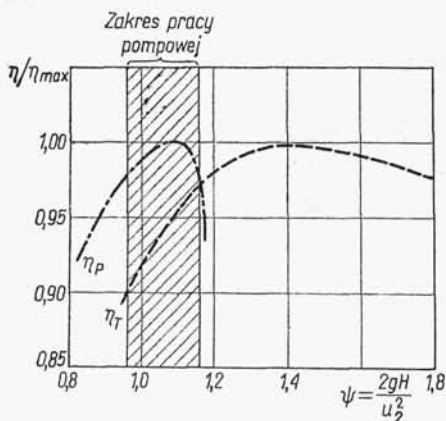




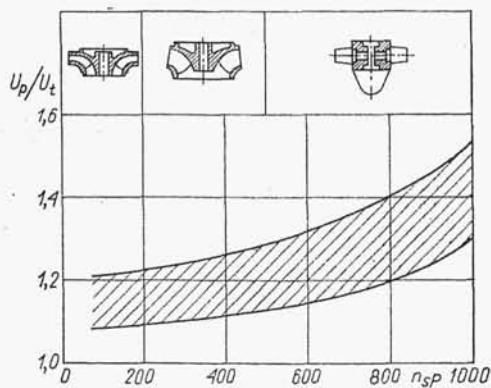
Rys. 20.25. Pompoturbina o niezmiennym kierunku obrotów typu Isogyre firmy Charmilles S. A. (Szwajcaria); $H = 530$ m, $P_w = 10\,000$ kW, $n = 150$ obr/min; 1 — wirnik turbiny, 2 — wirnik pompy, 3 — wał, 4 — spiralna osłona, 5 — łopatki kierownicze stałe, 6 — kierownica turbiny z nastawialnymi łopatkami, 7, 8 — bębnowe zasuwy o przesuwie wzdłużnym, 9 — pierścień regulacyjny

3. Ze względu na konieczność równości prędkości obrotowych pompoturbiny w pracy pompowej i turbinowej $n_p = n_T$, wynikającej z warunków pracy silnika lub prądnicy elektrycznej, prędkość obrotowa jest przyjmowana kompromisowo, zapewniając równe, ale nie zawsze optymalne sprawności w obu rodzajach pracy.

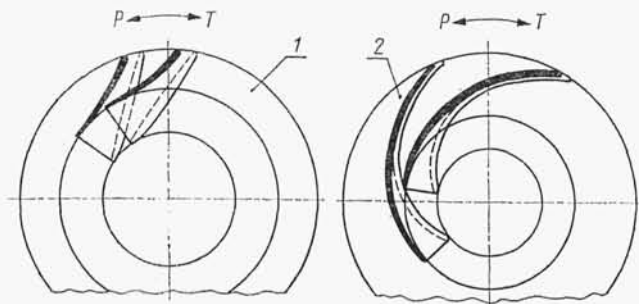
4. Dla tych samych warunków pracy (Q , H , n) oddzielnie zaprojektowane wirniki pompowe i turbinowe miałyby nieco różniące się kształty łopatek i kanałów międzyłopatkowych, jak to przykładowo przedstawiono na rys. 20.28 dla wirnika



Rys. 20.26. Charakterystyki względnych sprawności pompoturbiny dla pracy pompowej η_p i turbinowej η_T (wg W. Meiera)



Rys. 20.27. Wykres zależności stosunku optymalnych prędkości unoszenia u_p/u_T od wyróżnika szybkobieżności n_{sp} przy pracy pompowej



Rys. 20.28. Kształty łopatek wirnika turbiny Francis 1 oraz pompy 2 dla jednakowego przepływu: P — kierunek obrotu przy pracy pompowej, T — przy pracy turbinowej

