

lopatica usijani nego kroz izbušeni plašt motora izlaze i užareni plinovi. Osim leda, termodinamički uzroci kvarova turbine mogu nastati i zbog poremećaja u uređajima koji reguliraju rad kompresora i dotok goriva.

Od mehaničkih su kvarova najopasniji za nastanak požara lom cijevi za gorivo, ulje ili hidraulički fluid i lom lopatice turbine pri normalnoj radnoj temperaturi. U višestepenim turbinama najopasniji su kvarovi prvih stupnjeva gdje je temperatura najviša.

Prevelik protok goriva kroz nepodešenu sapnicu u komori izgaranja može biti uzrok da progori izlazni konus mlaznog motora. Također, požar može nastati ako gorivo istječe kroz izlaznu sapnicu mlaznog motora. Na avionima koji lete brzinom od nekoliko maha, razliveno gorivo može se spontano zapaliti zbog aerodinamičke kompresije i zagrijavanja zraka trenjem.

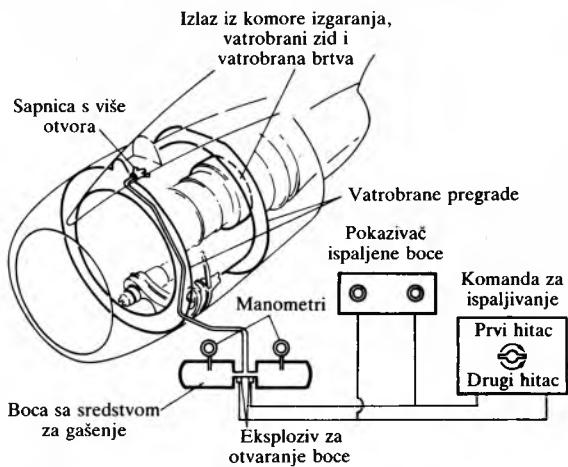
Područja požara. Na turbomlaznim i turboelisnim avionima požarom je najugroženije područje turbomotorske instalacije gdje se zajedno nalaze izvor paljenja i gorivo, ulje, hidraulička tekućina ili goriva smjesa. Prema stupnju opasnosti to je područje podijeljeno na tri dijela.

Vrući dio motora, koji obuhvaća komore izgaranja, turbinu i ispušnu cijev, najugroženiji je dio, te je od ostalih dijelova motora odvojen vatrobranim pregradama. Drugi dio je područje kompresora i pribora, tzv. *hladni dio motora*, gdje se nalaze pumpe za gorivo, ulje i hidraulički fluid, regulator dotoka goriva, elektrogenerator, elektrostarter itd. Treći dio je *cijela motorna gondola* u kojoj se nalaze instalacije za dovod goriva, ulja itd.

U požarnim se područjima provodi niz pasivnih zaštita. Sva upaljiva sredstva dovode se samo do hladnih dijelova motora i oko njih. Cijevi za dovod goriva, ulja i hidrauličkog fluida opleteni su čeličnom žicom. Svi dijelovi konstrukcije i motora međusobno su spojeni elektrovodljivim trakama da se spriječi preskakanje iskre zbog statičkog nabroja. Svi prostori motora imaju drenažne otvore da se ne bi nakupljalo proliveno gorivo.

Uređaji za otkrivanje požara. U turbomotornim avionima primjenjuju se različite metode za otkrivanje požara i povišene temperature. Radi potpunije zaštite, veliki avioni uvek imaju nekoliko različitih uređaja za otkrivanje požara, koji rade paralelno. Među takve uređaje spadaju: detektori zračenja na osnovi fotoelektriciteta, detektori brzine porasta temperature, detektori povišene temperature, detektori ugljik-monoksida, detektori dima, detektori gorive smjesa i optički detektori sa staklenim vlaknima. Najčešće se za brzo otkrivanje požara istodobno upotrebljavaju: detektori brzine porasta temperature, detektori povišene temperature i detektori zračenja.

Sredstva za gašenje požara ista su kao u avionima s klipnim motorima, a najviše se upotrebljava brommetan. Kroz mlazne motore i oko njih protjeće u jedinici vremena vrlo velika količina zraka, pa je za uspješno gašenje potrebno da se na



Sl. 9. Shema uređaja za gašenje požara na turbomlaznom motoru

mjestu požara sredstvo za gašenje naglo rasprostre. Sredstvo za gašenje, tj. inertni plin, dovodi se iz boca, smještenih uz motor, kroz cijevi do sapnica ili rupičastih cijevi u ugroženom području. Boce se otvaraju eksplozivom, a sredstvo za gašenje isteće za samo jednu do dvije sekunde.

Sistem za zaštitu od požara na višemotornim avionima. Višemotorni turbomlazni avioni imaju sistem za zaštitu od požara, koji se sastoјi od sistema za otkrivanje požara i sistema za gašenje požara. Senzori i izlazi tih podsistema nalaze se uz svaki motor, pomoćni agregat, grijač i drugi mogući izvor požara. U pilotskoj su kabini na posebnoj ploči alarmni signali, koji točno pokazuju mjesto požara ili povišene temperature, i komandni prekidači pripadnih uređaja za gašenje. Svaki motor i ugroženo mjesto ima redovno dva spremnika sa sredstvom za gašenje. Shema uređaja za gašenje požara na turbomlaznom motoru prikazana je na sl. 9.

Zbog veličine aviona i mlaznog motora povećana je opasnost od požara i kad se turbomlazni avion nalazi prizemljen na aerodromu. Radi toga su neki veliki turbomlazni avioni opremljeni posebnim centralnim sistemom za gašenje požara, koji se priključi na aerodromske spremnike sredstava za gašenje. Takav sistem omogućuje uspješnije gašenje požara na prizemljenom avionu, a nakon gašenja nije potrebno skidati prazne i ugradivati nove pune avionske spremnike sredstava za gašenje uz pojedine motore. Sistem se može aktivirati iz pilotske kabine ili na mjestu gdje je priključen dovod sredstava za gašenje iz aerodromskog spremnika. Avioni bez centralnog sistema za gašenje na tlu imaju na ugroženim mjestima vrata koja se brzo otvaraju da bi aerodromski vatrogasci mogli lako ući u prostor gdje je izbio požar.

Požar u ispušnim cijevima pri startu ili zaustavljanju mlaznog motora obično se ispuhuje i gasi pokretanjem motora pomoću startera. Kad pri startu aviona nastane požar u ispušnoj cijevi, povećanjem snage motora povećani protok zraka obično ugasi požar. Ako požar u ispušnoj cijevi potraje duže, tad se direktno u ispušnu cijev ubacuje sredstvo za gašenje. Za vrijeme dok motor radi takvo gašenje ugljik-dioksidom ili drugim sredstvima koja se pri širenju veoma hlađe može izazvati stezanje kućišta turbine, a time i lom turbinskih lopatica.

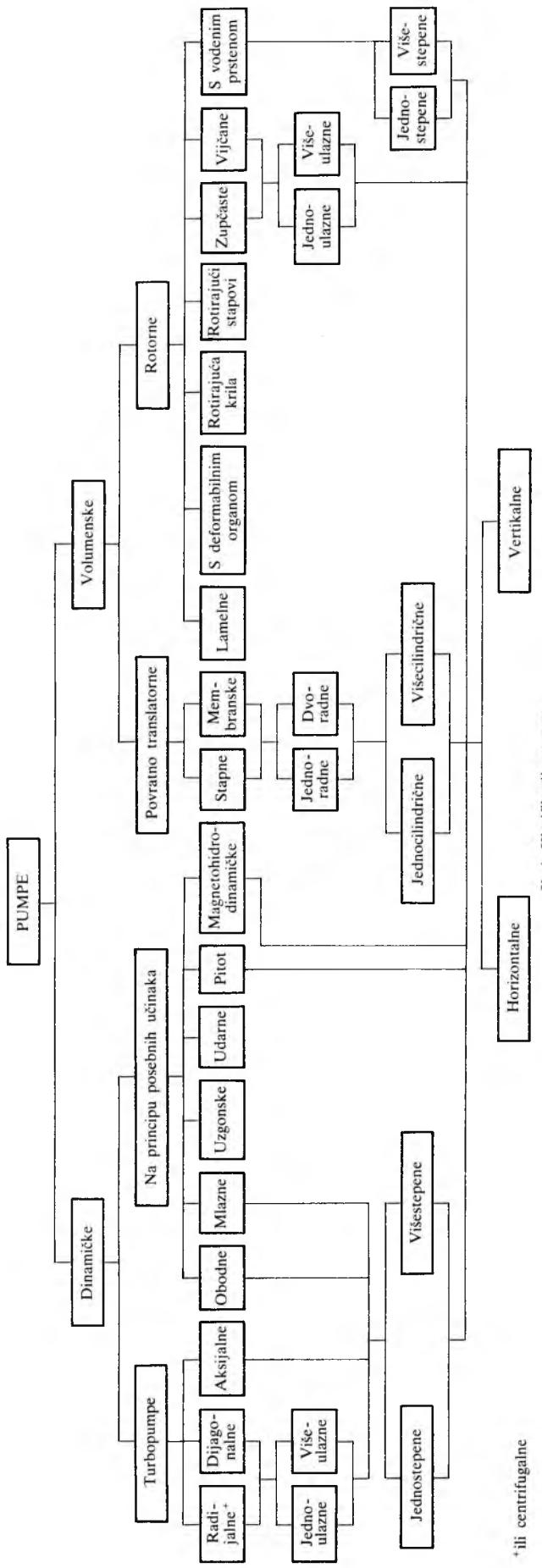
S. Bernfest

PUMPE (sisaljke, crpke), strojevi pomoću kojih se fluid, obično kapljevinu, transportira, dobavlja na višu razinu ili područje višeg tlaka. U širem smislu mogu se među pumpe uvrstiti i neki uređaji, poznati pod drugim nazivima, koji ne zadovoljavaju navedenu definiciju za pumpu, jer ne rade s kapljevinama (npr. mlazne pumpe – injektori, ejektori), a neki nisu strojevi (npr. udarna pumpa – hidraulički ovan). Danas se pumpe upotrebljavaju za različite namjene, pa su od svih strojeva po brojnosti na drugom mjestu, odmah iza elektromotora.

Pumpe se mogu klasificirati prema više različitim kriterijima, a najčešća je klasifikacija prema principu na kojem se rad pumpe pretvara u energiju kapljevine. Takvom klasifikacijom pumpe se razvrstavaju u dvije velike grupe: *dinamičke pumpe* i *volumenske pumpe*. U dinamičkim se pumpama kapljevinu prenose djelovanjem sile koje na njih djeluju u prostoru što je neprekidno povezan s usisnim i tlačnim cjevovodima pumpe. U volumenskim se pumpama kapljevinu prenose pomoću periodičkih promjena volumena prostora što ga zauzima kapljevinu, a koji se povremeno i naizmjenično povezuje s usisnim i tlačnim cjevovodima pumpe. Unutar tih dviju grupa postoje pojedini tipovi pumpa prema specifičnom principu rada i općem mehaničkom ustrojstvu (sl. 1).

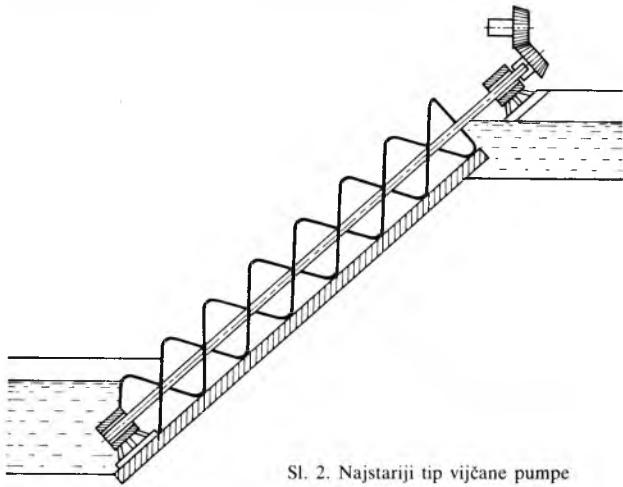
Nije poznato gdje su i kada nastale najstarije naprave za dobavu vode s niže na višu razinu: *kolo s kablicama i kablični vijenac* (kablice ovještene o beskonačno uže), koje se i danas još ponegde upotrebljavaju. Prema nekim

PUMPE

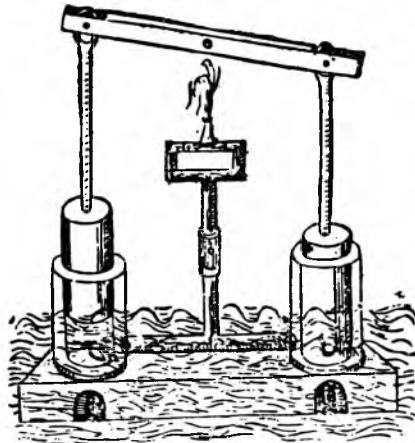


Sl. 1. Klasifikacija pumpa

podacima u Kairu se oko ←1700. pomoću kabličnog vijenca vadila pitka voda iz bunara dubokog 91 m. Prva primitivna *vijčana pumpa* nastala je oko ←1000. god., a sastojala se od rotirajućeg Arhimedova vijka smještenog u valjkastom koritu (sl. 2) ili u zatvorenoj cijevi. Ta je pumpa mogla ravnomjerno i neprekidno dobavljati vodu na visinu 2–5 m. Na prijelazu iz trećeg u četvrtog st. izumio je Ctesibius iz Aleksandrije *dvocilindarsku stupnu pumpu* koja je služila za gašenje požara (sl. 3). Tako su se potkraj starog vijeka, osim elevatora vode (tj. kola s kablama i kabličnog vijenca), već upotrebljavale vijčane i stupne pumpe, da bi zatim kroz čitav srednji vijek razvoj pumpa potpuno stagnirao i nastavio se tek za vrijeme renesanse.



Sl. 2. Najstariji tip vijčane pumpe



Sl. 3. Ctesibiusova požarna stupna pumpa

U djelu *Del moto e misura dell'acqua* Leonardo da Vinci (1452–1519) predlaže pumpu na principu centrifugalne sile i daje prilog teoriji djelovanja stupne pumpe, Galileo Galilei (1564–1642) pokušava objasniti zašto stupna pumpa ne može usisati vodu s dubine veće od 18 kubit (8,2 m), a Ramelli konstruira 1588. preteču današnjih rotornih lamelnih pumpa. Tokom XVI. i XVII. st. razvijeni su u zapadnoj Evropi i složeni pumpni uredaji za odvodnjavanje dubokih rudničkih jama i opskrbu gradova vodom. Jedno od najpoznatijih pumpnih postrojenja tog vremena izgrađeno je 1682. u Francuskoj pod nadzorom Arnolda de Villea. To golemo postrojenje, nazvano čudom Marlyja, imalo je 14 vodeničkih kotača promjera 12 m, koji su pogonili 221 pumpu, a crpolo je vodu iz rijeke Seine i, svladavajući visinski razliku od 162 m, opskrbljivalo vodom kraljevski dvorac Versailles i gradić Marly-le-Roi.

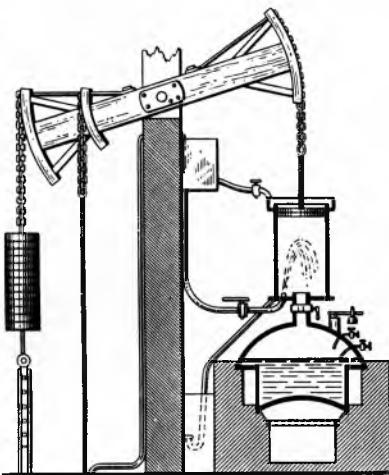
Pumpe i pumpna postrojenja brže se razvijaju u XVIII. st., kad se za pogon pumpa počela iskoristivati energija vodene pare. Prvu parnu pumpu patentirao je u Engleskoj 1698. Thomas Savery (1650–1715). U radnoj se posudi kondenzirala vodena para, pa se stvorio podtlak i u posudu usisala voda, da bi se zatim dovela svježa para koja je potisnula vodu iz radne posude u tlačni vod. Saveryjeva pumpa služila je za odvodnjavanje rudničkih jama, ali je radila vrlo neekonomično. To je 1711. navelo Th. Newcomenu (1663–1729) da radnu posudu zamjeni cilindrom sa staponom što ga je pokretala para, a stupajice parnog i pumpnog stapa spoji ozibnom polugom (sl. 4), te tako osjetno smanji potrošak goriva u parnom kotlu. Na mijenjajući princip rada i konstrukcijsku osnovu Newcomenove pumpe, engleski inženjer J. Smeaton (1742–1792) poboljšao je 1772. njene pojedine elemente, pa su se sve do sredine XIX. st. u Engleskoj, Francuskoj i Njemačkoj takve pumpe upotrebljavale za rudnička pumpna postrojenja i za opskrbu gradova pitkom vodom.

Amerikanac H. R. Worthington (1817–1880) patentirao je 1849. parnu stupnu pumpu bez ozibne poluge (izravno spojena pumpa), a 1859. parnu stupnu duplike-pumpu. Time je zapravo završen razvoj osnovne konstrukcije stupnih pumpa, a kasniji patenti i usavršavanja njihovih konstrukcijskih elemenata i sklopova proizvodili su iz primjene novih konstrukcijskih materijala, novih pogonskih motora (motori s unutrašnjim izgaranjem, elektromotori, pneumatski i hidromotori) i novih područja namjene. U XX. st. ostali su tipovi

PUMPE

pumpa, u prvom redu turbopumpe, potisnuli stapne pumpe, pa se danas stapne pumpe upotrebljavaju samo ograničeno, i to za vrlo male dobave ili vrlo visoke tlakove (ili oboje).

Pod *turbopumpama* se razumijevaju sve pumpe koje dodaju fluidu energiju po Eulerovim zakonima za turbostrojeve. Uvriježeni naziv za tu vrstu pumpa *centrifugalne* potpuno je neadekvatan, jer u aksijalnim izvedbama ne djeluju nikakve centrifugale sile. Naziv *centrifugalna pumpa* primjenjiv je samo za radikalne izvedbe.



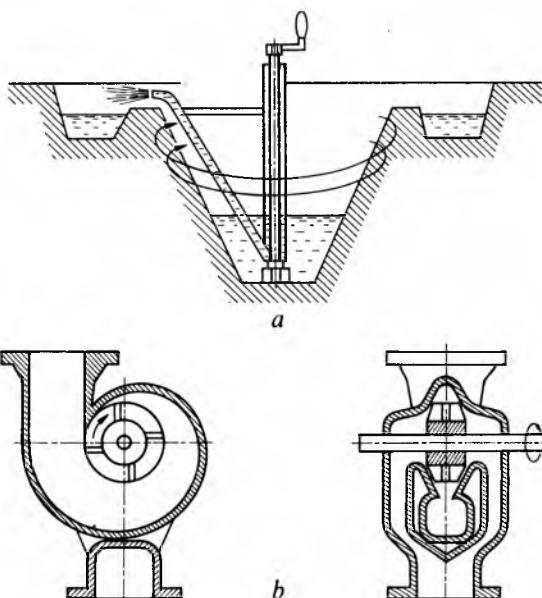
Sl. 4. Newcomenova parna stapna pumpa (1711)

Prvu, vrlo primitivnu i za praktične svrhe malo upotrebljivu pumpu na centrifugalnom principu napravio je 1732. Le Demour (sl. 5a), a prva centrifugalna pumpa, u osnovi jednaka današnjim radikalnim centrifugalnim pumpama, bila je tzv. Massachussets-pumpa, izgradena 1818. god. u Bostonu (sl. 5b). Ta je pumpa imala rotor s ravnim lopaticama, ali su već 1839. konstruirani djeletovniji rotori sa zakrivljenim lopaticama. Višestepena centrifugalna pumpa patentirana je 1851. Sve do izuma elektromotora turbopumpe su imale pogon parnim strojem i zato malu brzinu vrtanje, što je ograničavalo njihovu djelotvornost i dobavu. Do preokreta dolazi potkraj XIX. st. kad se uvođi elektromotorni pogon koji omogućuje velike brzine vrtanje turbopumpa, pa one ubrzo zamjenjuju stapne pumpe ne samo u velikim pumpnim postrojenjima nego i na različitim drugim područjima primjene.

Brzi razvoj tehnike u XX. st. donosi nove namjene i specifične zahtjeve i za pumpe, pa osim brzog razvoja turbopumpa nastaju i nove vrste pumpa, kao što su mlazne, uzgonske, udarne, zupčaste, elektromagnetske itd.