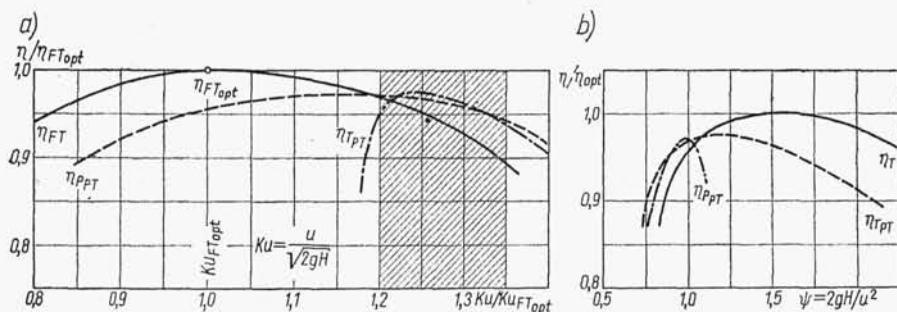
odśrodkowego pompy i turbiny Francis. Łopatki wirnika turbiny są krótsze od łopatek wirnika pompy. Zatem dla zapewnienia możliwie sprawnej pracy pompowania należy łopatki pompoturbiny projektować według zasad właściwych pompie. Zaprojektowany w ten sposób wirnik pompoturbiny wykazuje jednak maksymalną sprawność nieco mniejszą od oddzielnie zaprojektowanego wirnika turbiny Francis dla tych samych parametrów (od 1÷4%), przy czym jego optimum następuje przy mniejszej prędkości obrotowej n , co pokazano na rys. 20.29a, b.

5. Przy bardzo dużej różnicy poziomów wody w zbiorniku wodnym górnym i dolnym, tzn. dużej wysokości podnoszenia (spadu), występują trudności zaprojektowania pompoturbiny, gdyż właściwym rozwiązaniem dla pracy pompy byłby wirnik kilkustopniowy, zaś dla turbiny — wirnik Peltona. Obie konstrukcje są zupełnie odmienne, nie dające zastąpić się jedną wspólną.

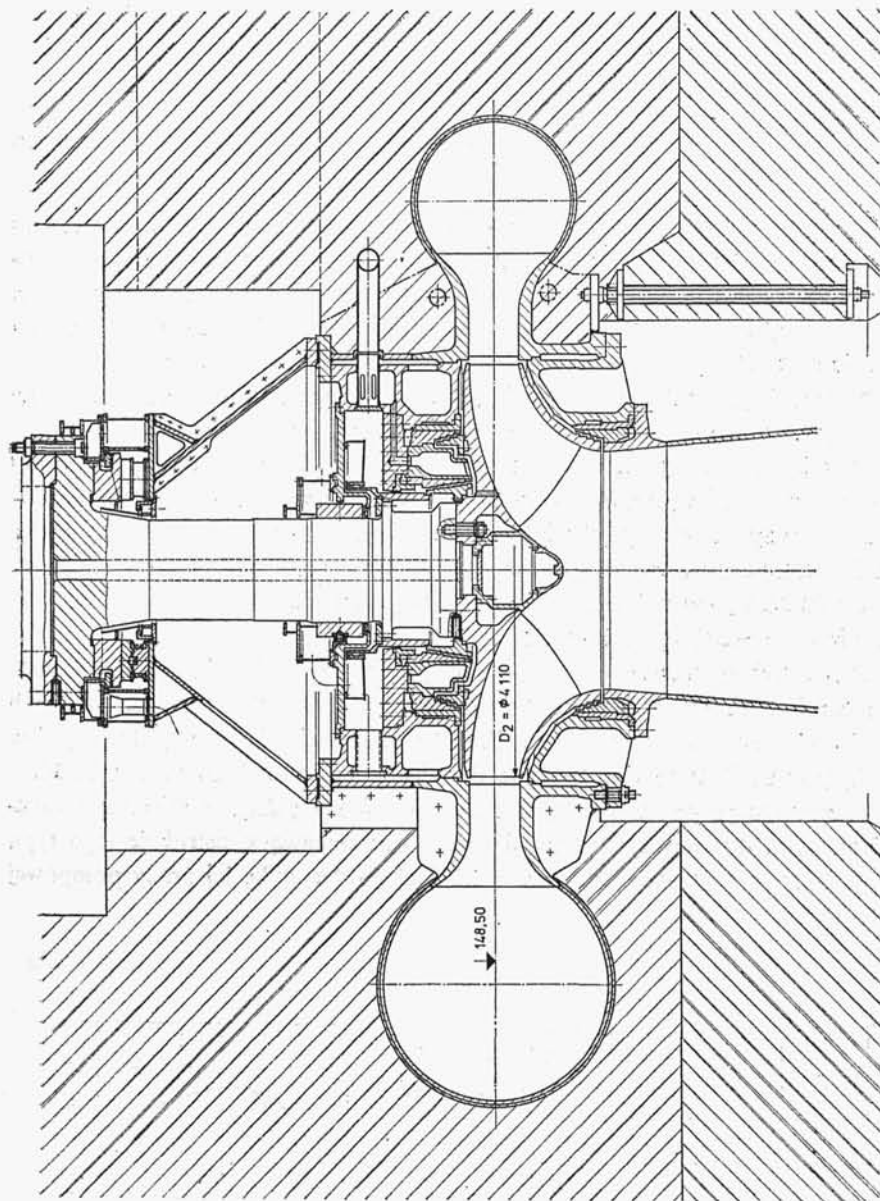
Do chwili obecnej są budowane:

— *Pompoturbiny promieniowe* (odpowiadające pompie odśrodkowej lub wolnoobieżnej turbinie Francis) jednostopniowe bez regulacji, stosowane do średnich wysokości podnoszenia albo spadów. Przykład konstrukcyjny pompoturbiny bez regulacji, produkcji firmy Escher-Wyss, Szwajcaria przedstawiono na rys. 20.30.

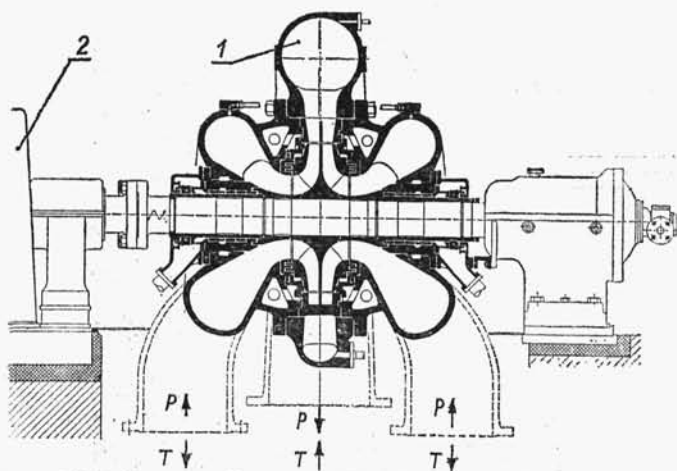
— *Pompoturbiny promieniowe jednostopniowe bez regulacji z wirnikiem dwustrumieniowym*, do większych natężeń przepływu; ciekawą konstrukcję tego typu pompoturbiny przedstawiono na rys. 20.31, a charakterystykę jej pracy pompowej na rys. 20.32.



Rys. 20.29. Wykresy porównawcze sprawności pompoturbiny dla pracy pompowej η_{PT} i turbinowej η_{FT} w porównaniu ze sprawnością turbiny Francis η_{FTopt} o tym samym przepływie:
a) w zależności od współczynnika prędkości obwodowej K_u , b) w zależności od wyróżnika ciśnienia ψ pompoturbiny modelowej o wyróżniku szybkoobieżności $n_{sp} = 120$



Rys. 20.30. Jednostopniowa promieniowa pompoturbina ze stałymi łopatkami kierowniczymi siłowni zasobnikowej Waldeck II firmy Escher-Wyss (Szwajcaria)
 $H = 239$ m, $n = 375$ obr/min, $P_p = 234$ MW, $P_T = 239$ MW

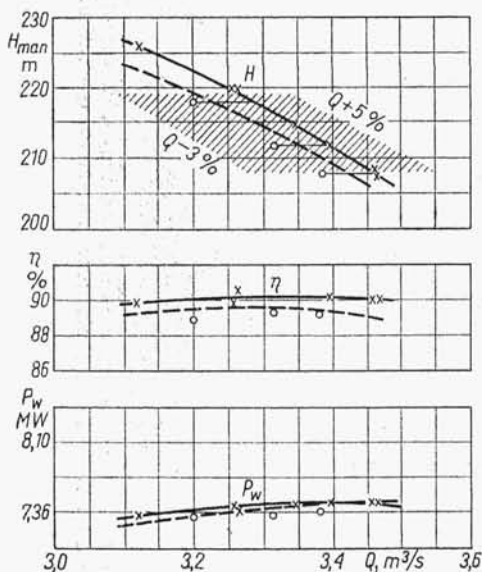


Rys. 20.31. Pompoturbina typu HP85d promieniowa z wirnikiem dwustrumieniowym siłowni pompowo-szczytowej Stafel firmy Sulzer (Szwajcaria); praca pompowa: $Q = 3,2 \div 3,38 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 218 \div 208 \text{ m}$, praca turbinowa: $Q = 4,15 \div 4,04 \text{ m}^3/\text{s}$, spad netto $H = 232 \div 222 \text{ m}$, $n = 1500 \text{ obr/min}$, $P = 8800 \text{ kW}$