Osnovni pojmovi i definicije

Svaka pumpa u principu radi u sklopu nekog pumpnog postrojenja (sl. 6); kapljevinu se usisava iz ulaznog spremnika, prolazi kroz usisni cjevovod i ulazi u pumpu, pumpa povećava

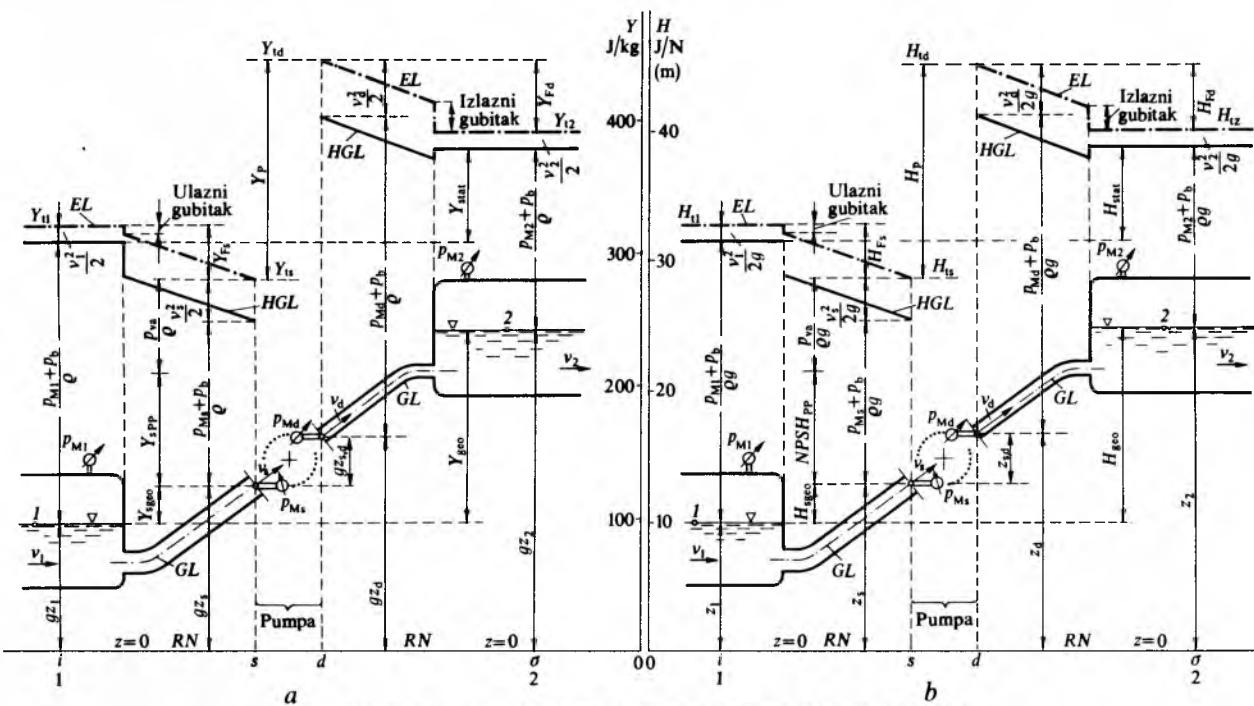


Sl. 5. Prve centrifugalne pumpe. a Le Demourov pumpa, b Massachussets-pumpa

ukupnu mehaničku energiju kapljeline koja odlazi iz pumpe u tlačni cjevovod i prolazeći kroz izlazni spremnik napušta pumpno postrojenje. Promjenu specifične energije kapljeline pri prolazu kroz pumpno postrojenje opisuje modificirana Bernoullijsva jednadžba (v. *Mehanika fluida*, TE8, str. 67), koja za prolaz kapljeline od ulaza (točka 1) do izlaza iz postrojenja (točka 2) glasi (sl. 6a)

$$\frac{p_{M1} + p_b}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + g z_1 + Y_p = \frac{p_{M2} + p_b}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + g z_2 + Y_F, \quad (1)$$

gdje je p_M manometarski tlak (razlika apsolutnog tlaka p i barometarskog tlaka p_b ; $p_M = p - p_b$), ρ gustoća kapljeline, g ubrzanje sile teže, v brzina strujanja kapljeline, z geodetska visina, Y_p specifična energija dobave pumpe, Y_F zbroj specifičnih energija svih gubitaka, tj. gubitaka zbog strujanja fluida kroz cjevni sustav od ulaza u postrojenje (točka 1) do ulaza u pumpu, te od izlaza iz pumpe do izlaza iz postrojenja (točka 2).



Sl. 6. Specifične energije (a) i visine (b) pumpnog postrojenja (prema DIN 24260)

Specifična energija dobave pumpe Y_p jest povećanje specifične energije kapljivine pri prolazu kroz pumpu, koje je jednako razlici specifične ukupne mehaničke energije na izlazu iz pumpe (Y_{td}) i na ulazu (Y_{ts}) u nju:

$$Y_p = Y_{td} - Y_{ts} = \left(\frac{p_{M_d} + p_b}{\rho_d} + \frac{v_d^2}{2} + g z_d \right) - \left(\frac{p_{M_s} + p_b}{\rho_s} + \frac{v_s^2}{2} + g z_s \right). \quad (2)$$

Budući da se kapljivina smatra nestlačivom, vrijedi da je $\rho_d = \rho_s = \rho$. Svaki član u izrazu (1) predstavlja specifičnu energiju Y , tj. energiju po jedinici mase kapljivine ili snagu po jedinici masenog protoka, s dimenzijama (v. *Dimenzijska analiza*, TE3, str. 340)

$$[Y] = \frac{[W]}{[m]} = \frac{MLT^{-2}L}{M} = \frac{[P]}{[m]} = \frac{MLT^{-2}LT^{-1}}{MT^{-1}} = L^2T^{-2}, \quad (3a)$$

i u SI jedinicama

$$[Y]_{SI} = J/kg = W/(kg/s) = m^2/s^2. \quad (3b)$$

Modificirana Bernoullijeva jednadžba od točke I do točke 2 (sl. 6b) izražena visinama ima oblik

$$\frac{p_{M_1} + p_b}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + H_p = \frac{p_{M_2} + p_b}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + H_F, \quad (4)$$

gdje su H_p visina dobave pumpe, a H_F visina gubitaka:

$$H_p = \frac{Y_p}{g}; \quad H_F = \frac{Y_F}{g}. \quad (5)$$

Svaki član u jednadžbi (4) predstavlja visinu energije H , tj. energiju po jedinici težine kapljivine ili snagu po jedinici težinskog protoka, s dimenzijama

$$[H] = \frac{[W]}{[G]} = \frac{MLT^{-2}L}{MLT^{-2}} = \frac{[P]}{[G]} = \frac{MLT^{-2}LT^{-1}}{MLT^{-2}T^{-1}} = L, \quad (6)$$

i u SI jedinicama

$$[H]_{SI} = J/N = W/(N/s) = m. \quad (7)$$

Osim simbola Y za specifičnu energiju i H za visinu energije, kako to preporučuju npr. standardi ISO, BS i DIN, primjenjuju se i simboli e i h prema preporuci standarda IEC.

Svaka pumpa ima, u principu, neku svoju karakteristiku, tj. specifičnu energiju Y_p kao funkciju protoka Q :

$$Y_p = Y_p(Q), \quad (8)$$

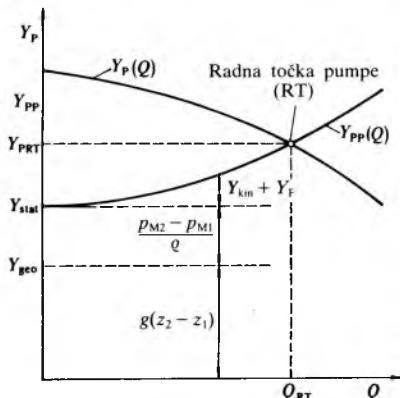
a i svako pumpno postrojenje ima takvu svoju karakteristiku zahtijevane specifične energije Y_{pp} kao funkciju istog protoka Q kojim kapljivina protjeće kroz pumpno postrojenje:

$$Y_{pp} = Y_{pp}(Q) = Y_{stat} + Y_{kin}(Q) + Y_F(Q). \quad (9)$$

Ovdje su članovi desne strane (sl. 6a):

$$Y_{stat} = Y_{geo} + \frac{p_{M_2} - p_{M_1}}{\rho} = g(z_2 - z_1) + \frac{p_{M_2} - p_{M_1}}{\rho}, \quad (10)$$

$$Y_{kin}(Q) = \frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2} = \frac{Q^2}{2} \left(\frac{1}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2} \right), \quad (11)$$



Sl. 7. Radna točka pumpe

gdje su A površine poprečnog presjeka cjevovoda, a $Y_F(Q)$ gubici strujanja koji se sastoje od trenja i lokalnih gubitaka.

Presjecište funkcija $Y_p(Q)$ i $Y_{pp}(Q)$ predstavlja *radnu točku* pumpe u pumpnom postrojenju u kojem je ona ugradena (sl. 7).

Za trajni rad pumpe potrebno je na usisnoj strani osigurati određenu specifičnu energiju koja će održavati radni fluid u kapljivoj fazi i spriječiti štetni utjecaj kavitacije na radnu karakteristiku pumpe i na njene mehaničke dijelove. U tu je svrhu definirana neto-pozitivna specifična usisna energija Y_s , i to za pumpno postrojenje Y_{spp} i za pumpu Y_{sp} .

Neto-pozitivna specifična usisna energija pumpnog postrojenja Y_{spp} (sl. 6a) zbroj je specifične energije apsolutnog tlaka $(p_{M_s} + p_b)/\rho$ i specifične kinetičke energije $v_s^2/2$ na najvišem mjestu (ili u sredini) poprečnog presjeka na ulazu u pumpu, umanjen za specifičnu energiju (apsolutnog) tlaka isparivanja kapljivine p_{va}/ρ , pa je

$$Y_{spp} = g(NPSH)_{pp} = \frac{p_{M_s} + p_b - p_{va}}{\rho} + \frac{v_s^2}{2} = \frac{p_{M_1} + p_b - p_{va}}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} - g(z_s - z_1) - Y_F, \quad (12)$$

gdje je $NPSH$ (Net Positive Suction Head) neto-pozitivna usisna visina, a Y_F gubici strujanja u usisnom vodu. Veličine Y_{spp} i $NPSH_{pp}$ ucrtane su na sl. 6. U daljem tekstu umjesto $NPSH$ upotrebljavat će se simbol H_s .

Neto-pozitivna specifična usisna energija pumpe najmanja je vrijednost zbroja specifične energije apsolutnog tlaka $(p_{M_s} + p_b)/\rho$ i specifične kinetičke energije $v_s^2/2$ na najvišem mjestu (ili u sredini) poprečnog presjeka na ulazu u pumpu, umanjenog za specifičnu energiju (apsolutnog) tlaka isparivanja kapljivine p_{va}/ρ , pri kojoj pumpa može trajno raditi s nominalnom brzinom vrtnje u minuti n_N uz nominalnu dobavu Q_N (ili nominalnu specifičnu energiju dobave Y_{PN}), pa je

$$Y_{sp} = g H_{sp} = \left(\frac{p_{M_s} + p_b - p_{va}}{\rho} + \frac{v_s^2}{2} \right)_{min}. \quad (13)$$

Da bi radni dijelovi pumpe (lopatice turbopumpa, stupovi volumenskih pumpa) povećavali energiju kapljivine koja kroz njih protječe, mora se na vratilo pumpe neprekidno dovoditi energija pogonskog stroja. Korisna hidraulička snaga P_Q koju pumpa prenosi kapljevinu pri protoku Q i specifičnoj energiji dobave $Y_p = g H_p$ iznosi

$$P_Q = \dot{m} Y_p = G H_p, \quad (14)$$

gdje je $\dot{m} = \rho Q$ maseni protok, $G = \rho g Q$ težinski protok, $Q = v A_T$ volumenski protok, a A_T površina poprečnog presjeka normalnog na prosječnu brzinu strujanja v .

Snaga pumpe P_s mehanička je snaga na vratilu ili spojci pumpe, koja je zbog gubitaka u radnom procesu pumpe veća od korisne snage P_Q . Djelotvornost kojom pumpa iskorišćuje primljenu energiju određuje se iskoristivošću (stupnjem djelovanja) pumpe η_p prema izrazu

$$\eta_p = \frac{P_Q}{P_s}. \quad (15)$$

Energetsku djelotvornost pumpnog agregata sastavljenog od pumpe i pogonskog stroja (elektromotora) pokazuje iskoristivost agregata η_{Ag} prema izrazu

$$\eta_{Ag} = \frac{P_Q}{P_{Ag}}, \quad (16)$$

gdje je P_{Ag} (električna) snaga dovedena pogonskom stroju.

DINAMIČKE PUMPE

Radna komora dinamičkih pumpa stalno je ispunjena kapljevinom; iz usisnog voda kapljivina neprekidno ulazi u radnu komoru i, preuzimajući energiju od radnog dijela pumpe, neprekidno napušta komoru kroz tlačni vod. Prema načinu djelovanja dinamičke se pumpe mogu razvrstati u dvije

glavne grupe: turbopumpe i pumpe na principu posebnih hidrodinamičkih učinaka.

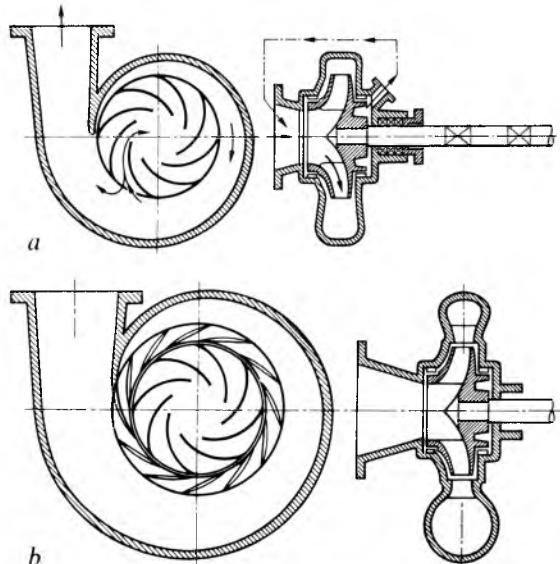
TURBOPUMPE

Turbopumpe povećavaju tlak i brzinu, odnosno samo tlak ili samo brzinu kapljeline time što pretvaraju mehanički rad rotirajućeg radnog kola (rotora) u energiju tlaka i kinetičku energiju kapljeline, iskorišćujući procese strujanja kapljeline u lopaticama radnog kola i u kanalima kućišta (statora) pumpe.

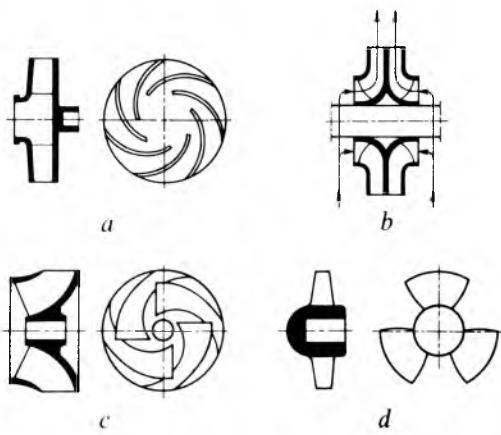
Osnovne karakteristike turbopumpa

Konstrukcijski dijelovi i tipovi turbopumpa. Svaka turbopuma ima sljedeće osnovne dijelove: *kućište* (stator) u kojem je smješteno *radno kolo s lopaticama* (rotor), *vratilo radnog kola* spojeno s pogonskim motorom, *ležaj vratila* s tlačnom brtvenicom koja sprečava da kapljelina izlazi iz kućišta pumpe, te *brtvene prstene* ili *brtvene površine* između radnog kola i kućišta koje sprečavaju da kapljelina prestrujava s visokotlačne na niskotlačnu stranu radnog kola.

Kućište pumpe ili stator vezano je na ulazni i izlazni cjevovod pumpe. Konfiguracija kanala unutar kućišta može biti takva da doprinosi promjeni tlaka i brzine strujanja kapljeline kroz pumpu. Postoje dvije osnovne izvedbe kućišta: *spiralno kućište* (sl. 8a) i *difuzorsko kućište s ugrađenim statorskim lopaticama* (sl. 8b).



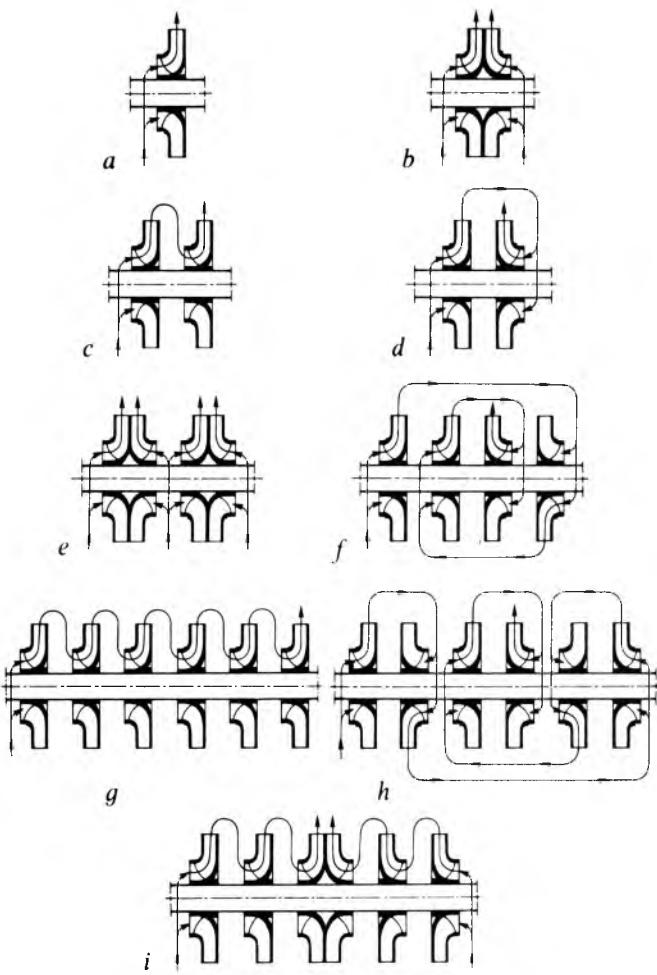
Sl. 8. Jednostepena dijagonalna pumpa. a sa spiralnim kućištem, b s difuzorskim kućištem



Sl. 9. Oblici radnog kola. a jednoulazno radijalno radno kolo, b dvoulazno radijalno radno kolo, c diagonalno radno kolo, d aksijalno radno kolo

Radno kolo s lopaticama ili rotor radni je dio turbopumpa koji svojom rotacijom povećava tlak i kinetičku energiju kapljeline. S obzirom na strujanje u rotoru, turbopumpe mogu biti *radikalne* ili *centrifugalne* (sl. 9a i b, 11a i b), *dijagonalne* (poluradijalne i poluaksijalne; sl. 9c i 11c i d) i *aksijalne* (sl. 9d, 11e).

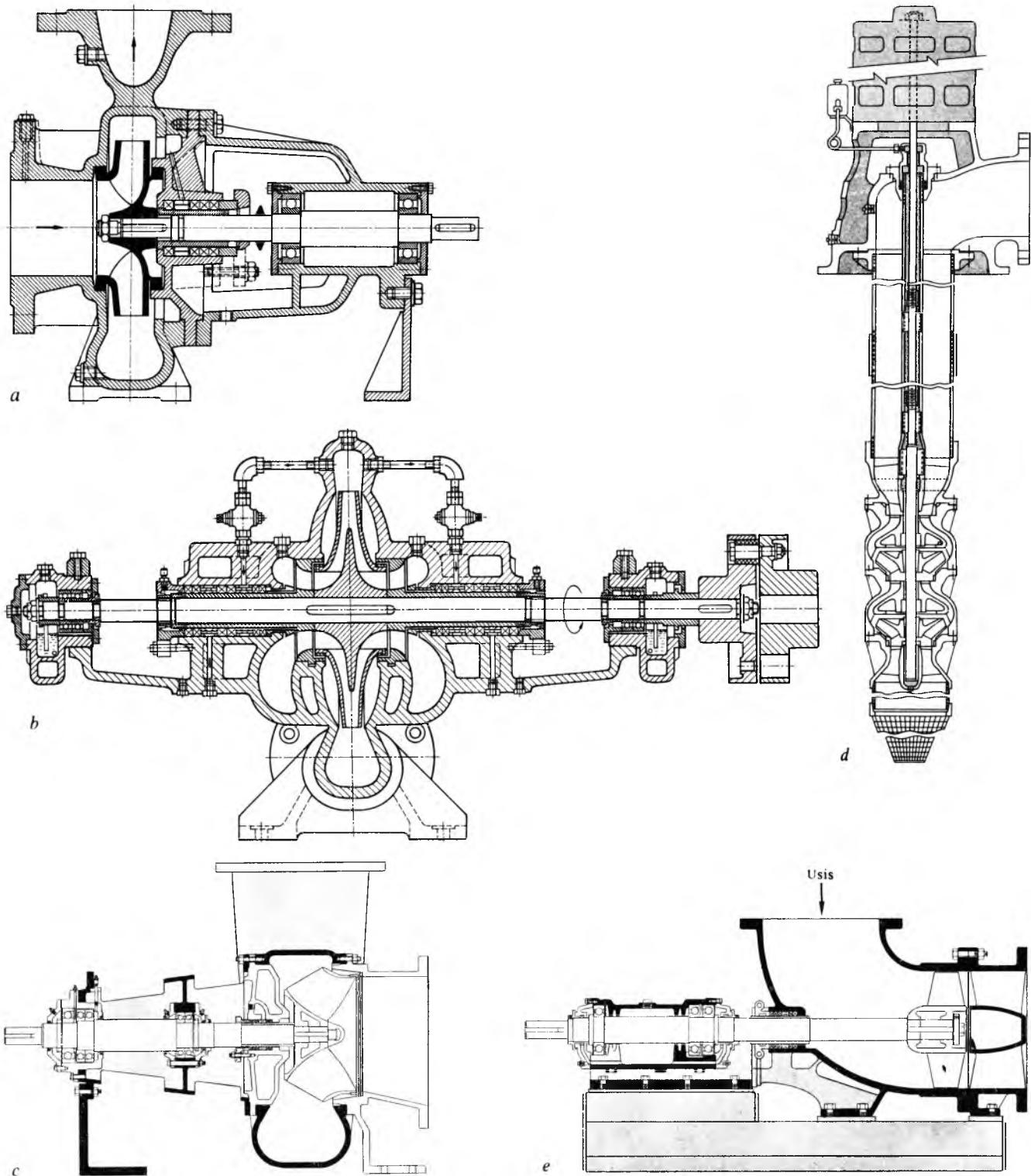
Dobavna visina *H* radnog kola je ograničena, pa se kod većih dobavnih visina kola moraju spojiti u seriju, tako da kapljelina prolazi redom iz jednog kola u sljedeće, pa se ukupni porast tlaka kapljeline ostvaruje u nekoliko stupnjeva. Prema broju stupnjeva postoje, dakle, *jednostepene* i *višestepene* turbopumpe. Kapljelina može ulaziti u pumpu kroz jedan ili više ulaza (najviše 4), pa prema broju ulaza postoje *jednoulazne* i *višeulazne* turbopumpe. Prema smjeru u kojem kapljelina prostrujava kroz stupnjeve višestepene pumpe razlikuju se *jednosmjerne*, *protusmjerne* i *poprečne* turbopumpe. Podjela turbopumpa prema broju stupnjeva, broju ulaza i načinu strujanja kapljeline kroz pumpu ilustrirana je na sl. 10 za centrifugalne pumpe, tj. pumpe radijalnog tipa.



Sl. 10. Vrste radikalnih pumpa prema broju stupnjeva, broju ulaza kapljeline u pumpu i smjeru strujanja kroz pumpu. a jednostepena, jednoulazna, jednosmjerna, b jednostepena, dvoulazna, protusmjerna, c dvostepena, jednoulazna, jednosmjerna, d dvostepena, jednoulazna, protusmjerna, e dvostepena, četveroulazna, protusmjerna, f četverostepena, jednoulazna, poprečna, g šesterostepena, jednoulazna, jednosmjerna, h šesterostepena, jednoulazna, protusmjerna, i trostepena, dvoulazna, protusmjerna

Turbopumpe mogu se klasificirati i prema smještaju radnih kola i njihovih ležaja na *pumpe s konzolnim ovješenjem radnog kola* (sl. 11a, c, e), *pumpe s radnim kolom između ležaja* (sl. 11b) i *pumpe s ležajem između radnih kola* (sl. 11d). S obzirom na položaj vratila turbopumpe mogu biti *horizontalne* (sl. 11a, b, c, e) ili *vertikalne* izvedbe (sl. 11d).

Upotreba i performanse turbopumpa. Turbopumpe se ugrađuju u pumpna postrojenja i uređaje različitih namjena, jer mogu transportirati kapljeline bez obzira na njihovu



Sl. 11. Konstrukcijske izvedbe centrifugalnih pumpa. *a* jednostepena jednoulazna horizontalna radikalna pumpa s konzolno ovješenim radnim kolom, *b* jednostepena dvoulazna horizontalna radikalna pumpa s radnim kolom između ležaja, *c* jednostepena jednoulazna horizontalna dijagonalna pumpa s konzolno ovješenim radnim kolom, *d* dvostepena jednoulazna vertikalna dijagonalna pumpa s ležajima između radnih kola, *e* jednostepena jednoulazna horizontalna aksijalna pumpa s konzolno ovješenim radnim kolom

čistoću, agresivnost, temperaturu i viskoznost, i jer se mogu konstruirati i za vrlo velike količine i visine dobave.

Radikalne pumpe imaju najšire područje primjene od tri glavnih tipa turbopumpa. Upotrebljavaju se u vodoprivrednim, vodoopskrbnim i energetskim postrojenjima, u rudarstvu, građevinarstvu, kemijskoj i procesnoj industriji, služe kao brodske pumpe za različite namjene, cirkulacijske pumpe u rashladnim uređajima i uređajima centralnog grijanja, itd. Prikladne su za dobavu svih vrsta kapljivina. Imaju kapacitet

dobave $6\cdots40000 \text{ m}^3/\text{h}$, visinu dobave $1\cdots2000 \text{ m}$ i brzinu vrtnje radnog kola $960\cdots3000 \text{ min}^{-1}$, iznimno i do 30000 min^{-1} . Obično imaju 1 do 12 stupnjeva, a mogu imati i 25 stupnjeva.

Dijagonalne pumpe služe kao rashladne pumpe u termoelektranama, cirkulacijske pumpe u uređajima centralnog grijanja, ugrađuju se u postrojenja za pročišćavanje vode itd. Imaju kapacitet dobave $25\cdots40000 \text{ m}^3/\text{h}$, visinu dobave $5\cdots40 \text{ m}$ i brzinu vrtnje radnog kola $300\cdots3000 \text{ min}^{-1}$.

PUMPE

Aksijalne pumpe služe uglavnom za velike količine, a male visine dobave, pa se upotrebljavaju u vodoprivrednim postrojenjima za odvodnjavanje i navodnjavanje, u vodoopskrbnim postrojenjima za dobavu pitke vode, za odvodnjavanje rudnika, kao rashladne pumpe u energetskim postrojenjima itd. Imaju kapacitet dobave do $40000 \text{ m}^3/\text{h}$, visinu dobave $1,5\cdots10 \text{ m}$ i brzinu radnog kola $160\cdots3000 \text{ min}^{-1}$

Pogon turbopumpa. Pogonski motor pumpe priključen je neposredno spojkom ili posredno preko reduktora na vratilo radnog kola pumpe. Snaga pogonskog motora iznosi od nekoliko desetaka kilovata za male pa do 75 MW za najveće pumpe.

Za pogon turbopumpa najviše se upotrebljavaju *izmjenični elektromotori*, i to jednofazni asinhroni ako je za pogon potrebna snaga do 1 kW , a trofazni asinhroni motori za veće snage. U posljednje se vrijeme sve više primjenjuju i *istosmjerni elektromotori* s tiristorском regulacijom, jer u pumpnom pogonu s regulacijom brzine vrtnje takvi motori imaju manje gubitke nego izmjenični elektromotori. Turbo-pumpe koje su stalno potopljene u kapljevinu (obično vodu) imaju pogon jedino elektromotorima zatvorene izvedbe koja onemogućuje prodror kapljevine u motor.

Motori s unutrašnjim izgaranjem primjenjuju se samo za pogon manjih prenosivih pumpa i srednje velikih stacionarnih pumpa na mjestima gdje ne postoji mogućnost priključka na električnu mrežu, odnosno rezervnih pumpa koje moraju biti neovisne o električnoj mreži.

Parne turbine ponekad se upotrebljavaju za pogon pumpa u energetskim postrojenjima (npr. pumpe za napajanje parnih kotlova), a rijetko i za pumpe gradskih vodovodnih uređaja.

Dimenzijska analiza rada turbopumpa

U obitelji geometrijski sličnih pumpa promjer D_2 radnog kola ovisi o protoku Q , specifičnoj energiji dobave $Y_p = gH_p$ i kutnoj brzini ω , pa je

$$D_2 = f_1(Q, Y_p, \omega). \quad (17)$$

Primjenom π -teorema (v. *Dimenzijska analiza*, TE3, str. 342) taj odnos između dimenzijskih veličina prelazi u odnos između bezdimenzijskih parametara

$$D_2 \sqrt{\frac{\omega}{Q}} = f_1 \left(\omega \sqrt{\frac{Q}{Y_p^{0.75}}} \right), \quad (18)$$

pa se zavisnost (17) može izraziti općim oblikom

$$D_2 = \sqrt{\frac{Q}{\omega}} f_1 \left(\omega \sqrt{\frac{Q}{Y_p^{0.75}}} \right). \quad (19)$$

Bezdimenzijski parametar

$$K = \omega \sqrt{\frac{Q}{Y_p^{0.75}}} \quad (20)$$

jest tipski broj turbopumpe.

Izražen brzinom vrtnje u minuti n ($30 \omega/\pi$), protokom Q (m^3/h) i visinom dobave $H_p = Y_p/g$ (m), uz standardno $g = 9,80665 \text{ m/s}^2$, tipski broj glasi

$$K = 3,1495 n \sqrt{\frac{Q}{H_p^{0.75}}} \cdot 10^{-4}. \quad (21)$$

Kutna brzina ω pogonskog stroja obično je unaprijed zadana, a poznata je i tražena specifična energija dobave Y_p za zadani protok Q , pa je tim podacima definiran tipski broj pumpe K . Promjer D_2 radnog kola, koji karakterizira veličinu pumpe, dobiva se iz izraza (19) u kojem se funkcija f_1 odredi hidrodinamičkim ispitivanjima u laboratoriju proizvodača pumpe. Proizvodač obično izrađuje nekoliko obitelji turbopumpa definiranih tipskim brojem, tako da su pumpe u istoj obitelji približno geometrijski slične, pa su profili i tipovi radnih kola određeni tipskim brojem.

Uz tipski broj K , važna je i dimenzijska značajka, tzv. *specifična brzina* ili *brzohodnost*. U Evropi se za specifičnu brzinu upotrebljava oznaka n_q koja je definirana izrazom

$$n_q = n \sqrt{\frac{Q}{H_p^{0.75}}} \quad \left(= n \sqrt{\frac{Q}{V H_p^3}} \right). \quad (22)$$

Prema fizikalnom značenju n_q je brzina vrtnje geometrijski sličnog stroja koji pri dobavi od $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ dobavlja fluid na visinu $H = 1 \text{ m}$.

U SAD upotrebljava se oznaka N_s definirana izrazom

$$N_s = n \sqrt{\frac{Q_A}{H_{PA}^{0.75}}} \quad \left(= n \sqrt{\frac{Q_A}{V H_{PA}^3}} \right), \quad (23)$$

gdje je volumenski protok Q_A izražen američkim galonima u minuti, a visina dobave H_{PA} stopama (ft). U Evropi je dugo bila, a u SSSR je i danas u upotrebi oznaka n_s definirana sa

$$n_s = 3,65 n_q. \quad (24)$$

Između tih definicija specifične brzine vrtnje i tipskog broja K vrijede međusobni odnosi:

$$N_s = 2733,016 K; n_q = 52,919 K; n_s = 193,155 K. \quad (25)$$

Iskoristivost pumpe η_p također je funkcija tipskog broja

$$\eta_p = f_2 \left(\omega \sqrt{\frac{Q}{Y_p^{0.75}}} \right). \quad (26)$$

U obitelji pumpa svaka bi pumpa trebala raditi u blizini tipskog broja za maksimalnu iskoristivost, tj. treba biti

$$K = \omega \sqrt{\frac{Q_{opt}}{Y_{P,opt}^{0.75}}}, \quad (27)$$

gdje protok Q_{opt} i specifična energija dobave $Y_{P,opt}$ definiraju točku na karakteristici $Y_p(Q)$ pumpe koja odgovara maksimalnoj iskoristivosti. Prema tome može se pisati

$$\eta_p(K) \approx \eta_{p,max}. \quad (28)$$

Za pumpe s više stupnjeva u definiciju tipskog broja ulazi specifična energija dobave jednog stupnja, a za dvoulazne pumpe ulazi protok na jedan ulaz.

Proizvođač pumpe izrađuje serije turbopumpa koje pokrivaju određeno područje tipskog broja K . Radne karakteristike takve serije turbopumpa s aksijalnim ulazom prikazane su visinom dobave H_p i protokom Q u log-log mjerilu za dvije (evropske) brzine vrtnje $n_1 = 1450 \text{ min}^{-1}$ na sl. 12a i $n_2 = 2900 \text{ min}^{-1}$ na sl. 12b. Punim kružićima označene su nominalne radne točke pumpe, a ispod krivulje pojedine pumpe navedeni su u milimetrima: promjer ulaznog cjevovoda (prva brojka), promjer izlaznog cjevovoda (druga brojka) i promjer radnog kola (treća brojka).

Prema jednadžbi

$$\lg H_p = \frac{2}{3} \lg Q + \frac{3}{4} \lg \frac{N}{K} - 4,669 \quad (29)$$

povučeni su kroz radne točke pumpe crtkani pravci konstantnih tipskih brojeva K . Radne točke na tim pravcima pripadaju pumpama koje su približno geometrijski slične i imaju isti tip radnog kola.

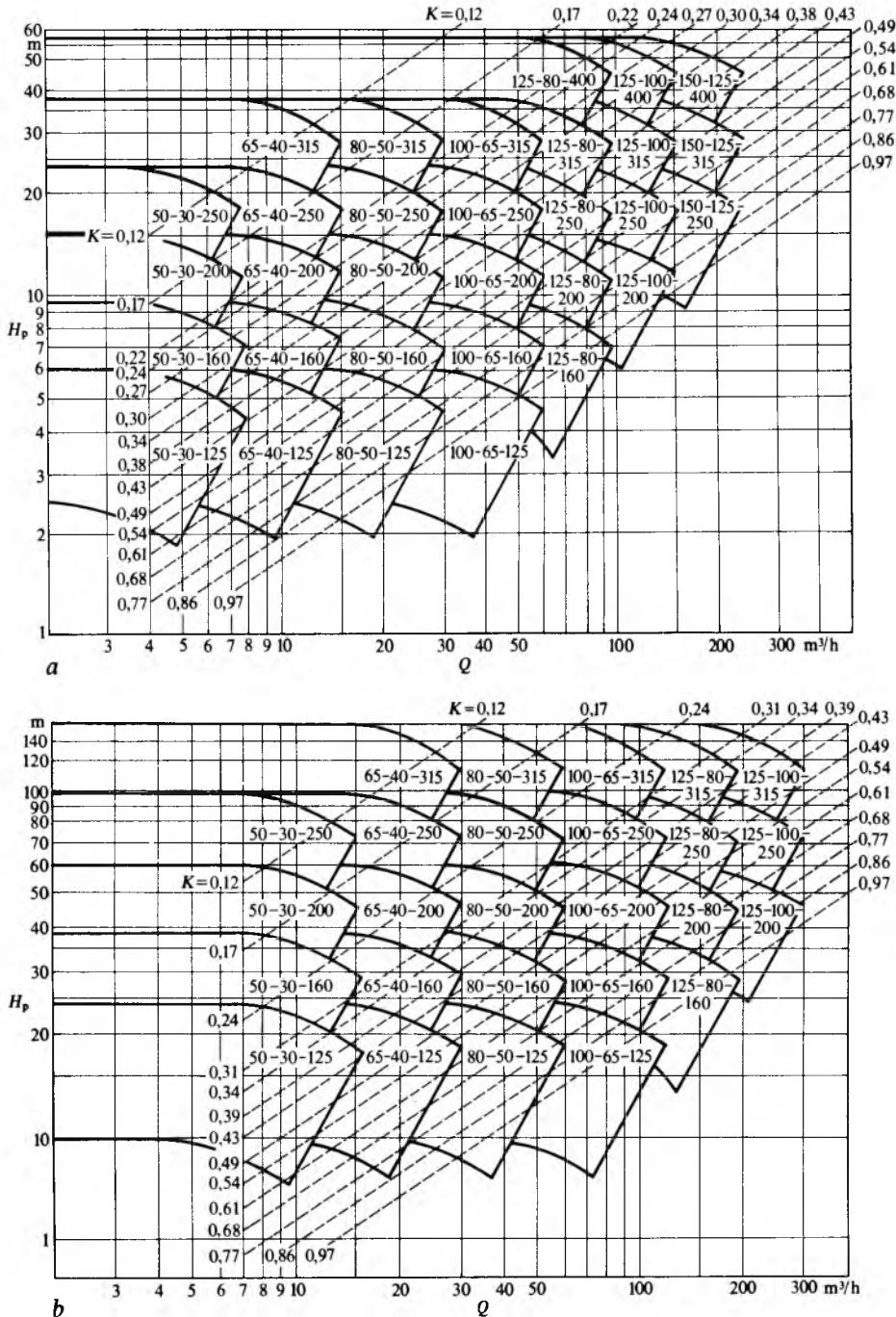
Pumpe se može vrtjeti različitim kutnim brzinama, ali pri tome zadržava isti promjer radnog kola D_2 i svoj tip. Zato i tipski broj, definiran nominalnom (optimalnom) radnom točkom, zadržava konstantnu vrijednost. Za istu vrijednost argumenta K funkcija f_1 u izrazu (18) ima istu vrijednost, pa se za dvije kutne brzine ω_1 i ω_2 ili brzine vrtnje n_1 i n_2 iz jednakosti lijevih strana izraza (18) dobiva odnos protoka Q_1 i Q_2 :

$$Q_2 = \frac{\omega_2}{\omega_1} Q_1 = \frac{n_2}{n_1} Q_1, \quad (30)$$

a iz jednakosti tipskih brojeva i primjenom izraza (30) odnos specifičnih energija dobave

$$Y_{P2} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 Y_{P1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 Y_{P1} \quad (31)$$

PUMPE



Sl. 12. Radne karakteristike serije aksijalnih pumpa. a za brzinu vrtnje $n_1 = 1450 \text{ min}^{-1}$, b za brzinu vrtnje $n_2 = 2900 \text{ min}^{-1}$; prva brojka označava promjer ulazne cijevi, druga brojka promjer izlazne cijevi, a treća promjer radnog kola

ili odnos visina dobave

$$H_{P2} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 H_{P1}. \quad (32)$$

Ako se zanemari utjecaj viskoznosti kapljivine, za bezdimenjski prikaz radnih karakteristika turbopumpa polazi se od funkcija $Y_P = F_3(\omega, D_2, Q)$ i $P_D = F_4(\varrho, \omega, D_2, Q)$, gdje je P_D snaga predana radnom kolu, tj. snaga na osovinu pumpe P_S umanjena za mehaničke gubitke u pumpi. Primjenom π -teorema te se dimenjske funkcionalne zavisnosti pretvaraju u funkcionalne odnose između bezdimenjskih parametara: koeficijenta protoka C_Q , koeficijenta specifične energije dobave C_Y i koeficijenta snage predane radnom kolu C_P koji su definirani izrazima:

$$C_Q = \frac{Q}{\omega D_2^3}, \quad (33)$$

$$C_{YP} = \frac{Y_P^2}{\omega^2 D_2^2} = f_3(C_Q), \quad (34)$$

$$C_{PD} = \frac{P_D}{\varrho \omega^3 D_2^5} = f_4(C_Q). \quad (35)$$

Iskoristivost pumpe dobiva se iz izraza

$$\eta_{PD} = \frac{P_P}{P_D} = \frac{C_Q C_{YP}}{C_{PD}} = \frac{C_Q f_3(C_Q)}{f_4(C_Q)} = f_5(C_Q), \quad (36)$$

gdje je $P_P = \dot{m} Y_P = \varrho Q Y_P$ snaga predana kapljivini, a \dot{m} maseni protok.

Funkcije $f_3(C_Q)$ i $f_4(C_Q)$ određuju se hidrodinamičkim ispitivanjem pumpe u laboratoriju, a pomoću tih funkcija određuje se funkcija $f_5(C_Q)$.

Funkcije f_3 , f_4 i f_5 funkcije su iste nezavisne varijable $C_Q = Q/(\omega D_2^3)$ i one su u bezdimenzijskom obliku, zanemarujući utjecaj viskoznosti, identičnog oblika za obitelj geometrijski sličnih pumpa. Za konstantnu vrijednost C_Q , funkcije f_3 , f_4 i f_5 imaju svaku svoju određenu vrijednost, pa se primjenom izraza (34), (35) i (36) dobivaju Y_p , P_D i η_{PD} za svaku pojedinu pumpu iz obitelji geometrijski sličnih pumpa. Prema tome, za jednu bezdimenzijsku (sličnu) radnu točku, npr. točku najbolje iskoristivosti bilo koje pumpe iz obitelji geometrijski sličnih pumpa, definiranu konstantnom vrijednošću koeficijenta protoka $C_Q = \text{const.} = C_1$, tj. za sve protoke određene izrazom

$$Q = C_1 \omega D_2^3, \quad (37)$$

preostale karakteristične vrijednosti jednostavno se proračunavaju pomoću izraza

$$\begin{aligned} Y_p &= C_2 \omega^2 D_2^2, \\ P_D &= C_3 \rho \omega^3 D_2^5, \\ \eta_{PD} &= \frac{C_1 C_2}{C_3} = \text{const.} = C_4, \end{aligned} \quad (38)$$

gdje su pojedine konstante

$$C_2 = f_3(C_1), \quad C_3 = f_4(C_1), \quad C_4 = f_5(C_1). \quad (39)$$

Izrazima (37) i (38) određene su karakteristike nominalnih radnih točaka pumpe, koje u logaritmičkom prikazu na sl. 12 leže na pravcima konstantnog tipskog broja K .