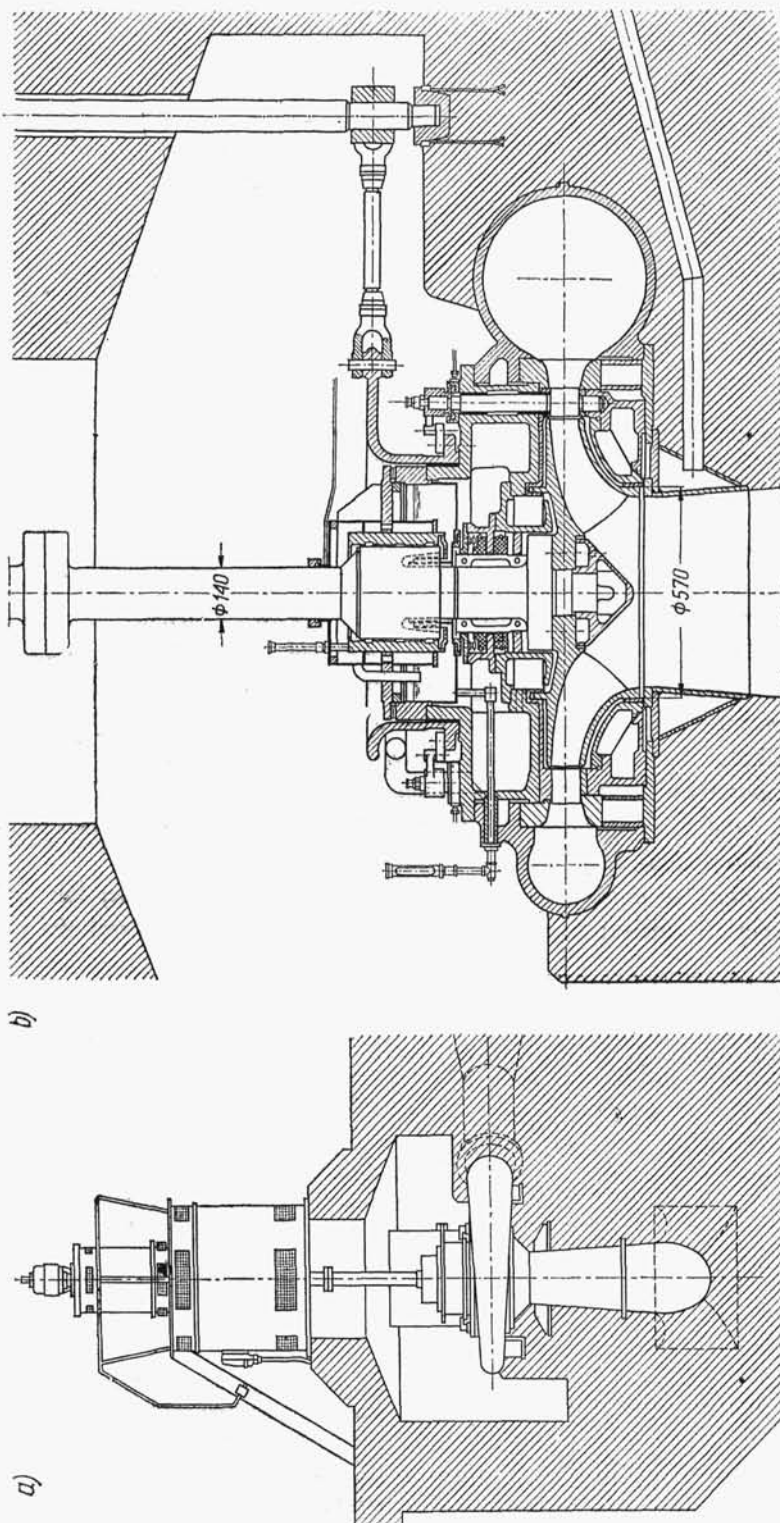
— *Pompoturbiny promieniowe jednostopniowe z regulacją* za pomocą nastawialnych łopatek kierownicy. Na rys. 20.33a przedstawiono przekrój wzdłużny siłowni z pompoturbina produkcyj firmy J. M. Voith, a na rys. 20.33b przekrój samej pompoturbiny. W siłowni pompowo-szczytowej pokazanej na rys. 20.34 zainstalowano jedną z największych jednostopniowych promieniowych pompoturbiny firmy Escher-Wyss (Szwajcaria) o mocy pompowej $P_P = 66\,000 \text{ kW}$ albo turbinowej $P_T = 72\,500 \text{ kW}$; o wielkości rozmiarów wirnika świadczy widok na rys. 20.34b.

— *Pompoturbiny promieniowe dwustopniowe* (bardzo rzadko więcej stopniowe) z regulacją łopatek kierowniczych ostatniego stopnia, stosowane do wysokości podnoszenia (albo spad) H powyżej 1000 m ,

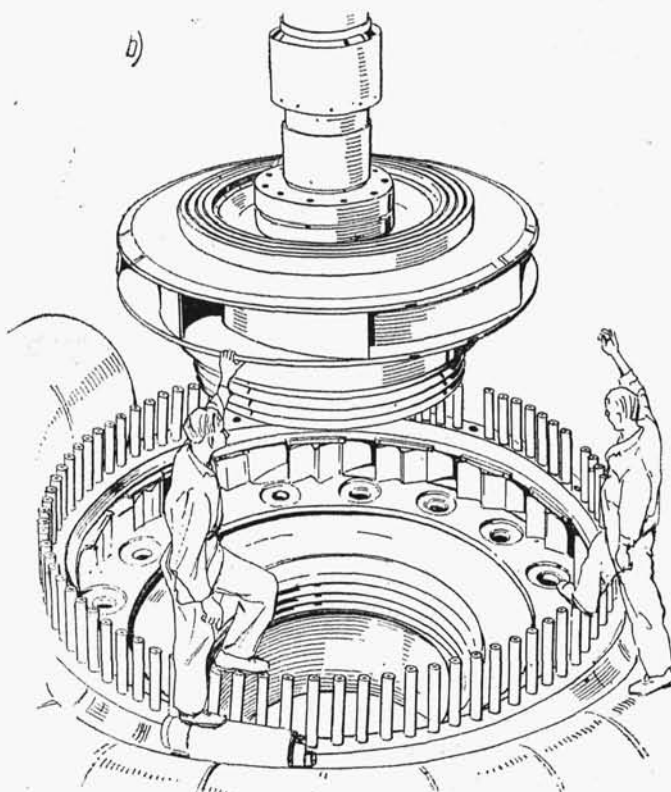
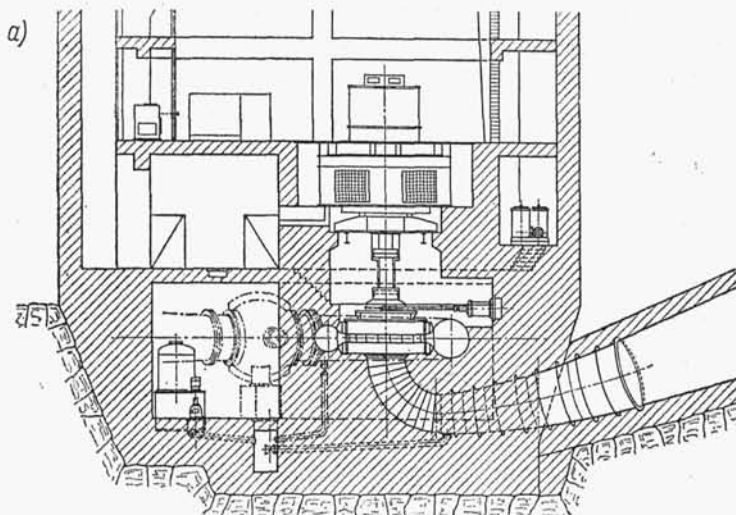
— *Pompoturbiny diagonalne* (odpowiadające pompie diagonalnej lub szybkobieżnej turbinie Francisa) do większych natężeń przepływu przy wysokości podno-