Tipski broj (20) kombinacija je koeficijenata C_Q i C_{YP}

$$K = \frac{\sqrt{C_Q}}{C_{YP}^{0.75}}, \quad (40)$$

a lijeva je strana izraza (18), izražena sa C_Q , jednaka

$$D_2 \sqrt[3]{\frac{\omega}{Q}} = \frac{1}{C_Q^{1/3}}. \quad (41)$$

Viskoznosć pumpane kapljeline, predstavljenom kinematičkim koeficijentom viskoznosti v , i visinom hrapavosti k stjenki međulopatičnih kanala uvode se dva dodatna bezdimenzijska parametra ili dva dodatna uvjeta hidromehaničke sličnosti. To su *Reynoldsov broj*

$$Re = \frac{\omega D_2^2}{v} \quad (42)$$

i relativna hrapavost

$$k_0 = \frac{k}{D_2}. \quad (43)$$

Uz te dodatne uvjete sličnosti funkcije f_3 , f_4 i f_5 u izrazima (34), (35) i (36) prelaze u oblik:

$$\begin{aligned} C_{YP} &= f_6(C_Q, Re, \frac{k}{D_2}), \\ C_{PD} &= f_7(C_Q, Re, \frac{k}{D_2}), \\ \eta_{PD} &= f_8(C_Q, Re, \frac{k}{D_2}). \end{aligned} \quad (44)$$

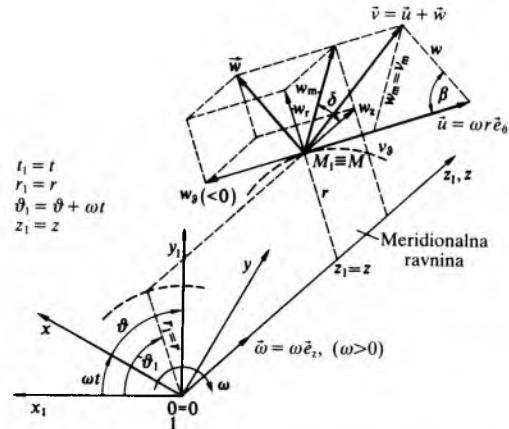
Utjecaj Reynoldsova broja na radne karakteristike pumpe pojavljuje se pri pumpanju vrlo viskoznih kapljelina, npr. gustih naftnih derivata. U principu, hidraulički gubici u međulopatičnim kanalima ponašaju se kao gubici otpora strujanja u cijevima, tako da za određenu relativnu hrapavost k/D_2 postoji granična vrijednost Reynoldsova broja Re_{gr} , iznad koje prestaje utjecaj te značajke, a ostaje samo utjecaj relativne hrapavosti. Ako se zanemari utjecaj relativne hrapavosti na graničnu vrijednost Reynoldsova broja, može se uzeti da je približno

$$Re_{gr} = \left(\frac{D_2^2}{v} \right)_{gr} \approx 4,0 \cdot 10^5. \quad (45)$$

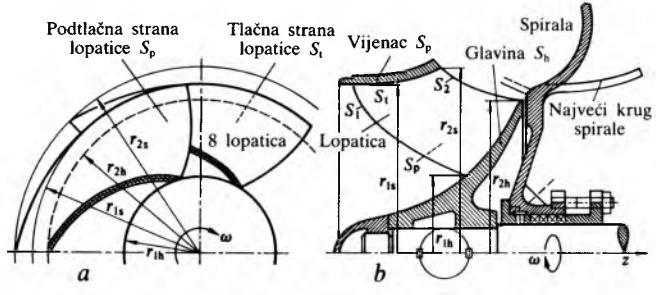
Pri manjim vrijednostima Reynoldsova broja sve se radne karakteristike pumpe mijenjaju, što se očituje u smanjenju specifične energije dobave, povećanju snage i padu iskoristivosti zbog utjecaja povećane viskoznosti.

Teorijske osnove rada turbopumpi

Osnovna jednadžba turbostrojeva. S gledišta hidrodinamičke teorije strujanje fluida kroz protočne dijelove turbopumpi vrlo je složen problem trodimenzijskog, nestacionarnog, viskoznog (gotovo redovito turbulentnog) strujanja kroz konačan broj međulopatičnih rotorskih i statorskih kanala složena geometrijskog oblika. Zbog osne simetrije rotacijskih ploha u unutrašnjosti turbopumpi i rotacije radnog kola oko te osi simetrije kutnom brzinom ω , prikladno je da se složeno strujanje unutar pumpe istražuje pomoću dva cilindarska koordinatna sustava: inercijskog (ili apsolutnog), s koordinatama r_1 , ϑ_1 , z_1 , i pomicnog, s koordinatama r , ϑ , z , koji rotira konstantnom kutnom brzinom ω oko osi z_1 . Tok je vremena u oba koordinatna sustava jednak, tj. $t_1 = t$. Pojediniti tih sustava vide se na sl. 13, a na sl. 14 prikazano je radno kolo poluaksijalne turbopumpe smješteno u te koordinatne sustave.



Sl. 13. Inercijski i pomicni cilindarski koordinatni sustavi vezani za uzdužnu os simetrije z turbopumpe



Sl. 14. Dijagonalno radno kolo poluaksijalne pumpe. a) pogled u smjeru uzdužne osi z, b) uzdužni presjek pumpe s kružnom projekcijom lopatica u meridionalnoj ravni r i z; S_1 rotacijska površina na ulazu u radno kolo, S_2 rotacijska površina na izlazu iz radnog kola, S_h rotacijska površina glavine

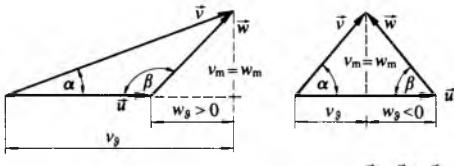
U inercijskom je sustavu apsolutna brzina strujanja fluida označena sa \bar{v} , a u pomicnom sustavu relativna brzina strujanja sa \bar{w} . Te su dvije brzine međusobno povezane kinematičkim odnosom

$$\bar{v} = \bar{u} + \bar{w}, \quad (46)$$

gdje je \bar{u} prijenosna (obodna) brzina pomicnog sustava,

$$\bar{u} = \bar{\omega} \times \bar{r} = \omega r \vec{e}_\vartheta, \quad (47)$$

i gdje je \vec{e}_ϑ jedinični vektor tangencijalan na koordinatnu liniju ϑ . Trokut brzina koji grafički prikazuje vektorski zbroj prema izrazu (46) vidi se na sl. 15, gdje indeks ϑ označuje

Sl. 15. Trokuti brzina vektorskog zbroja $\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}$

komponentu brzine na koordinati ϑ , a indeks m komponentu brzine u meridionalnoj ravnini.

Ako se za analizu strujanja fluida u turbopumpi primijene jednadžba momenta količine gibanja (v. *Mehanika fluida*, TE 8, str. 122) i Reynoldsov transportni teorem (v. *Mehanika fluida*, TE 8, str. 119), može se izvesti sljedeći izraz za *moment radnog kola*

$$M_{RK} = \int_S r v_\theta dm - \int_S r v_\theta dm = \dot{m} [(\bar{r} v_\theta)_{S_2} - (\bar{r} v_\theta)_{S_1}], \quad (48)$$

gdje je \dot{m} maseni protok, a prosječne su vrijednosti $(\bar{r} v_\theta)_S$ po rotacijskim površinama S_1 i S_2 na ulazu i izlazu radnog kola (sl. 14b) definirane izrazima

$$(\bar{r} v_\theta)_{S_2} = \frac{\int_S r v_\theta dm}{\dot{m}}, \quad (49)$$

$$(\bar{r} v_\theta)_{S_1} = \frac{\int_S r v_\theta dm}{\dot{m}}.$$

Ako se izraz (48) pomnoži kutnom brzinom ω , dobiva se izraz za *snagu radnog kola*

$$P_{RK} = \dot{m} [(\bar{u} v_\theta)_{S_2} - (\bar{u} v_\theta)_{S_1}], \quad (50)$$

gdje su izrazi za prosječne vrijednosti $(\bar{u} v_\theta)_S$ građeni slično izrazima (49), samo što u brojniku umjesto polumjera r dolazi obodna brzina u .

Iz izraza (48) i (50) slijedi da su *specifični rad* ili *specifična snaga radnog kola*, kao rad (energija) po jedinici mase ili snaga po jedinici masenog protoka, određeni izrazom

$$Y_{RK} = \frac{P_{RK}}{\dot{m}} = \frac{M_{RK} \omega}{\dot{m}} = (\bar{u} v_\theta)_{S_2} - (\bar{u} v_\theta)_{S_1}. \quad (51)$$

Izraz (51) je *osnovna jednadžba turbostrojeva*, valjana za viskozni (realni) stlačivi i nestlačivi fluid u stacionarnom relativnom strujanju u unutrašnjosti radnog kola turbostrojeva, kako onih što predaju snagu fluidu (pumpe i kompresori), tako i onih koji oduzimaju snagu od fluida (vodne, parne i plinske turbine).

Izraz (51) predstavlja specifični rad kojim radno kolo turbopumpe tjeru fluid kroz međulopatične kanale. Kad je fluid viskozan, dio (obično veći) tog rada pretvara se u povećanje specifične energije fluida od ulaza u radno kolo do izlaza iz njega, a ostatak se potroši na pokrivanje gubitaka koji prate strujanje fluida. Kad je fluid idealan i kad struji bez gubitaka, čitav se specifični rad radnog kola, prema izrazu (51), pretvara u povećanje ukupne specifične energije fluida pri prolazu kroz radno kolo pumpe, pa tada taj izraz predstavlja *teoretsku specifičnu energiju dobave pumpe*

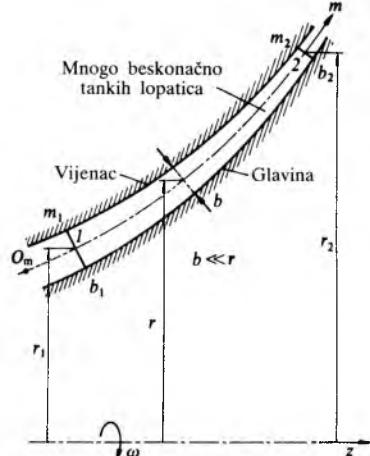
$$Y_{PT} = g H_{PT} = (\bar{u} v_\theta)_{S_2} - (\bar{u} v_\theta)_{S_1}, \quad (52)$$

gdje je H_{PT} teoretska visina dobave pumpe.

Eulerova jednadžba turbostrojeva. Za proračun prosječnih vrijednosti $(\bar{r} v_\theta)_S$ koje ulaze u izraz za moment radnog kola, odnosno prosječnih vrijednosti $(\bar{u} v_\theta)_S$ koje ulaze u izraze za snagu radnog kola P_{RK} , za specifični rad Y_{RK} i za specifičnu energiju dobave pumpe Y_{PT} treba poznavati razdiobu gustoće fluida ρ , komponente brzine v_θ i normalne komponente brzine v_n . Zadatak se veoma pojednostavljuje, ali i udaljuje od realnosti, ako se pretpostavi jednodimenzionalno strujanje idealnog fluida u elementarnoj strujnoj cijevi koja rotira. U takvu se strujanje zanemaruju male promjene komponenata

v_θ i v_n apsolutne brzine i gustoće ρ u malom normalnom presjeku elementarne strujne cijevi (sl. 16), pa ostaje promjena samo tokom jedne uzdužne koordinate kroz lopatične kanale. U meridionalnoj ravnini ta je koordinata na sl. 16 označena sa m i mjeri se od ishodišta O_m . Normalna komponenta brzine v_n kroz rotacijske ulazne i izlazne površine jednaka je meridionalnoj komponenti v_m . Budući da se zanemaruje promjena komponenata v_θ i v_m po normalnom presjeku strujne cijevi, tj. po maloj širini lopatice b , i po obodu uzduž male udaljenosti od lopatice do lopatice, to znači da se pretpostavlja (beskonačno) mnogo beskonačno tankih lopatica male širine b u odnosu na polumjer r , pa izraz (48) za moment radnog kola poprima oblik

$$M_{PE} = \dot{m} (r_2 v_{2\theta} - r_1 v_{1\theta}). \quad (53)$$



Sl. 16. Rotirajuća elementarna strujna cijev u međulopatičnom kanalu pumpe

Za turbopumpu je $r_2 v_{2\theta} > r_1 v_{1\theta}$, pa je moment M_{PE} pozitivan i istog smjera kao kutna brzina ω .

Snaga potrebna za okretanje radnog kola konstantnom kutnom brzinom ω iznosi

$$P_{PE} = M_{PE} \omega = \dot{m} (u_2 v_{2\theta} - u_1 v_{1\theta}). \quad (54)$$

To je ujedno snaga koju radno kolo predaje idealnom fluidu pri prolazu kroz lopatične kanale od ulaza 1 do izlaza 2 (sl. 16).

Iz izraza (54) dobiva se *specifična energija dobave pumpe* Y_{PE} , tj. snaga predana fluidu po jedinici masenog protoka fluida ili energija po jedinici mase fluida, pa je

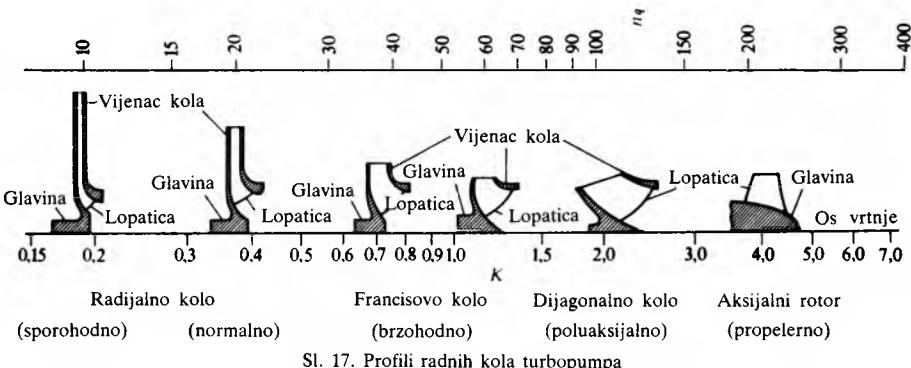
$$Y_{PE} = \frac{P_{PE}}{\dot{m}} = u_2 v_{2\theta} - u_1 v_{1\theta}, \quad (55)$$

a iz izraza (55) dobiva se visina dobave pumpe H_{PE} , tj. snaga predana fluidu po jedinici težinskog protoka fluida ili energija po jedinici težine fluida, koja iznosi

$$H_{PE} = \frac{Y_{PE}}{g} = \frac{1}{g} (u_2 v_{2\theta} - u_1 v_{1\theta}). \quad (56)$$

Izrazi (55) i (56) predstavljaju Eulerovu jednadžbu za turbostrojeve valjanu za idealni nestlačivi fluid i jednodimenzionalno strujanje kroz lopatične kanale. Pretpostavka o mnogo beskonačno tankih lopaticima, čime se ostvaruje jednodimenzionalno strujanje, znači da lopatice savršeno vode fluid, tako da je kut β relativne brzine w (sl. 15) na ulazu i izlazu jednak kutovima lopatica na tim mjestima.

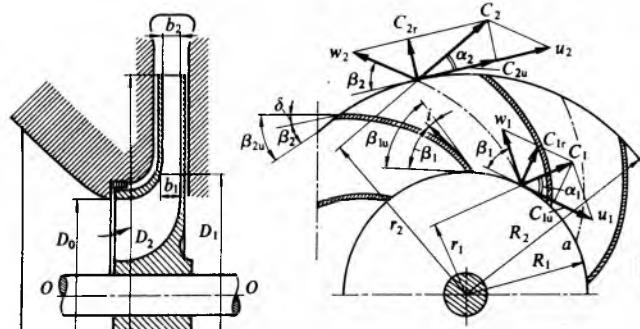
Izrazi (53) do (56) valjani su za radialni, dijagonalni i aksijalni profil radnog kola, dakle za sve turbopumpe (sl. 17). Takvi oblici lopatica pokrivaju čitavo područje primjene turbopumpa određeno širokim rasponom odnosa protoka, specifične energije dobave i brzine vrtnje pri optimalnoj iskoristivosti. Taj je odnos definiran tipskim brojem K ili specifičnom brzinom vrtnje n_g , i on klasificira radna kola s obzirom na njihovu geometrijsku sličnost. U zavisnosti od tipskog broja ili specifične brzine vrtnje postoje kontinuirana



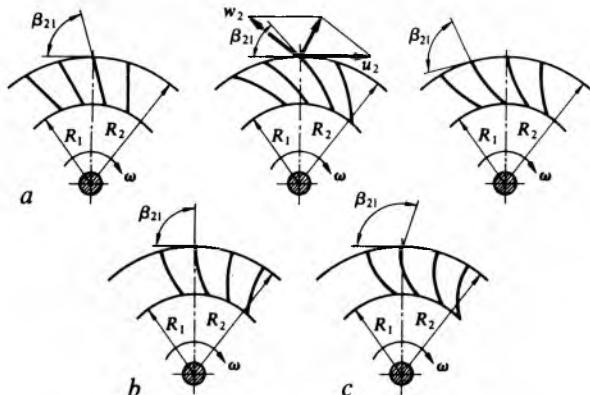
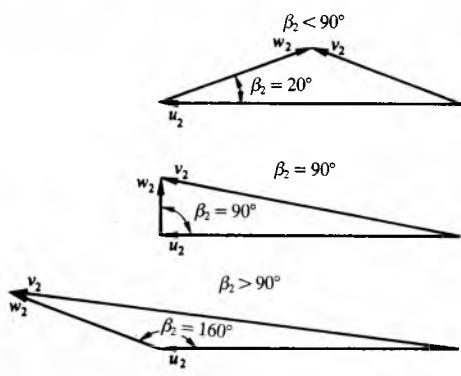
Sl. 17. Profili radnih kola turbopumpa

promjena oblika radnog kola od radijalnog, koje specifičnu energiju dobave razvija uglavnom djelovanjem centrifugalne sile, do aksijalnog, koje specifičnu energiju dobave razvija djelovanjem hidrodinamičkog uzgona lopatica na fluid.

Teorijske karakteristike turbopumpa. Primjenom Eulerove jednadžbe za turbostrojeve (55) mogu se proračunati teorijske karakteristike turbopumpa $Y_{PE}(Q)$ i $P_{PE}(Q)$ za različite geometrijske parametre radnog kola i lopatica.



Sl. 18. Presjek radijalnog radnog kola i paralelogrami brzina na ulazu u kolo i izlazu iz kola

Sl. 19. Tipovi radijalnih radnih kola. a lopatice zakrenute unatrag, $\beta_{21} < 90^\circ$, b izlazni kut lopatice $\beta_{21} = 90^\circ$, c lopatice zakrenute naprijed, $\beta_{21} > 90^\circ$ Sl. 20. Izlazni trokuti brzina za $\beta_2 \leq 90^\circ$

Radijalno radno kolo. Shema radijalnog radnog kola turbopumpe vidi se na sl. 18, tipovi radnih kola s obzirom na položaj lopatica i njihov izlazni kut β_2 prikazani su na sl. 19, a izlazni trokuti brzina za tri različite vrijednosti izlaznog kuta β_2 prikazani su na sl. 20.

Ako je apsolutna brzina na ulazu u kolo radijalna, tj. $\alpha_1 = 90^\circ$ (sl. 15), tada je $v_{1\theta} = 0$, pa Eulerova jednadžba (55) prelazi u oblik

$$Y_{PE} = u_2 v_{2\theta}, \quad (57)$$

gdje je

$$u_2 = \omega r_2 = \frac{1}{2} \omega D_2. \quad (58)$$

Za radijalno je kolo $v_{2m} = v_{2r}$, pa se iz trokuta brzina (sl. 20) dobiva

$$v_{2\theta} = u_2 - \frac{v_{2m}}{\tan \beta_2} = \omega r_2 - \frac{Q}{2\pi r_2 b_2 \tan \beta_2}, \quad (59)$$

što uvršteno u izraz (57) daje specifičnu energiju dobave

$$Y_{PE} = u_2^2 - \frac{u_2 Q}{2\pi r_2 b_2 \tan \beta_2} = \frac{1}{4} \omega^2 D_2^2 - \frac{Q}{2\pi b_2 \tan \beta_2}, \quad (60)$$

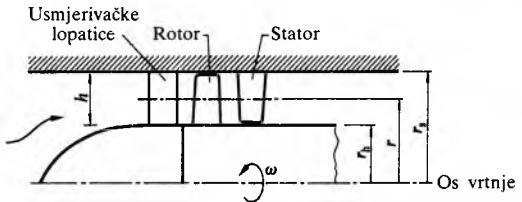
odakle slijedi da je snaga predana fluidu ili snaga potrebna za okretanje radnog kola

$$P_{PE} = \rho \left(\frac{1}{4} \omega^2 D_2^2 Q - \frac{\omega Q^2}{2\pi b_2 \tan \beta_2} \right). \quad (61)$$

Izrazi (60) i (61) prikladni su za analizu utjecaja pojedinih geometrijskih značajki radnog kola na teoretsku specifičnu energiju Y_{PE} i snagu P_{PE} potrebnu za okretanje radnog kola, koja je za idealni fluid i za mnogo beskonačno tankih lopatica jednaka snazi predanoj fluidu.