Rys. 20.32. Charakterystyka pracy pompowej pompoturbiny typu HP85d z rys. 20.31; linia ciągła oznacza wykres sporządzony na podstawie badań odbiorczych, linia przerywana — wykres otrzymany z przeliczenia wyników badań pompoturbiny modelowej

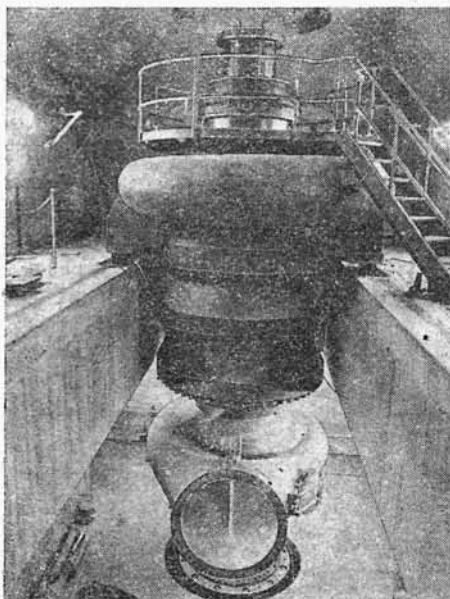


Rys. 20.33. Pompoturbina o osi pionowej firmy I. M. Voith (Austria): a) układ zespołu, b) przekrój pompoturbiny; praca pompowa: $Q = 0,89 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 85 \text{ m}$, $P = 850 \text{ kW}$, $n = 750 \text{ obr/min}$; praca turbinowa: $Q = 1,05 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 84 \text{ m}$, $P = 750 \text{ kW}$, $n = 750 \text{ obr/min}$



Rys. 20.34. Siłownia pompowo-zasobnikowa Roenkhausen z pompoturbiną dużej mocy firmy Escher-Wyss (Szwajcaria): a) układ zespołu, b) przekrój pompoturbiny; praca pompowa: $H=257,4$ m, $P=60\,000$ kW, $n=500$ obr/min; praca turbinowa: $H=272,6$ m, $P=72\,500$ kW, $n=500$ obr/min

szenia (spadu) nie przekraczającej $H = 100$ m. Maszyny te są jednostopniowe, przy większych wysokościach — dwustopniowe (rys. 20.35). Pompoturbiny takie mają bardzo skuteczną regulację parametrów pracy za pomocą zmiany kątów łopatek wirnika i kierownicy. Najbardziej znana jest *pompoturbina Deriaza*, przedstawiona na rys. 20.36a. Charakterystyczny kształt łopatek wirnika tej pompoturbiny, widoczny na rys. 20.36b powoduje — przy ich zupełnym zamknięciu — minimalny opór w czasie biegu pompoturbiny luzem (dla poprawienia $\cos \varphi$ systemu elektrycznego).