Aksijalno radno kolo. Za aksijalnu pumpu, shematski prikazanu na sl. 21, dobivaju se slični odnosi. Prvi red lopatica su *statorske* ili *usmjerivačke lopatice* i služe za pravilno usmjeravanje strujanja na lopatice radnog kola ili rotora. Te *rotorske lopatice* predaju energiju fluidu. Iza radnog kola nalazi se još jedan niz statorskih lopatica ili stator, funkcija kojeg je da iz fluida koji je prošao kroz rotor potpuno ili djelomično odstrani moment količine gibanja pretvarajući ga u povećanje statičkog tlaka. Ako je potrebno, dalje se mogu nizanizati dodatni stupnjevi, od kojih se svaki sastoji od rotora i statora.

U pojednostavnjenoj analizi rada aksijalne pumpe pretpostavlja se strujanje po cilindričnim površinama, koncentričnim s uzdužnom simetralom pumpe, i potpuno aksijalno simetrično strujanje. Ta je prepostavka ispunjena kad je visina lopatica



Sl. 21. Shematski prikaz aksijalne turbopumpe

h malena u usporedbi s polumjerom r (sl. 21), tj. kad je omjer r_h/r_s blizu jedinice, te kad bi postojalo mnogo beskonačno tankih lopatica.

Ako se aksijalna pumpa (sl. 21) presječe koaksijalnim kružnim cilindrom polumjera r i taj se presjek razvije u ravnini, dobiva se razvijeni presjek sustava lopatica (statorski i rotorski nizovi ili rešetke), što je prikazano na sl. 22, zajedno s trokutima brzina na ulazu u rotor (1) i na izlazu iz njega (2). Uza spomenute pretpostavke i strujanje bez gubitaka, Eulerova jednadžba (55) za specifičnu energiju dobave glasi

$$Y_{PE} = u(v_{2\theta} - v_{1\theta}), \quad (62)$$

gdje je

$$u_1 = u_2 = u = \omega r. \quad (63)$$

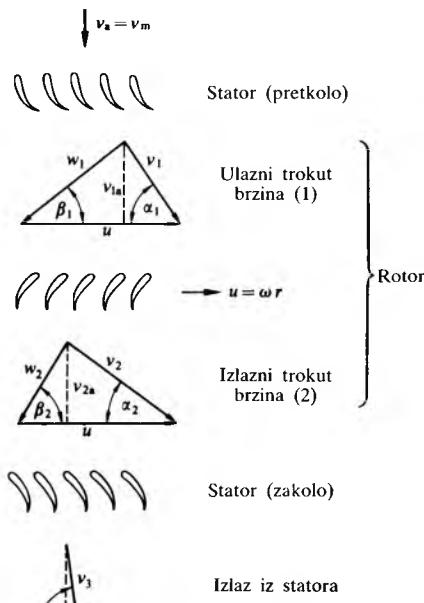
Budući da za $r_s = \text{const.}$ iz jednadžbe kontinuiteta slijedi jednakost $v_{1a} = v_{2a} = v_a = v_m$, a iz trokuta brzina dobiva se za obodnu komponentu apsolutne brzine

$$v_\theta = u - \frac{v_m}{\tan \beta} = \frac{v_m}{\tan \alpha}, \quad (64)$$

to izraz (62) prelazi u oblik

$$Y_{PE} = u^2 \left[1 - \frac{v_m}{u} \left(\frac{1}{\tan \beta_2} + \frac{1}{\tan \alpha_1} \right) \right]. \quad (65)$$

U tom su izrazu α_1 i β_2 kutovi stvarnih smjerova strujanja i ne moraju se poklapati s geometrijskim kutovima lopatica α_{11} i β_{21} . Samo kad postoji mnogo beskonačno tankih lopatica, vrijede jednakosti $\alpha_1 = \alpha_{11}$ i $\beta_2 = \beta_{21}$.



Sl. 22. Cilindrični presjek statorskih i rotorskih lopatica aksijalne pumpe razvijen u ravnini i trokuti brzina na ulazu u rotor i izlazu iz rotora

Uz iste pretpostavke i strujanje bez gubitaka, moment M_{PE} i snaga P_{PE} potrebiti za okretanje radnog kola ujedno su moment i snaga predani fluidu i iznose

$$M_{PE} = \rho Q r (v_{2\theta} - v_{1\theta}), \quad (66)$$

$$P_{PE} = M_{PE} \omega = \rho Q u (v_{2\theta} - v_{1\theta}). \quad (67)$$

Specifična energija dobave pumpe Y_{PE} , izraz (65), može se prikazati i u bezdimenzijskom obliku

$$\Psi = 1 - \Phi \left(\frac{1}{\tan \beta_2} + \frac{1}{\tan \alpha_1} \right), \quad (68)$$

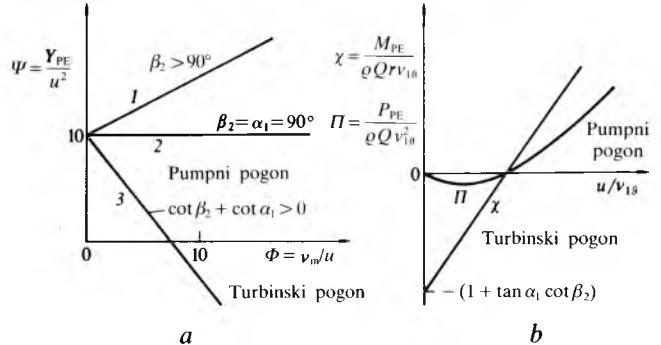
gdje je bezdimenzijska varijabla Ψ definirana kao koeficijent specifične energije dobave

$$\Psi = \frac{Y_{PE}}{u^2}, \quad (69)$$

a bezdimenzijska varijabla Φ kao koeficijent protoka

$$\Phi = \frac{v_m}{u}. \quad (70)$$

Linearni zakon $\Psi(\Phi)$ prema izrazu (68) prikazan je na sl. 23a za tri različite vrijednosti kutova β_2 i α_1 , koji su određeni izlaznim kutom rotorskih lopatica β_{21} i izlaznim kutom usmjerivačkih (statorskih) lopatica α_{11} . U pumpnom je pogonu $\Psi > 0$, a u turbinskom $\Psi < 0$.



Sl. 23. Teorijske bezdimenzijske karakteristike aksijalne pumpe

Bezdimenzijski oblik izraza (66) za moment M_{PE} glasi

$$\chi = \frac{M_{PE}}{\rho Q r v_{1\theta}} = \frac{u}{v_{1\theta}} - \left(1 + \frac{\tan \alpha_1}{\tan \beta_2} \right), \quad (71)$$

a za snagu P_{PE} , prema izrazu (67),

$$\Pi = \frac{P_{PE}}{\rho Q v_{1\theta}^2} = \frac{u}{v_{1\theta}} - \left(1 + \frac{\tan \alpha_1}{\tan \beta_2} \right). \quad (72)$$

Na sl. 23b prikazani su linearni zakon $\chi(u/v_{1\theta})$ i kvadratični zakon $\Pi(u/v_{1\theta})$. Područje pozitivnih vrijednosti χ i Π odgovara pumpnom pogonu, a područje negativnih vrijednosti turbinskom pogonu.

Osnove projektiranja turbopumpa

Dva su osnovna pristupa proračunu i projektiranju turbopumpa: empirički i teorijski. Empirički pristup obuhvaća postupke zasnovane na iskustvenim i eksperimentalnim podacima, a teorijski pristup zasniva se na primjeni hidrodinamičke teorije strujanja kapljevine kroz pumpu.

Strujanje kapljevine kroz turbopumpu veoma je složena fizikalna pojava, pa je i matematički opis te pojave vrlo složen. Zato se danas još uvijek turbopumpe najčešće projektiraju empiričkim postupcima zasnovanim na iskustvu projektanata i na bogatom fondu rezultata hidrodinamičkih ispitivanja modelnih i prototipnih pumpa, te na jednostavnim teorijskim osnovama. Postoje različiti empirički postupci projektiranja, koji daju projekte turbopumpa dobrih hidrodinamičkih karakteristika. Međutim, i najbolja empirička ostvarenja nisu objektivan i apsolutan hidrodinamički optimum.

Razvoj hidrodinamičke teorije strujanja kroz protočne dijelove turbopumpe i razvoj kompjutorskih sustava velikih kapaciteta omogućuju hidrodinamičku optimizaciju projekta pumpe. Takav teorijski postupak, podržan elektroničkim računalom, sastoji se u postavljanju objektivnog kriterija hidrodinamičke dobre projekta, npr. minimuma gubitaka uz ograničenja povezana s pojavom kavitacije i ekonomičnošću projekta, i u ostvarenju tog kriterija hidrodinamičkom analizom i oblikovanjem strujnih kanala radnog kola i statorskih dijelova. Taj se cilj najčešće ostvaruje metodom uzastopnih približenja, započinjući s jednostavnim oblikom funkcionalnih dijelova, s međusobnim usklajivanjem tih dijelova i njihovom korekcijom u svakom koraku približenja.

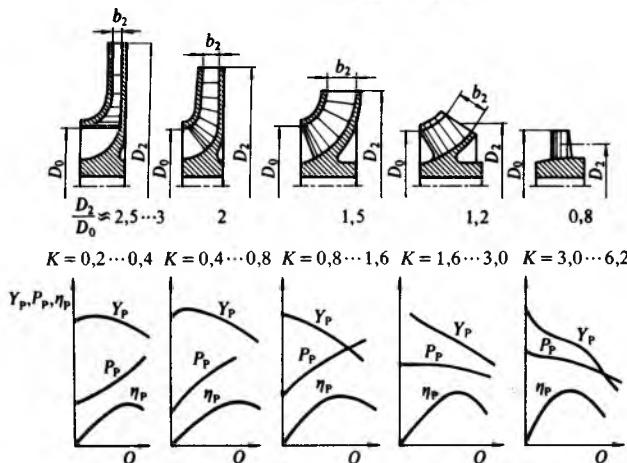
Tipski broj pumpe. Tipski broj K , definiran izrazom (20), (ili specifična brzina vrtnje ili brzohodnost n_q) bezdimenzijska je kombinacija osnovnih radnih značajki turbopumpa u točki

najveće iskoristivosti $\eta_{p,\max}$. U tipski broj ulazi nominalna kutna brzina vrtnje ω , specifična energija dobave Y_p po stupnju i protok Q po ulazu. Zbog toga tipski broj K (ili specifična brzina vrtnje n_q) ima univerzalnu primjenu u projektiranju turbopumpa kao osnovni parametar radnog kola.

Izrazi (18) i (19) pokazuju da promjer D_2 radnog kola zavisi od tipskog broja, a ta zavisnost utječe i na tip radnog kola (sl. 17). Kao približenje, npr. na temelju izraza (60), može se smatrati da specifična energija dobave Y_p raste s kvadratom izlazne obodne brzine $u_2^2 = \omega^2 D_2^2/4$, pa se za zadani Y_p s povećanjem kutne brzine ω (tj. s povećanjem brzine vrtnje N) smanjuje D_2 . Prema tome, povećanje brzine vrtnje redovno vodi do smanjenja dimenzija i mase pumpe i pogonskog stroja, što je ekonomski poželjno.

S povećanjem tipskog broja K smanjuje se omjer D_2/D_0 (sl. 24), pa bi za omjere $D_2/D_0 < 1,6$ radikalno radno kolo imalo premalene površine lopatica s velikim specifičnim hidrodinamičkim opterećenjem, što je nepovoljno za strujanje i kavitacijska svojstva pumpe. Da se lopatice takvih kola rasterete, mora se povećati njihova površina, a za to je potrebno premjestiti ulaz u radno kolo u aksijalnom smjeru. Tako se kontinuirano razvija tip radnog kola povećavanjem tipskog broja od čisto radikalnog kola, preko Francisova i dijagonalnog, do čisto aksijalnog kola (sl. 17). Radna kola niskog tipskog broja ili male brzihodnosti namijenjena su za visoke specifične energije dobave pri malom protoku, a kola visokog tipskog broja ili veće brzihodnosti namijenjena su za velike protoke i niske specifične energije dobave.

$$n_q = 10 \dots 20 \quad n_q = 20 \dots 40 \quad n_q = 40 \dots 80 \quad n_q = 80 \dots 160 \quad n_q = 160 \dots 330$$

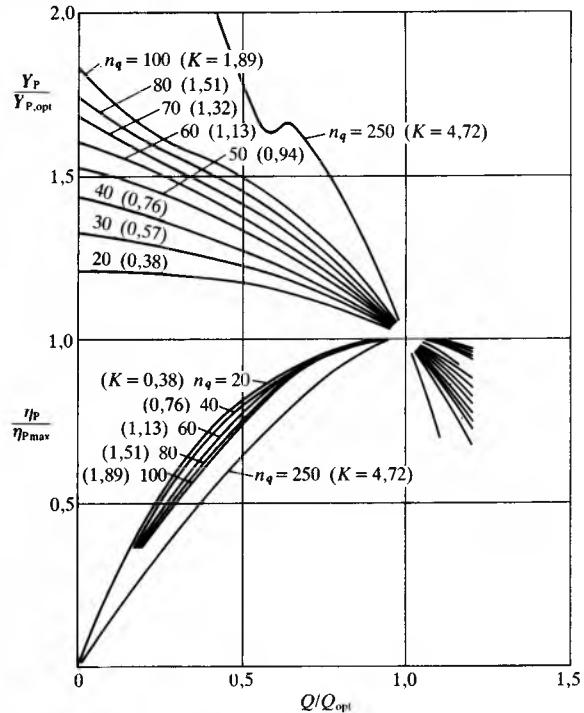


Sl. 24. Tipovi radnih kola turbopumpa prema tipskom broju K ili specifičnoj brzini n_q i pripadne krivulje njihovih hidrodinamičkih radnih karakteristika

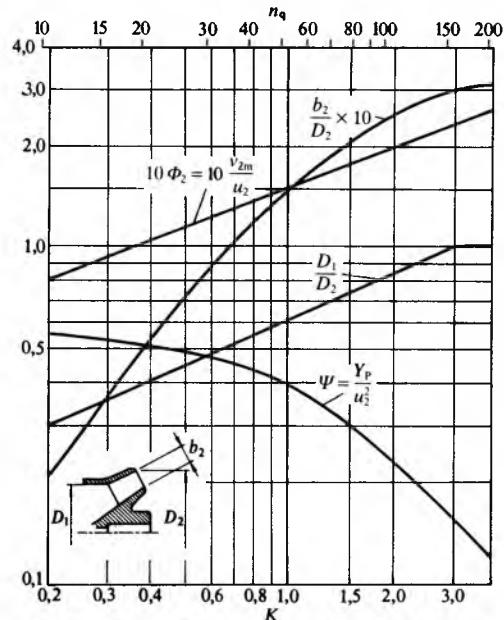
Promjenom tipa radnog kola mijenja se i fizikalni mehanizam proizvodnje specifične energije dobave, od djelovanja samo centrifugalne sile u sporohodnim radikalnim kolima do djelovanja samo hidrodinamičkog uzgona na lopatice aksijalnog kola, pa se mijenjaju i tokovi krivulja hidrodinamičkih karakteristika pumpa $Y_p(Q)$, $P_p(Q)$ i $\eta_p(Q)$, što je prikazano na sl. 24 i 25. Na sl. 24 vidi se potpuna promjena karakteristika snage $P_p(Q)$. Dok je za sporohodno radikalno kolo snaga P_p minimalna pri nultom protoku $Q = 0$, za aksijalno je radno kolo pri tom protoku snaga maksimalna. Da se pogonski stroj zaštiti od preopterećenja, turbopumpa se pušta u pogon sa zatvorenim tlačnim ventilom, tj. pri $Q = 0$ (ili pri propisanom Q_{\min}), a aksijalna se pumpa pušta u pogon s potpuno otvorenim tlačnim ventilom, što omogućuje postepeno razvijanje maksimalnog protoka i snage.

Budući da je vrijednost tipskog broja K (ili specifične brzine vrtnje n_q) mjerodavna za oblik radnog kola i njegovih hidrodinamičkih karakteristika, to je na sl. 26 prikazan univerzalni dijagram za osnivanje turbopumpa utemeljen na tipskom broju K , a sastavljen na osnovi analize mnoštva iskustvenih podataka. Na sl. 27 vidi se dijagram ostvarive

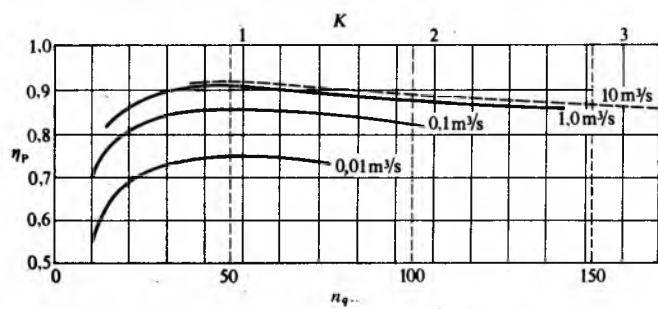
iskoristivosti η_p turbopumpa kao funkcije tipskog broja K i protoka.



Sl. 25. Ovisnost specifične energije dobave $Y_p(Q)$, snage $P_p(Q)$ i iskoristivosti $\eta_p(Q)$ o tipskom broju K , odnosno o specifičnoj brzini vrtnje n_q



Sl. 26. Univerzalni dijagram za osnivanje turbopumpa



Sl. 27. Ostvariva iskoristivost pumpe η_p kao funkcija tipskog broja K i protoka Q

Utjecaj debljine i konačnog broja lopatica. Lopatice radnog kola, zbog svoje debljine, smanjuju presjek kroz koji strui kapljevinu. Taj se utjecaj izražava *koeficijentom začepljenja presjeka*, koji je za presjek u unutrašnjosti radnog kola na polumjeru r (sl. 28) definiran izrazom

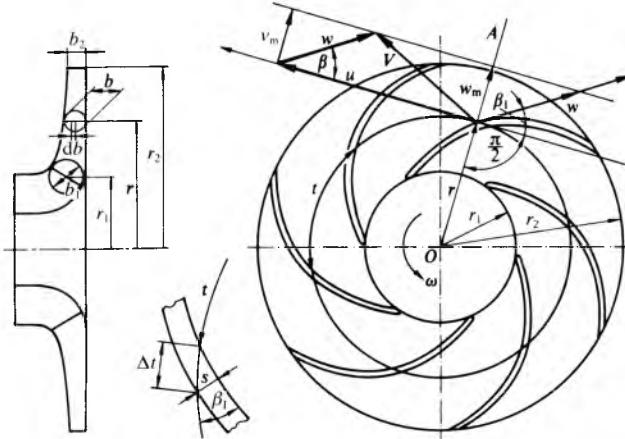
$$k = \frac{1}{1 - \frac{Zs}{2\pi r \sin \beta}}, \quad (73)$$

gdje je Z broj lopatica, s debljina lopatice, a β kut lopatica na polumjeru r .

Koeficijent začepljenja k dolazi u izrazu za srednju meridionalnu komponentu brzine

$$v_{msr} = k v_{m sr \infty}, \quad (74)$$

gdje je $v_{m sr \infty} = Q/(2\pi rb)$ meridionalna komponenta brzine na presjeku r pri beskonačno tankim lopaticama.



Sl. 28. Utjecaj debljine lopatica radnog kola na smanjenje presjeka kroz koji strui fluid

Posebno je važan oblik ulaznog brida lopatica radnog kola, jer je taj brid izvor gubitaka zbog sudara, pa utječe na iskoristivost i na kavitacijska svojstva pumpe. Do ulaza u radno kolo strujanje je uvjetovano oblikom privodnog kanala i eventualnih posebnih uređaja u tom kanalu. U međulopatični kanal kapljevinu ulazi postepeno preko određenog konačnog prostora, ali se u pojednostavljenoj shemi pretpostavlja da se taj proces zbiva trenutno na rotacijskoj površini S_1 koju, kao dio površine stoča, generira izvodnica šrine b_1 s polumjerom r_1 (sl. 28). Vanjska strana površine S_1 pripada još ulaznom strujanju u privodnom kanalu, i za malu širinu b_1 meridionalna komponenta absolutne brzine, koja na toj strani površine nije pod utjecajem debljine lopatice, iznosi

$$v_{1m \infty} = \frac{Q}{S_1} = \frac{Q}{2\pi r_1 b_1}. \quad (75)$$

Ako u privodnom kanalu nema posebnog uređaja koji inducira obodnu komponentu absolutne brzine $v_{1\theta \infty}$, tada je absolutna brzina na vanjskoj strani površine S_1 (sl. 29a)

$$v_{1m} = v_{1m \infty}, \quad (76)$$

a relativna brzina

$$w_{1\infty} = v_{1\infty} - u_1, \quad (77)$$

s kutom

$$\beta_{1\infty} = \arctan \frac{v_{1\infty}}{u_1}, \quad (78)$$

gdje je u_1 obodna brzina na polumjeru r_1 .

Na unutrašnjoj strani površine S_1 strujanje prelazi u međulopatični kanal i s utjecajem debljine lopatica vrijedi

$$v_{1m} = v_{1m} = k_1 v_{1m \infty}, \quad (79)$$

gdje je koeficijent začepljenja

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{Zs_1}{2\pi r_1 \sin \beta_{11}}}. \quad (80)$$

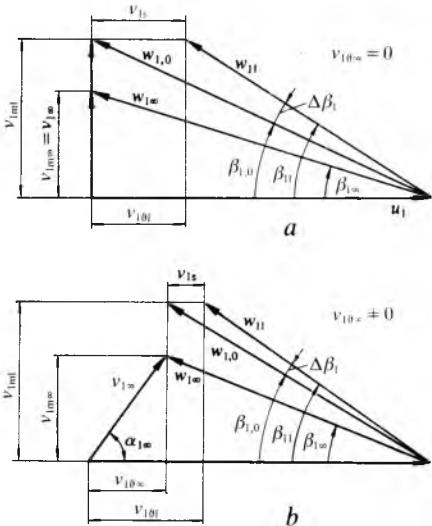
Da bi ulaz toka strujanja u međulopatični kanal bio bez sudara, ulazni kut lopatica trebao bi iznositi (sl. 29a)

$$\beta_{1,0} = \arctan \frac{v_{1m}}{u_1}. \quad (81)$$

Radi smanjenja hidrauličkih gubitaka i poboljšanja kavitacijskih svojstava pumpe, pri osnivanju se za proračunski (optimalni) režim ostavlja *napadni kut* $\Delta\beta_1$ definiran razlikom

$$\Delta\beta_1 = \beta_{11} - \beta_{1,0}. \quad (82)$$

Kut $\Delta\beta_1$ iznosi $3^\circ \dots 8^\circ$.



Sl. 29. Trokuti brzina na prijelazu u međulopatični kanal. a) obodna komponenta absolutne brzine $v_{1\theta \infty} = 0$, b) obodna komponenta absolutne brzine $v_{1\theta \infty} \neq 0$

Ako je u privodnom kanalu absolutna brzina primila obodnu komponentu $v_{1\theta \infty}$ (sl. 29b), izrazi (78) i (81) prelaze u oblik

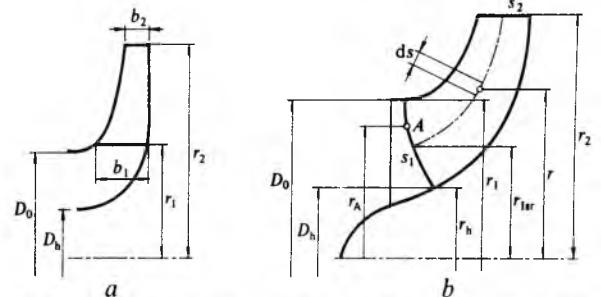
$$\beta_{1\infty} = \arctan \frac{v_{1m \infty}}{u_1 - v_{1\theta \infty}}, \quad (83)$$

$$\beta_{1,0} = \arctan \frac{k_1 v_{1m \infty}}{u_1 - v_{1m \infty} \tan \alpha_{1\infty}}, \quad (84)$$

a kut se lopatica β_{11} dobiva iz izraza (82).

Svi dosad navedeni izrazi za ulazni brid lopatica valjani su za malu širinu b_1 i za cilindrične lopatice (sl. 30a), jer se tada može pretpostaviti konstantnost obodne brzine u_1 i meridionalne komponente absolutne brzine $v_{1m \infty}$.

Za lopatice koje se protežu u aksijalnom smjeru privodnog kanala (sl. 30b), uzduž ulaznog brida mijenja se kut $\beta_{1\infty}$ i kut



Sl. 30. Linearne geometrijske izmjere lopatice radnog kola. a) uska cilindrična lopatica, b) proširena lopatica protegnuta u aksijalnom smjeru

lopatica β_{11} , zbog promjene obodne brzine $u = \omega r$ i meridionalne komponente $v_{1m\infty}$. Za konstantnu vrijednost $v_{1m\infty}$ i $v_{1\theta\infty} = 0$ u bilo kojoj točki A na ulaznom bridu, kut $\beta_{1\infty}(r_A)$ definiran je izrazom

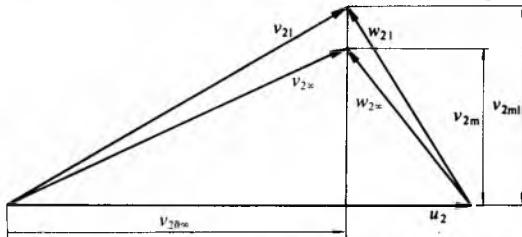
$$\beta_{1\infty}(r_A) = \arctan \left\{ \frac{r_{1sr}}{r_A} \tan \left[\beta_{1\infty}(r_{1sr}) \right] \right\}, \quad (85)$$

gdje je $\beta_{1\infty}(r_{1sr})$ kut na srednjem promjeru r_{1sr} ulaznog brida koji je definiran izrazom

$$r_{1sr} = \sqrt{\frac{r_h^2 + r_1^2}{2}}. \quad (86)$$

Za veće ulazne bridove lopatice produženih u aksijalnom smjeru i za zakrivljene granice privodnog kanala ne važi pretpostavka o konstantnosti meridionalne komponente apsolutne brzine $v_{1m\infty}$ uzduž ulaznog brida, pa je potrebno riješiti polje brzine prostornog strujanja u takvu privodnom kanalu.

Tipični kut relativnog strujanja $\beta_{1\infty}$ iznosi 17° na r_1 za cilindrične lopatice (sl. 30a), ili na r_{1sr} za lopatice koje se protežu u aksijalnom smjeru (sl. 30b). Taj se kut smanjuje do 10° kad su kavitacijski uvjeti kritični, a povećava do 25° kad se želi postići što bolja iskoristivost.



Sl. 31. Trokuti brzina neposredno ispred ulaza i na ulazu radnog kola

Utjecaj debljine lopatica na brzinu strujanja kapljeline na izlazu iz radnog kola razmatra se pomoću dva trokuta brzina: prvog, za strujanje u međulopatičnom prostoru do izlaza iz radnog kola dok postoji utjecaj začepljenja, i drugog, za strujanje nakon izlaza iz radnog kola kad prestaje začepljenje. Uz pretpostavku da ima mnogo lopatica konačne debljine, trokuti su brzina prikazani na sl. 31, gdje su indeksom 1 označene veličine koje se odnose na strujanje u međulopatičnim kanalima neposredno prije izlaza iz radnog kola. Obodna komponenta apsolutne brzine $v_{2\theta\infty}$ ne može pri prijelazu iz međulopatičnog kanala radnog kola u prostor izvan njega skokovito promijeniti vrijednost, jer na tom dijelu strujanja na kapljevinu ne djeluju nikakve vanjske sile, već se kapljevina giba slobodno po inerciji, pa je $v_{2\theta\infty} = v_{2\theta\infty1}$. Meridionalna komponenta apsolutne brzine v_{2m} na izlazu iz radnog kola mijenja se skokovito jer nestaje začepljenje presjeka zbog debljine lopatica, pa je

$$v_{2ml} = k_2 v_{2m} = k_2 \frac{Q}{2\pi r^2 b^2}, \quad (87)$$

gdje je k_2 koeficijent začepljenja izlaznog presjeka

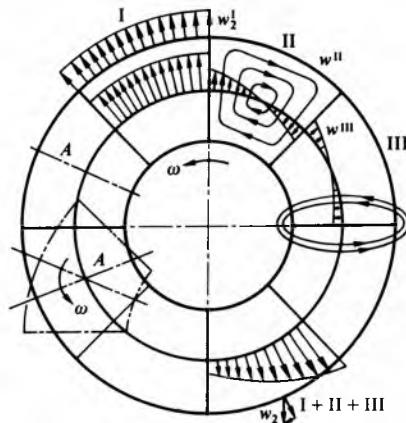
$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{Zs_2}{2\pi r_2 \sin \beta_{21}}} \quad (88)$$

Model s mnogo lopatica konačne debljine dozvoljava pretpostavku da je komponenta $v_{2\theta\infty}$ približno konstantna po obodu radnog kola i da je konstantan kut β_{21} relativne brzine $w_{2\perp\infty}$. Pri konačnom broju lopatica, u međulopatičnom je prostoru strujanje prostorno s prostorno promjenljivim poljem brzine. Osim na samim lopaticama, gdje je relativno strujanje tangencijalno na lopatice, tako da je $\beta = \beta_l$, u prostoru je između lopatica $\beta < \beta_l$, pa nastaje kut zaostajanja $\Delta\beta$ koji iznosi

$$\Delta\beta = \beta_l - \beta \quad (89)$$

i koji uvijek ima pozitivnu vrijednost.

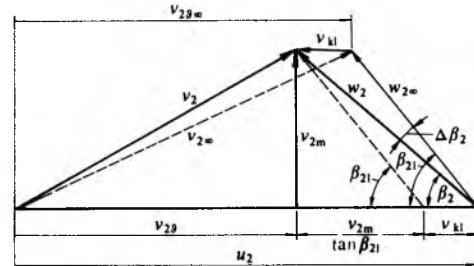
Složeno relativno strujanje u međulopatičnim kanalima radnog kola može se rastaviti na jednostavnija komponentna strujanja (sl. 32): čisto radikalno strujanje u nepomičnom kanalu (I), cirkulacijsko strujanje zbog rotacije kanala (II) i cirkulacijsko strujanje zbog razlike tlakova (brzina) na tlačnoj i podtlačnoj strani lopatica (III).



Sl. 32. Komponente složenog relativnog strujanja u međulopatičnim kanalima radnog kola

Za radikalne lopatice konstantne širine strujanje (I) usmjeren je od središta prema obodu, a jednadžba kontinuiteta pokazuje da se brzina smanjuje s udaljavanjem od ulaza. Cirkulacijsko strujanje (II) nastaje zbog inercije fluida koji u međulopatičnom kanalu teži održati svoj položaj u prostoru (detalj A na sl. 32), pa se fluid relativno prema kanalu okreće kutnom brzinom, ali u suprotnom smjeru od kutne brzine vrtnje radnog kola. Brzine su tog strujanja proporcionalne udaljenosti od središta vrtnje u kanalu, i na ulazu u radno kolo smjer se strujanja poklapa sa smjerom obodne brzine, a na izlazu iz kola smjerovi su suprotni. Cirkulacijsko strujanje (III) prateći je pojavu u mehanizmu stvaranja hidrodinamičkog uzgona profila (lopatici) rešetke. Strujanje (III) donekle smanjuje učinak strujanja (II) na polje brzine. Rezultantno polje relativne brzine u međulopatičnim kanalima dobiva se vektorskim zbrajanjem brzina komponentnih strujanja (I), (II) i (III), što je prikazano u donjem kanalu na sl. 32.

Profil brzina na sl. 32 vrijede za idealni fluid i za strujanje bez odvajanja. Daljom prostornoj promjenljivosti polja brzine pridonosi pojava graničnog sloja pri strujanju realnih (viskoznih) fluida, i česta pojava da se u području jakih nepovoljnih gradijenata tlaka strujanje odvaja.



Sl. 33. Trokut brzina na izlazu radnog kola

Opisani model relativnog strujanja u međulopatičnim kanalima objašnjava i pojavu kuta zaostajanja $\Delta\beta$ (89). Na izlazu iz radnog kola taj kut iznosi (sl. 33)

$$\Delta\beta_2 = \beta_{21} - \beta_2. \quad (90)$$

Zbog postojanja tog kuta obodna se komponenta apsolutne brzine na izlazu smanjuje za brzinu klizanja v_{kl} , koja iznosi

$$v_{kl} = v_{2\theta\infty} - v_{2\theta}, \quad (91)$$

gdje se $v_{2\theta\infty}$ odnosi na beskonačno mnogo lopatica. Faktor klizanja τ definiran je sa

$$\tau = \frac{u_2 - v_{kl}}{u_2} = \frac{\frac{v_{2m}}{\tan \beta_{2l}} + \frac{v_{2g}}{2}}{u_2}. \quad (92)$$

Prosječna vrijednost brzine klizanja po izlaznom presjeku dobiva se rješenjem polja brzine strujanja u međulopatičnim kanalima. To je vrlo složen matematički zadatak, pa se u inženjerskoj praksi za proračun brzine klizanja primjenjuju približne semiempirijske formule faktora klizanja, npr. Stodole ili Wiesnera.

Broj lopatica radnog kola više značno utječe na rad turbopumpe. Brzina klizanja opada s povećanjem broja lopatica, a omjer Y_{PT}/Y_{PE} raste, gdje je Y_{PE} maksimalna specifična energija dobave koju bi radno kolo moglo postići u idealnim uvjetima beskonačnog broja beskonačno tankih lopatica, a Y_{PT} teoretska specifična energija dobave radnog kola s konačnim brojem lopatica. Što je više lopatica, rastu gubici trenja zbog više međulopatičnih kanala, a to pogoršava iskoristivost i smanjuje prividni dobitak zbog povećanja omjera Y_{PT}/Y_{PE} . Što je manje lopatica, raste hidrodinamičko opterećenje na lopaticama i povećava se razlika u brzinama na podtlačnoj i tlačnoj strani lopatica, a to uzrokuje odvajanje strujanja i gubitke zbog tog odvajanja. Pri većem broju lopatica može se preveliko začepljivanje ulaznog presjeka vrlo nepovoljno odraziti na kavitacijska svojstva pumpe. Kao približno pravilo za izbor broja lopatica, koje je kompromis između opisanih utjecaja, služi izraz

$$Z = k_z \frac{1 + (D_2/D_1)}{1 - (D_2/D_1)} \sin \frac{\beta_{1l} + \beta_{2l}}{2}, \quad (93)$$

gdje je skupni koeficijent k_z ima vrijednost $5,0 \dots 6,5$.

Manje vrijednosti koeficijenta k_z odgovaraju većem omjeru debljine lopatice i promjera na ulazu s_l/D_1 , jer se sa smanjenjem broja lopatica sprečava prejako začepljivanje ulaza u lopatične kanale. Debljina lopatice na ulazu iznosi $s_l = 3 \dots 10$ mm. Ispravnim izborom broja lopatica Z i debljine lopatice s_l treba vrijednost koeficijenta začepljivanja k_1 (80) ograničiti da bude u rasponu $1,10 \leq k_1 \leq 1,25$.

Radno kolo ima normalno broj lopatica $Z = 4 \dots 8$. Radna kola sa samo jednom, dvije ili tri lopatice primjenjuju se u pumpama namijenjenim za rad s kontaminiranim kapljevinama (kaljužne pumpe, pumpe u proizvodnji papira i celuloze i sl.).

Iskoristivost i pojedinačni gubici. Primjenom jednadžbe momenta količine gibanja izведен je izraz (48) za moment radnog kola M_{RK} i izraz (50) za snagu P_{RK} radnog kola turbopumpe. Specifični rad ili specifična snaga radnog kola iznosi

$$Y_{RK} = \frac{P_{RK}}{\varrho Q} = \frac{M_{RK} \omega}{\varrho Q}. \quad (94)$$

Sav taj rad radnog kola sudjeluje u dinamici međudjelovanja radnog kola i fluida koji struji kroz radno kolo. Kad bi fluid bio idealan i kad bi strujanja bila bez gubitaka, čitav bi specifični rad Y_{RK} bio pretvoren u korisnu ili teoretsku specifičnu energiju fluida $Y_{PT} = Y_{RK}$. Kako je, međutim, fluid realan (viskozan), povećanje specifične energije fluida, izraženo specifičnom energijom dobave pumpe Y_p , manje je od specifičnog rada Y_{RK} , jer se dio tog rada troši na pokrivanje gubitaka tokom strujanja realnih fluida kroz usisni kanal pumpe, kroz međulopatične kanale i kroz odvodni kanal pumpe (spiralno kućište, prstenasto kućište ili statorski lopatični difuzor). Ti se gubici izražavaju hidrauličkom iskoristivošću η_H radnog kola, koja dolazi u izrazu za specifičnu energiju dobave pumpe:

$$\eta_H = \frac{Y_p}{Y_{RK}} = \frac{Y_p}{Y_{PT}}. \quad (95)$$

Ulagana snaga pumpe ili, što je isto, **osovinska snaga pumpe** P_p snaga je na spojci ili osovini pumpe koju pumpi predaje pogonski stroj. Ta se snaga troši na stvaranje korisne snage pumpe P_Q i na svičavanje unutrašnjih hidrauličkih gubitaka u pumpi P_{ig} i mehaničkih gubitaka P_m .

Korisna snaga pumpe P_Q snaga je prirasta ukupne mehaničke energije kapljeline od ulaza u pumpu (oznaka s na sl. 6) do izlaza iz pumpe (oznaka d na sl. 6), a određena je izrazom

$$P_Q = \varrho Q Y_p = \varrho Q \left[\frac{P_d - P_s}{\varrho} + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2} + g(z_d - z_s) \right], \quad (96)$$

gdje se kao gustoća ϱ , ako se stlačivanje kapljeline ne može zanemariti, uzima srednja gustoća

$$\varrho = \frac{1}{2} (\varrho_s + \varrho_d). \quad (97)$$

Opisani potrošak osovinske snage pumpe P_p iznosi

$$P_p = P_Q + P_{ig} + P_m. \quad (98)$$

Unutrašnja iskoristivost pumpe η_i definirana je izrazom

$$\eta_i = \frac{P_Q}{P_p - P_m} = \frac{P_p - P_{ig} - P_m}{P_p - P_m}. \quad (99)$$

Protok pumpe Q mjeri se na izlaznom (tlačnom) otvoru pumpe. Protok kroz radno kolo Q_{RK} veći je od protoka Q za iznos Q_L propuštanja kroz brtvene prstene i prednje raspore lopatica i za iznos Q_B upotrijebljen u uređaju za uravnoteženje (balansiranje) uzdužne sile na radno kolo. Prema tome vrijedi da je

$$Q_{RK} = Q + Q_L + Q_B. \quad (100)$$

Volumenska iskoristivost η_v definirana je izrazom

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_{RK}} = \frac{Q}{Q + Q_L + Q_B}. \quad (101)$$

Višak protoka kroz radno kolo $Q_{LB} = Q_L + Q_B$ ostaje u kružnom toku unutar pumpe i ne izlazi iz nje, ali je štetan jer sudjeluje u proizvodnji specifične energije dobave Y_p , pa troši energiju. Kako je i taj proces praćen hidrauličkim gubicima, snaga P_{LB} potrošena na propuštanje brtvenih prstena i na uravnoteženje uzdužne sile iznosi

$$P_{LB} = \frac{\varrho(Q_L + Q_B) Y_p}{\eta_H} = P_Q \frac{\frac{1}{\eta_H} - 1}{\eta_H}. \quad (102)$$

Snaga za pokrivanje hidrauličkih gubitaka P_{hg} u usisnom kanalu, radnom kolu i odvodnom kanalu pumpe iznosi

$$P_{hg} = \frac{\varrho Q Y_p}{\eta_H} - \varrho Q Y_p = P_Q \left(\frac{1}{\eta_H} - 1 \right), \quad (103)$$

pa se za hidrauličku iskoristivost η_H dobiva definicijski izraz

$$\eta_H = \frac{P_Q}{P_Q + P_{hg}}. \quad (104)$$

Vanjske strane radnog kola, tj. vanjske strane prednjeg diska (vijenca) i stražnjeg diska (glavine), okreću se u kapljevini koja se pumpa, pa se zbog trenja između diskova i kapljeline troši snaga P_{DF} . U te gubitke trenja diskova uključeni su i gubici za okretanje diskova ili stupova u uređaju za uravnoteženje uzdužne sile.

Snaga svih unutrašnjih hidrauličkih gubitaka u pumpi P_{ig} zbroj je pojedinačnih gubitaka

$$P_{ig} = P_{hg} + P_{LB} + P_{DF}, \quad (105)$$

a pretvara se u toplinu koja zagrijava pumpanu kapljelinu.

Mehanička iskoristivost η_m definirana je snagom mehaničkih gubitaka P_m :

$$\eta_m = \frac{P_p - P_m}{P_p} = 1 - \frac{P_m}{P_p}. \quad (106)$$

Primjenom izraza (98) i (105) dobiva se izraz za korisnu snagu

$$P_Q = P_p - P_{hg} - P_{LB} - P_{DF} - P_m. \quad (107)$$

Ako se taj izraz podijeli sa P_p i primijene izrazi (102), (103) i (106), dobiva se da je ukupna iskoristivost pumpe

$$\eta_p = \frac{P_Q}{P_p} = \eta_v \eta_H \left(\eta_m - \frac{P_{DF}}{P_p} \right). \quad (108)$$

Ostvariva iskoristivost pumpe η_p prikazana je na sl. 27 kao funkcija tipskog broja K (odnosno brzohodnosti n_q) i protoka.