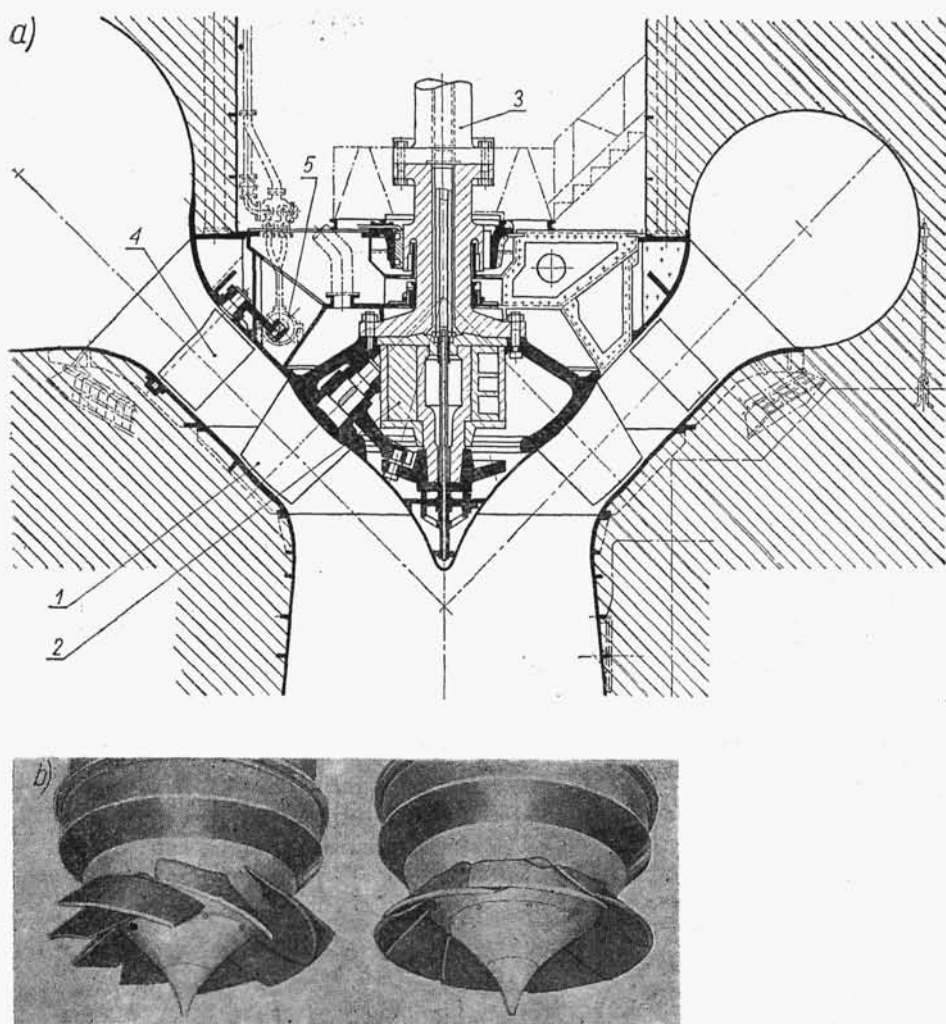
Rys. 20.35
Widok pompoturbiny dwustopniowej
promieniowej firmy Allis Chalmers (USA)

Oprócz wymienionych cech charakterystycznych dla pompoturbiny znamionuje je ponadto:

- mniejsza liczba maszyn zmniejsza wymiary zespołu, daje poważną oszczędność miejsca, zmniejsza w znacznym stopniu koszty wykonania i montażu w porównaniu z zespołem pompowo-turbinowym,
- znacznie łatwiejsza eksploatacja na skutek zmniejszonej liczby zasuw, zaworów itp.,
- ze względu na konieczność zmiany kierunku obrotów okres przechodzenia z pracy pompowej na turbinową jest znacznie dłuższy, nawet przy stosowaniu urządzeń hamujących.

Wybór zatem jednego z wymienionych zespołów w siłowni pompowo-zasobnikowej powinien być poprzedzony wnikliwą analizą założeń i warunków pracy, uwzględniającą cechy charakterystyczne każdego zespołu.

W Polsce po II wojnie światowej pracuje kilka siłowni pompowo-szczytowych, m.in. w Dychowie, Tresnej oraz w Żarnowcu.



Rys. 20.36. Diagonalna pompoturbina Deriaza firmy The English Electric Co (Wielka Brytania):
a) przekrój wzdłużny, b) wirnik z łopatkami zamkniętymi i otwartymi: 1 — łopátka wirnika,
2 — siłownik obrotowy, 3 — wał, 4 — łopatki kierownicze regulowane, 5 — siłownik łopatek
kierowniczych

20.5. Pompy do cieczy z zawiesiną ciał stałych

Występowanie w pompowanej cieczy zawiesiny ciał stałych o różnej granulacji wpływa, zwłaszcza przy większych wymiarach zanieczyszczeń, decydująco na kształt kanałów przepływowych pomp, przede wszystkim na kształt wirników i kanałów zbiorczych.

W pompach stosowanych do cieczy z zawiesiną ciał stałych należy na pierwszym miejscu postawić niezawodność ich działania (drożność kanałów, łatwa eksploatacja, łatwe czyszczenie kanałów itp.), a dopiero na drugim miejscu sprawność pompy. Istnieje kilka podstawowych rozwiązań konstrukcyjnych tych pomp.