Ako se snaga hidrauličkih gubitaka P_{hg} i snaga trenja diskova P_{DF} razmatraju zajedno, izraz (108) prelazi u oblik

$$\eta_p = \eta_v \eta_{HP} \eta_m, \quad (109)$$

gdje je *hidraulička iskoristivost pumpe*

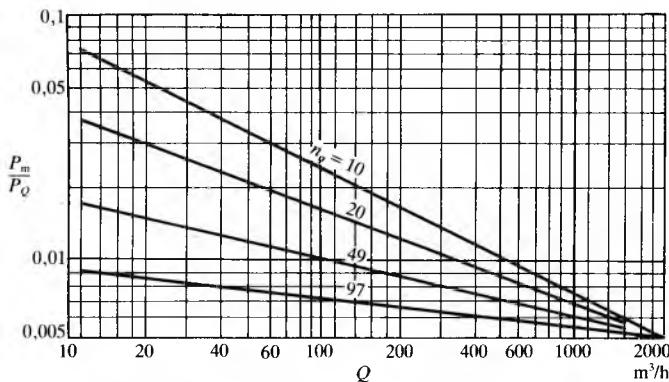
$$\eta_{HP} = \eta_H \left(1 - \frac{P_{DF}}{\eta_m P_p} \right). \quad (110)$$

Ako se izraz (107) umjesto sa P_p podijeli s korisnom snagom P_Q , dobiva se nakon sredjenja

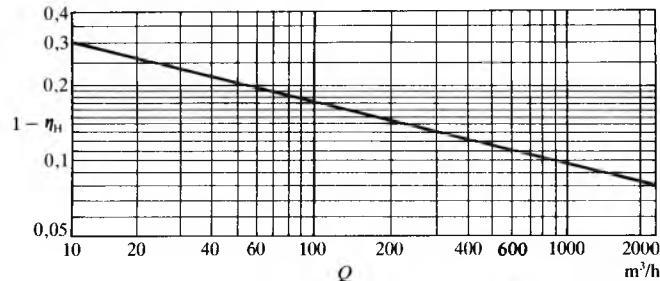
$$\eta_p = \frac{1}{\frac{1}{\eta_v \eta_H} + \frac{P_{DF}}{P_Q} + \frac{P_m}{P_Q}}. \quad (111)$$

Snaga mehaničkih gubitaka P_m troši se na svladavanje trenja u ležajima i brtvama. Ti se gubici mogu točnije odrediti kad su poznati konstrukcijski detalji ležaja i brvi.

Ovisnost snage mehaničkih gubitaka P_m o protoku Q i specifičnoj brzini vrtnje n_q grafički je prikazana na dijagramu sl. 34. Mehanički gubici P_m iznose $0,5\cdots 2,0\%$ ulazne snage P_{popt} u točki najbolje iskoristivosti η_{pmax} .



Sl. 34. Empirijski dijagram ovisnosti P_m/P_Q o protoku Q i specifičnoj brzini vrtnje n_q



Sl. 35. Empirijski dijagram ovisnosti hidrauličke iskoristivosti η_H o protoku Q

Hidraulička iskoristivost η_H ovisi o obliku i izvedbi strujnih kanala pumpe. Za pumpe iznad prosječnih hidrodinamičkih performansi, η_H je u dobroj korelaciji s protokom za proračunsku radnu točku pumpe te je definirana približnim izrazom (sl. 35)

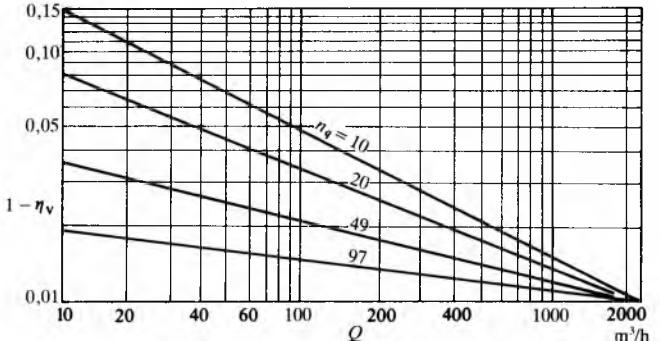
$$\eta_H = 1 - \frac{0,0713}{Q^{0,25}}, \quad (112)$$

gdje je Q u m^3/s .

Za točniji proračun *volumenske iskoristivosti* η_V potrebno je poznavati detalje konstrukcije pumpe i uređaja za uravnoteženje uzdužne sile. Za približan proračun η_V u proračunskoj radnoj točki pumpe može se primijeniti dijagram na sl. 36. W. K. Jekat daje za omjer snage trenja diskova P_{DF} i korisne snage P_Q izraz

$$\frac{P_{DF}}{P_Q} = \frac{0,0146}{K^{5/3}} = \frac{10,89}{n_q^{5/3}}, \quad (113)$$

koji vrijedi do $K = 0,70$ ($n_q = 40$). Za $K > 0,73$ ($n_q > 40$) može se uzeti da je $P_{DF}/P_Q \approx 0,02$.



Sl. 36. Empirijski dijagram ovisnosti volumenske iskoristivosti η_V o protoku Q i specifičnoj brzini vrtnje n_q

Ako je viskoznost v kapljivine različita od viskoznosti ν_{H_2O} vode pri sobnoj temperaturi, tad se izrazi za P_{DF}/P_Q (113) moraju pomnožiti sa $(\nu/\nu_{H_2O})^{0,2}$.

Kavitacija u turbopumpama

U zatvorenoj struci kapljivine statički tlak opada s povećanjem apsolutne brzine strujanja. Kad u nekoj točki sustava kroz koji ili oko kojeg struji kapljivina minimalni apsolutni tlak p_{min} padne na vrijednost tlaka isparivanja kapljivine p_{va} , u toj točki počinje isparivanje i stvaraju se mjehurići pare. To je početak pojave *kavitacije*. Ako se apsolutni tlak dalje smanjuje, proširuje se područje gdje je $p_{min} = p_{va}$, pa se u tom području formiraju oblaci mjehurića tvoreći šupljinu (kavernu) ispunjenu parom. U uvjetima tako razvijene kavitacije narušena je homogenost toka, strujanje postaje dvofazno i mijenjaju se hidrodinamičke performanse sustava. Zadnji je stadij potpuno razvijena kavitacija ili *superkavitacija*, kad je čitav sustav okružen parom i radne se performanse sustava bitno mijenjaju.

Tlok isparivanja p_{va} ovisi o vrsti kapljivine i temperaturi. Tako voda temperature od $100^\circ C$ isparuje pri tlaku $p_{va} = 101,325$ kPa, a pri sobnoj temperaturi od $20^\circ C$ isparuje pri tlaku od $p_{va} = 2,337$ kPa.

Za vodu se tlak zasićenja vodenih para p_{va} u temperaturnom području od $0^\circ C$ do $35^\circ C$ može aproksimirati izrazom

$$p_{va} = \exp \left[\frac{-2,258 \cdot 10^{-4} t^2 + 23,864 t + 1539,496}{t + 240} \right], \quad (114)$$

gdje je t temperatura u Celzijevim stupnjevima, a p_{va} tlak zasićenja u paskalima.

Kavitacija u turbopumpama obuhvaća kompleks termodinamičkih, hidrodinamičkih, dvofaznih i mehaničkih pojava. Smanjenje tlaka do kritičnog iznosa, koje se može pojaviti lokalno ili zahvatiti čitava područja, uzrokovano je režimom rada pumpe ili njenim konstruktivnim svojstvima. Uzroci su lokalnog pada tlaka: velika brzina kapljivine na ulazu u radno kolo zbog začepljenja ulaznog presjeka debljinom lopatica, povećanje brzine strujanja pri optjecanju izdanaka, povećanje otpora zbog hrapavosti površina, pojava sekundarnog strujanja u rasporima pumpe, te nestacionaran rad pumpe kad se pušta u pogon i zaustavlja. Općenito smanjenje tlaka u sustavu može biti posljedica različitih okolnosti: nizak atmosferski tlak kad je pumpa postavljena visoko iznad razine mora, začepljeno usisno filtarsko sito, pad tlaka u kondenzatoru parnoturbinskih postrojenja, povećanje dubine usisavanja (visine podizanja), povišena temperatura pumpane kapljivine (porast p_{va}) itd.

Kad kavitacijski mjehur ili šupljina ispunjena parnom fazom dospije u područje statičkih tlakova većih od tlaka isparivanja p_{va} , tj. kad tlak u kapljivini poraste, mjehur pare trenutno kondenzira u obliku *implozije* (negativne eksplozije).

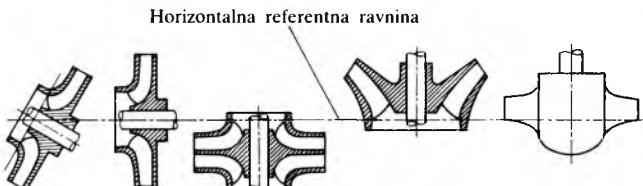
Implozije kavitacijskih mjeđura u neposrednoj blizini stijenki pumpe djeluju kao lokalni hidraulički udari koji uzrokuju na vrlo maloj površini visoka lokalna opterećenja (reda veličine nekoliko tisuća bara). Posljedica je implozija razaranje materijala stijenki pumpe, tzv. kavitacijska erozija. Na površini stijenki nastaju sitne pore, pukotine i rupice koje se s vremenom povećavaju, ne samo zbog daljeg mehaničkog razaranja materijala implozijama kavitacijskih mjeđura nego i kemijskim procesima koji na oštećenim mjestima uzrokuju ubrzano koroziju.

Pojava kavitacije praćena je karakterističnim šumom (prskanjem sličnom šumu drobljenja kamenja) i vibracijama, a rad pumpe postaje nejednolik i nemiran, smanjuju se visina dobave, protok i iskoristivost, što sve zajedno s kavitacijskom erozijom djeluje vrlo nepovoljno na ekonomičnost, sigurnost i trajnost pumpe.

Kavitacija može nastati i stvaranjem mjeđura koji nisu ispunjeni parom kapljevine, nego plinovima otopljenim u kapljevini. Naime, ako je tlak u kapljevini viši od tlaka isparivanja p_{va} , ali niži od tlaka zasićenja plinovima, iz kapljevine se izljučuju plinovi stvarajući mjeđure. Kad tlak ponovno poraste, mjeđuri nestaju bez erozijskog djelovanja, jer stlačivost plinova prigušuje imploziju i hidraulički udar. Zato takva kavitacija ne razara materijal pumpe, ali ima sve ostale negativne posljedice za rad pumpe.

Dopustiva dubina usisavanja i potrebna visina dotjecanja. U području kanala radnog kola turbopumpe kavitacija nastaje na mjestu gdje vlada najniži apsolutni tlak. To je najčešće na usisnoj strani, tj. na ulazu u radno kolo. Na tom mjestu, do tad neometano strujanje nailazi na lopaticu koja djelomično začepljuje kanal radnog kola, pa se zbog smanjenog presjeka strujanje ubrzava uz smanjenje tlaka. Zbog toga može nastati kavitacija na podvlačenoj strani lopatične plohe uz vijenac u blizini napadnog brida lopatice. Zato se konstrukcijskim i eksploatacijskim uvjetima na usisnoj strani pumpe mora posvetiti posebna pažnja.

Postoje različite izvedbe turbopumpa, a i pumpe su različito smještene u pumpnom postrojenju. Zato je standardom određena geodetska visina z_s horizontalne referentne ravnine H_{RR} pumpe (sl. 37), za koju je izrazom (12) definirana neto-pozitivna specifična usisna energija pumpnog postrojenja $Y_{sPP} = g H_{sPP}$. Visina kavitacijskog potencijala kapljevine u usisnom spremniku $H_{va,1}$ definirana je izrazom



Sl. 37. Definicija horizontalne referentne ravnine H_{RR} za različite izvedbe pumpe (prema standardu ISO)

$$H_{va,1} = \frac{p_1 - p_{va}}{\rho g} = \frac{p_{M1} + p_b - p_{va}}{\rho g}, \quad (115)$$

gdje je p_1 apsolutni tlak na površini kapljevine u usisnom spremniku, p_{va} tlak isparivanja kapljevine, p_{M1} manometarski tlak na površini kapljevine u usisnom spremniku, p_b barometarski tlak. Ako se izraz (115) uvrsti u izraz (12), nakon preuređenja dobiva se

$$\Delta z = z_s - z_1 = H_{va,1} + \frac{v_1^2}{2g} - H_{sPP} - H_{FI,s}, \quad (116)$$

gdje je Δz geodetska visinska razlika između referentne točke s na usisnoj strani pumpe, tj. na horizontalnoj referentnoj ravnini H_{RR} , i referentne točke 1 na slobodnoj površini kapljevine u usisnom spremniku, za koju se pretpostavlja da je $v_1 = 0$, dok je $H_{FI,s}$ visina gubitaka strujanja u usisnom dijelu pumpnog postrojenja. Ovisno o vrijednosti članova u izrazu (116), geodetska visinska razlika Δz može imati pozitivan ili negativan predznak.

Veliki kavitacijski potencijal kapljevine u usisnom spremniku $H_{va,1}$, mali gubici strujanja $H_{FI,s}$ u usisnom dijelu pumpnog postrojenja (mali lokalni otpori strujanja kroz usisnu košaru, mali broj koljena, kratki horizontalni cjevovod i glatke cijevi većeg promjera) i kavitacijsko djelotvornije pumpe s nižim vrijednostima H_{sPP} (pumpe velikih ulaznih nastrujnih presjeka i s malo tankih lopatica ili pumpe posebnih konstrukcija) omogućuju da se puma smjesti iznad razine usisnog spremnika (sl. 38a), jer je

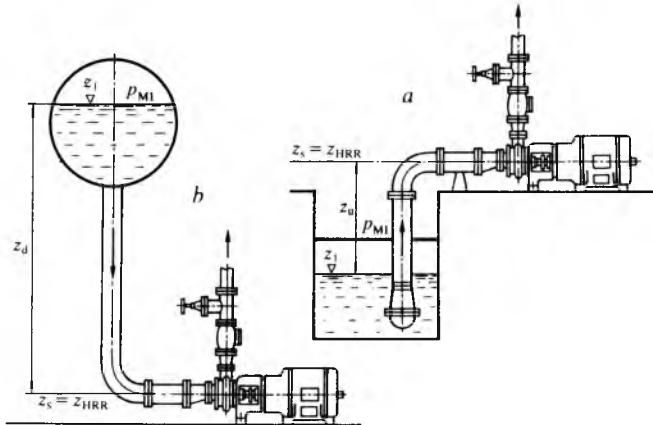
$$\Delta z = z_u - z_s - z_1 > 0. \quad (117)$$

Pozitivna vrijednost Δz označuje se sa z_u i naziva *visinom podizanja* ili *dubinom usisavanja*.

Nepovoljni kavitacijski uvjeti na usisnoj strani pumpe nastaju pri malim vrijednostima $H_{va,1}$, a pri velikim vrijednostima $H_{FI,s}$ i H_{sPP} jer je tada, prema izrazu (116), geodetska visinska razlika $\Delta z < 0$, pa da bi puma mogla raditi, mora se spustiti ispod razine geodetske visine z_1 za geodetsku visinu

$$z_d = z_1 - z_s > 0. \quad (118)$$

Geodetska visina z_d naziva se *visinom (dubinom) dotjecanja*, jer kapljevina gravitacijom dotječe u pumpu (sl. 38b). Smještaj pumpe ispod razine z_1 znači da pumpu treba ukopati ispod usisnog spremnika kapljevine, što povećava građevne troškove pumpnog postrojenja, ili pumpu treba utrobiti u kapljevinu zajedno s pogonskim elektromotorom, što povećava troškove izvedbe i održavanja pumpe, ili smjestiti usisni spremnik na posebnu konstrukciju iznad pumpe. Zato se takav smještaj pumpe nastoji izbjegći upotrebom kavitacijski djelotvornijih pumpa s nižim vrijednostima H_{sPP} . Međutim, ako puma služi za transport ključale kapljevine, tada je $H_{va,1} = 0$, te, uz $v_1 = 0$, prema izrazu (116) slijedi negativna vrijednost geodetske visinske razlike Δz , pa se pojava kavitacije u pumpi može izbjegći samo dotokom kapljevine u pumpu, tj. horizontalna referentna ravnina H_{RR} pumpe mora biti ispod razine z_1 kapljevine u usisnom spremniku.

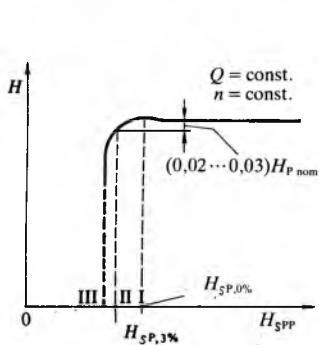


Sl. 38. Smještaj pumpe u pumpnom postrojenju. a) iznad usisnog spremnika kapljevine, b) ispod usisnog spremnika kapljevine

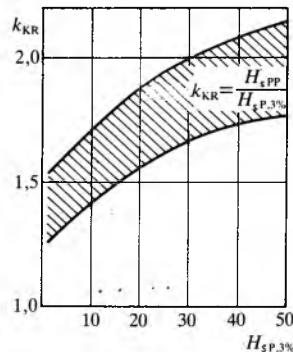
Kavitacijska karakteristika pumpe. Pojava kavitacije u pumpi smanjuje visinu dobave H_p , odnosno neto-pozitivnu usisnu visinu pumpnog postrojenja H_{sPP} . U radu turbopumpe razlikuju se tri kavitacijska kritična režima, što se određuje ispitivanjem pumpe u ispitnom pumpnom postrojenju proizvođača ili u hidrauličkom laboratoriju posebno opremljenom za tu namjenu.

Prvi kritični režim (I) odnosi se na pojavu prvih znakova utjecaja kavitacije na radnu karakteristiku pumpe, ali je ispitivanjem teško točno odrediti kad se pojavljuje takav režim. Praktički, kavitacija počinje nešto prije, ali je lokalna i ne utječe na radnu karakteristiku pumpe. Standardom je određeno da **drugi kritični režim (II)** nastupa kad se zbog kavitacije nominalna visina dobave $H_{p,nom}$ smanji za 3%. **Treći kritični režim (III)** potpuno je razvijena kavitacija (superkavitacija) koja će za kratko vrijeme razoriti pumpu.

Pumpa se ispituje tako da se pri konstantnom nominalnom protoku Q_{nom} i pri konstantnoj nominalnoj brzini vrtnje n_{nom} postepeno zatvara usisni ventil. Tako se povećava visina otpora $H_{F1,s}$, što smanjuje visinu dobave H_p , odnosno neto-pozitivnu usisnu visinu pumpe H_{sp} . Kad se nominalna visina dobave smanji za 3%, tj. kad je $H_p = 0,97H_{p,\text{nom}}$, nastupio je drugi kavitacijski kritični režim. Neto-pozitivna usisna visina pumpe u tom režimu označuje se sa $H_{sp,3\%}$. Rezultati ispitivanja pumpe grafički se prikazuju dijagramom kavitacijske karakteristike pumpe (sl. 39).



Sl. 39. Dijagram kavitacijske karakteristike pumpe



Sl. 40. Dijagram za izbor koeficijenta kavitacijske rezerve k_{KR}

Kriteriji za rad pumpe bez kavitacije. Neto-pozitivna usisna visina pumpnog postrojenja $H_{sp,p}$ ne smije biti niža od dopustive najmanje vrijednosti $H_{sp,p,\min}$, za koju se uzima da je

$$H_{sp,p,\min} = k_{KR} H_{sp,3\%}, \quad (119)$$

gdje je k_{KR} koeficijent kavitacijske rezerve, koji iznosi $1,25 \dots 2,15$, a može se odabrati prema dijagramu na sl. 40. Takva kavitacijska rezerva garantira nekavitacijske uvjete rada pumpe, jer je

$$H_{sp,p,\min} - H_{sp,3\%} = (k_{KR} - 1) H_{sp,3\%} > 0. \quad (120)$$

Prema izrazima (118), (119) i (120) i s vrijednošću $H_{sp,3\%}$ određenom ispitivanjem pumpe, za pumpu se deklariра najveća dopustiva visina usisavanja (podizanja)

$$z_{\max} = H_{va,1} + \frac{v_1^2}{2g} - k_{KR} H_{sp,3\%} - H_{F1,s} > 0, \quad (121)$$

ili najmanja potrebna visina dotjecanja

$$z_{\min} = k_{KR} H_{sp,3\%} + H_{F1,s} - H_{va,1} - \frac{v_1^2}{2g} > 0, \quad (122)$$

kao osnovni parametar na temelju kojega se pumpa ugrađuje u pumpno postrojenje.

Vrijednost $H_{sp,3\%}$ ovisi jedino o konstrukciji usisne strane pumpe. Da bi se mogle međusobno uspoređivati pumpe različitih kavitacijskih usisnih sposobnosti, definiran je bezdimenijski parametar: usisni (kavitacijski) tipski broj pumpe

$$K_{sp} = \frac{\omega \sqrt{Q}}{(g H_{sp})^{0.75}}. \quad (123)$$

Analogno izrazu (22) za specifičnu brzinu vrtnje ili brzohodnost n_q pumpe, u Evropi se upotrebljava dimensijska značajka usisne brzohodnosti

$$n_{qs} = n \frac{\sqrt{Q}}{H_{sp}^{0.75}}, \quad (124)$$

a u SAD

$$S = n \frac{\sqrt{Q_A}}{H_{sp,A}^{0.75}}, \quad (125)$$

gdje su indeksi A upotrijebljeni u značenju kao u izrazu (23), dok je u SSSR uobičajena Rudnjevljeva značajka (S. S. Rudnjev) koja glasi

$$C = n \frac{\sqrt{Q}}{(0,1 H_{sp})^{0.75}}. \quad (126)$$

D. Thoma je definirao bezdimenijsku kavitacijsku značajku izrazom

$$\sigma = \frac{H_{sp}}{H_p}, \quad (127)$$

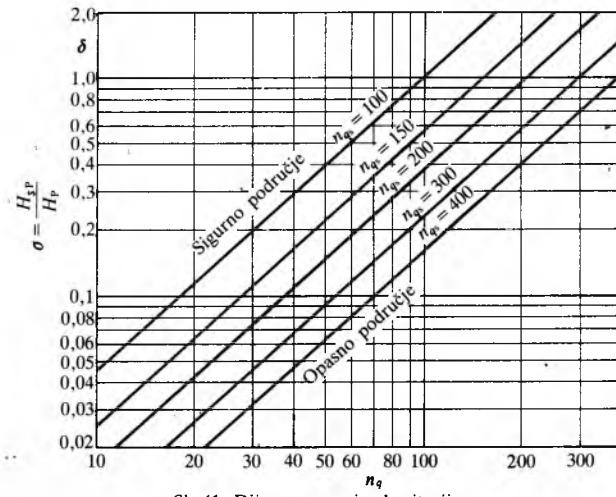
pa se između brzohodnosti pumpe n_q (22) i usisne brzohodnosti n_{qs} (124) može postaviti odnos

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H_p^{0.75}} = n \frac{\sqrt{Q}}{H_{sp}^{0.75}} \left[\frac{H_{sp}}{H_p} \right]^{0.75} = n_{qs} \sigma^{0.75}, \quad (128)$$

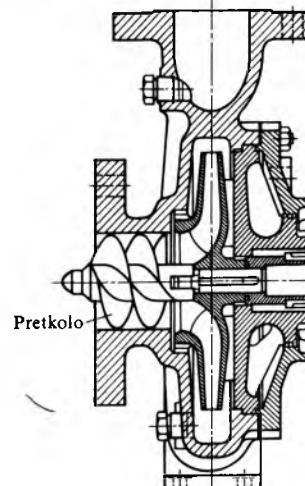
pa je

$$\sigma = \left(\frac{n_q}{n_{qs}} \right)^{4/3}. \quad (129)$$

Na osnovi izraza (129) napravljen je dijagram granica kavitacije (sl. 41), koji služi za približnu procjenu kavitacijskih svojstava turbopumpa.



Sl. 41. Dijagram granica kavitacije



Sl. 42. Radikalna jednosestena pumpa s pretkolom (inducerom) ispred ulaza u radno kolo

S radnim kolom dobre izvedbe, kutom ulaznog strujanja $\beta_{1,0} = 17^\circ$, s pet do sedam lopatica, obično se postiže usisni tipski broj $K_{sp} = 3,1$. Mnoge komercijalne pumpe imaju niži usisni tipski broj ($K_{sp} = 1,8 \dots 2,6$), dok napojne i kondenzatne pumpe, zbog nižih dopustivih vrijednosti $H_{sp,p}$, često zahtijevaju vrlo visok usisni tipski broj, u području $K_{sp} = 4,4 \dots 6,6$. Da bi se postigle te vrijednosti, kut $\beta_{1,0}$ smanjuje se na 10° , a broj lopatica na četiri, pa se tako smanjuje povećanje brzine i blokada presjeka iza ulaza kapljevine u međulopatični kanal. Ako je raspoloživa vrijednost $H_{sp,p}$ tako niska da se zahtijeva $K_{sp} > 6,6$, tada se ispred radnog kola ugrađuje odvojeno radno

pretkolo posebne izvedbe (*inducer*, sl. 42), koje na ulazu radnog kola povećava K_{sp} , što uz povećani tlak sprečava kavitaciju.

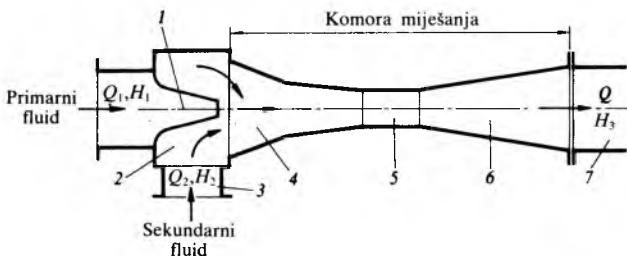
M. Fancev

PUMPE NA PRINCIPU POSEBNIH HIDRODINAMIČKIH UČINAKA

Osim turbopumpa postoji više različitih tipova dinamičkih pumpa koje rade na principu posebnih hidrodinamičkih učinaka. Te su pumpe obično namijenjene za uvjete rada u kojima bi ostale vrste pumpa bile manje djelotvorne ili bi bile skuplje ili uopće ne bi mogle raditi.

Mlazne pumpe

Postoje različite izvedbe mlaznih pumpa sa zajedničkom karakteristikom da su jednostavne konstrukcije, bez pokretnih dijelova, a kao pogonsko sredstvo služi mlaz fluida proizведен u nekoj drugoj pumpi, kompresoru ili generatoru pare.



Sl. 43. Shema mlazne pumpe. 1 pogonska sapnica, 2 usisna komora, 3 dovodna cijev, 4 sapnica miješanja, 5 grlo, 6 difuzor, 7 odvodni tlačni vod

Principijelna shema mlazne pumpe prikazana je na sl. 43. U pogonsku sapnicu (1) dovodi se pogonski (*primarni*) fluid visokog tlaka. Zadatak je pogonske sapnice da visoki ulazni tlak pogonskog fluida pretvori u što veću brzinu strujanja. Mlaz pogonskog fluida izlazi iz sapnice velikom brzinom u usisnu komoru (2), gdje dolazi u dodir s pumpanim (*sekundarnim*) fluidom koji dotječe kroz dovodnu cijev (3). Zbog niskog tlaka na izlazu pogonske sapnice i trenja između molekula obaju fluida, mlaz pogonskog fluida usisava i sa sobom povlači pumpani fluid u komoru miješanja koja se sastoji od sapnica miješanja (4), grla (5) i difuzora (6). U komori miješanja izmjenjuju se impulsi između pogonskog i pumpnog fluida, da bi se u difuzoru, pretvorbom kinetičke energije u potencijalnu energiju mješavine fluida, smanjila brzina strujanja i povećao tlak, pa mlaz mješavine povišenog tlaka odlazi u tlačni vod (7).

Fluidi s kojima radi mlazna pumpa mogu biti kapljevine, pare i plinovi, što ovisi o vrstama pogonskog i pumpnog fluida. Mlazne pumpe imaju veoma raznovrsnu namjenu, a najčešće se upotrebljavaju kao pojačivači tlaka u pumpnim postrojenjima za dobavu vode, kao injektori napojne vode parnih kotlova u postrojenjima za proizvodnju pare, te kao vakuumskе pumpe u kemijskoj i procesnoj industriji.

Za mlaznu pumpu upotrebljavaju se i nazivi: ejektor, injektor, eduktor, ekshaustor, sifon itd. Nekima se od tih naziva u stručnoj literaturi daje i točno definirano značenje. Na primjer, *ejektor* je opći naziv za sve vrste mlaznih pumpa koje na izlazu dobavljaju mješavinu fluida pod tlakom koji je prosječna vrijednost između ulaznog tlakova primarnog i sekundarnog fluida. *Eduktor* je mlazna pumpa kojoj je pogonski (primarni) fluid kapljevina. *Injektor* ima kao pogonski fluid vodenu paru ili komprimirani plin, a sekundarni je fluid kapljevina. Tlak dobavljenje mješavine na izlazu iz pumpe veći je od ulaznog tlaka pogonskog fluida. *Sifon* se razlikuje od injektora samo po tome što je tlak na izlazu pumpe manji od ulaznog tlaka pogonskog fluida, a veći od ulaznog tlaka pumpane kapljevine. *Ekshaustor* usisava plinove, prašinu, pepeo, piljevinu itd. pomoću mlaza komprimiranog zraka i otprema ih u tlačni vod pod tlakom nižim od ulaznog tlaka komprimiranog zraka.

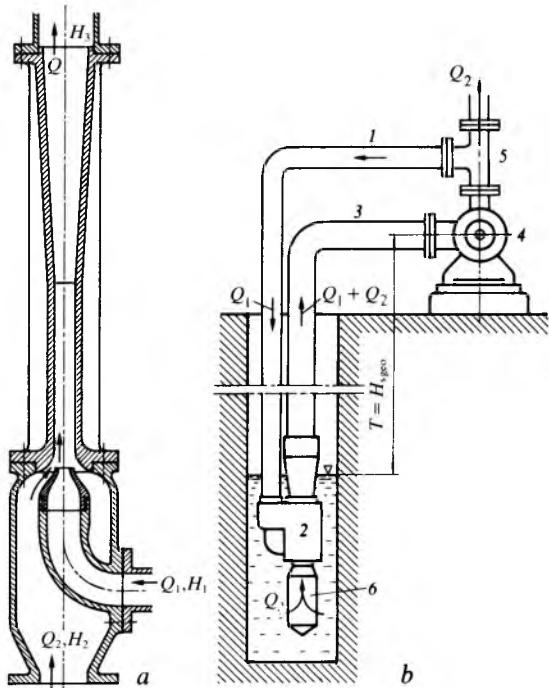
Proračun i iskoristivost mlazne pumpe. Procesi u kojima primarni fluid u mlaznoj pumpi predaje energiju sekundarnom fluidu veoma su složeni i ne ovise samo o ulaznim vrijednostima tlaka i protoka tih fluida, nego i o njihovim svojstvima. Zato je proračun mlazne pumpe vrlo složen i dobrim dijelom zasnovan na empirijskim podacima i rezultatima eksperimentalnih ispitivanja. Proračun je najjednostavniji kad su primarni i sekundarni fluid istorodni, tj. iste gustoće i temperature. Mnogo je složeniji proračun kad su fluidi raznorodni i različitih temperatura, npr. plin ili para su primarni, a kapljevina sekundarni fluid. Tada, osim hidrodinamičkih, djeluju i termodinamički procesi, a eventualno i procesi promjene stanja, kao što je djelomična ili potpuna kondenzacija pare.

Iškoristivost η_p mlaznih pumpa osjetno je niža nego ostalih tipova pumpa, a veoma ovisi o vrsti fluida s kojima pumpa radi. Mlazna pumpa za vodu, s vodom kao primarnim i sekundarnim fluidom, ima iskoristivost $\eta_p \approx 0,30$, dok pumpe s plinom ili parom kao primarnim (pogonskim) fluidom i kapljevinom kao sekundarnim (pumpanim) fluidom imaju iskoristivost još mnogo nižu.

Opći izraz za iskoristivost mlazne pumpe s istorodnim primarnim i sekundarnim fluidom glasi

$$\eta_p = \frac{H_3 - H_2}{m(H_1 - H_3)}, \quad (130)$$

gdje je $m = Q_1/Q_2$ omjer protoka Q_1 primarnog fluida i protoka Q_2 sekundarnog fluida, dok su prema sl. 44a H_1 ulazna visina tlaka primarnog fluida, H_2 ulazna visina tlaka sekundarnog fluida, a H_3 tlačna visina mješavine fluida na izlazu pumpe. Ako su primarni i sekundarni fluid istog agregatnog stanja i jednake temperature, ali različite gustoće, tad u izrazu (130), umjesto omjera volumenskih protoka, dolazi omjer masenih protoka $m = \dot{m}_1/\dot{m}_2$. Proračunom treba odrediti takve protoke i ulazne i izlazne tlakove obaju fluida da projektni zahtjevi budu zadovoljeni uz optimalnu iskoristivost η_p .

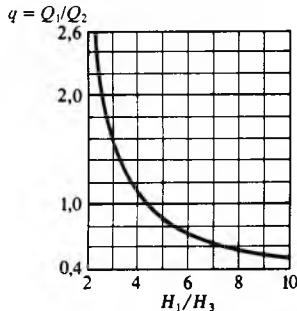


Sl. 44. Pumpno postrojenje za dobavu vode iz dubokog bunara. a) mlazna pumpa, b) shema pumpnog postrojenja s mlaznom pumpom; 1 cjevovod pogonskog mlaza vode, 2 mlazna pumpa, 3 usisni cjevovod centrifugalne pumpe, 4 centrifugalna pumpa, 5 tlačni cjevovod pumpnog postrojenja, 6 usisna košara mlazne pumpe

Vodenja mlazna pumpa. Pumpno postrojenje za dobavu vode iz bunara dubine veće od 8 m mora imati ili centrifugalnu pumpu posebne nepropusne izvedbe smještenu ispod razine vode u bunaru, ili se u bunar ugraditi dodatna mlazna pumpa

(sl. 44b), koja dobavlja vodu centrifugalnoj pumpi postavljenoj na razini tla. Rješenje s mlaznom pumpom kao pojačivačem tlaka često je ekonomičnije, a redovito se primjenjuju za mala vodovodna postrojenja. U pumpnom postrojenju koje crpi vodu iz dubokog bunara (sl. 44b) ugradena je na razini tla centrifugalna pumpa (4), a u bunaru, ispod razine vode, nalazi se mlazna pumpa (2). Centrifugalna pumpa preko cjevovoda (1) dobavlja mlaznoj pumpi pogonski mlaz vode protoka Q_1 i ulazne tlačne visine H_1 . U mlaznoj pumpi pogonski mlaz usisava iz bunara protok vode Q_2 ulazne tlačne visine H_2 , pa pumpa na izlazu dobavlja protok $Q = Q_1 + Q_2$ tlačne visine H_3 . Protok Q odlazi cjevovodom (3) u centrifugalnu pumpu s ulaznom tlačnom visinom $H_4 = H_3 - H_F$, gdje je H_F visina otpora strujanju u cjevovodu (3). U centrifugalnoj pumpi poveća se tlak, pa na izlazu pumpe dobava Q ima tlačnu visinu H_{PP} . Iza centrifugalne pumpe od izlaznog protoka Q odvaja se protok Q_1 i kao pogonski mlaz vraća cjevovodom (1) u mlaznu pumpu, dok preostali protok Q_2 odlazi potrošaču kroz tlačni vod pumpnog postrojenja (5).

Za projekt pumpnog postrojenja (sl. 44b) unaprijed su zadani ili poznati sljedeći podaci: dobava $Q_{PP} = Q_2$, visina dobave H_{PP} , geodetska visina T ulaza centrifugalne pumpe iznad razine vode u bunaru, dopustiva dubina usisavanja H_s centrifugalne pumpe (obično $H_s = 8 \text{ m}$), visina stupca vode iznad ulaza u mlaznu pumpu, tj. tlačna visina H_2 , gubici tlačne visine H_F zbog otpora strujanja u cjevovodima.



Sl. 45. Dijagram za određivanje protoka i visina tlakova vodene mlazne pumpe

Tlačna visina pogonskog mlaza Q_1 na ulazu u mlaznu pumpu iznosi

$$H_1 = H_{PP} - H_F, \quad (131)$$

a potrebna tlačna visina na izlazu mlazne pumpe izračunava se iz izraza

$$H_3 = T + H_F - H_s. \quad (132)$$

U dijagramu (sl. 45) prikazan je najpovoljniji odnos između omjera protoka Q_1/Q_2 i omjera tlačnih visina H_1/H_3 za vodenu mlaznu pumpu prikazanu na sl. 44a. Za poznati omjer H_1/H_3 očita se pripadna vrijednost $q = Q_1/Q_2$, pa se potreban protok pogonskog mlaza dobiva iz izraza

$$Q_1 = q Q_2 = q Q_{PP}. \quad (133)$$

Dobava mlazne pumpe jednaka je protoku na ulazu centrifugalne pumpe i iznosi

$$Q = Q_1 + Q_2. \quad (134)$$

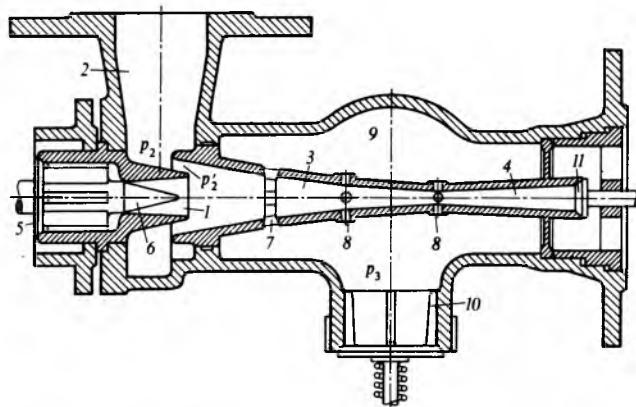
Tlačna je visina na ulazu centrifugalne pumpe

$$H_4 = H_3 - H_F. \quad (135)$$

Na izlazu centrifugalne pumpe protok je ostao Q , a tlačna se visina povećala na zadanu visinu H_{PP} . Tako su poznati svi tlakovi i protoci potrebni za proračun centrifugalne i mlazne pumpe te cjevovoda pumpnog postrojenja.

Injektor je mlazna pumpa koja pomoću mlaza vodene pare, kao pogonskog fluida, dobavlja vodu za napajanje parnog kotla. Od istog se kotla oduzima para potrebna za pogon injektora. Između injektora i vodene mlazne pumpe postoje bitne razlike u konstrukciji i pogonskim uvjetima, jer u injektoru pogonski mlaz pare predaje energiju pumpanoj vodi složenim procesom koji uključuje hidrodinamičke i termodynamičke pojave popraćene promjenom stanja pogonskog fluida, tj. kondenzacijom pare.

Presjek injektora prikazan je na sl. 46. Vodena para pretlaka $2\dots15 \text{ bar}$ dovodi se u primarnu sapnicu (1) gdje eksplandira. Da bi se pad topiline pare potpuno pretvorio u kinetičku energiju, sapnica (1) je proširena (Lavalova sapnica). Maseni protok mlaza pare što izlazi iz sapnice ovisi o ulaznom tlaku i volumenskom protoku pare te o najužem slobodnom presjeku sapnice koji se može mijenjati uzdužnim pomicanjem igle (6) vezane za ulazni ventil (5). Izlazna brzina mlaza pare vrlo je velika i može iznositi i do 1000 m/s . Pri konstantnom tlaku i konstantnom masenom protoku pare najveća brzina mlaza postiže se jedino pri odredenom položaju igle (6), dok u svim drugim položajima nastaju gubici zbog nepotpune ili prekomjerne ekspanzije pare, pa je brzina strujanja manja.



Sl. 46. Injektor parnog kotla. 1 sapnica pare, 2 usisna komora, 3 sapnica miješanja, 4 difuzor, 5 ulazni ventil, 6 igla, 7 odsinski raspor, 8 odsinski otvor, 9 odsinski prostor, 10 ventil odsinskog prostora, 11 izlazni odbojni ventil

Mlaz pare usisava vodu iz usisne komore (2), pa s njom ulazi u sapnicu miješanja (3), gdje predaje vodi dio svoje kinetičke energije i, miješajući se s vodom, kondenzira. Kondenzacija se pare odvija po cijeloj duljini sapnice miješanja. Duljinu te sapnice i promjer njena izlaznog otvora treba tako odabrati da se u sapnici potpuno dovrši kondenzacija pare. Ako je na izlazu sapnice miješanja u mješavini maseni udjel pare samo $0,06\%$, udvostručuje se specifični volumen mješavine u usporedbi s volumenom vode, što smanjuje iskoristivost i dobavu injektora.

Za razliku od vodene mlazne pumpe, u injektoru se čitava pretvorba brzine u tlak mješavine odvija u difuzoru (4), a tlak toka vode na izlazu difuzora veći je od tlaka pare na ulazu u injektor. Pri puštanju injektora u pogon, dok je tlak toka vode na izlazu difuzora manji od tlaka u kotlu, pa ne može da otvori izlazni ventil (11), mješavina odlazi kroz rasپore (7) i otvore (8) u odsinski prostor (9) i preko ventila (10) izlazi iz injektora. Kad tlak na izlazu difuzora postane veći od tlaka u kotlu, tok vode otvori ventil (11), pa ako je položaj igle (6) pravilan, sva usisana voda i kondenzat odlaze u kotao, a u odsinskom prostoru (9) nastaje podtlak pa se ventil (10) automatski zatvori.

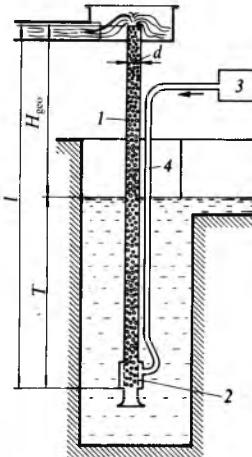
Za sigurnost pogona kotlovnog postrojenja važno je da se injektor prilagođava fluktuacijama ulaznog tlaka i temperature vode, tlaka i masenog protoka vodene pare te protutlaka na izlazu difuzora. Što je širi raspon u kojemu se injektor može prilagoditi promjenljivim vanjskim uvjetima, to je pogon sigurniji.

Najveća visina usisavanja vode što se postiže injektorom iznosi $H_s = 3 \text{ m}$, i to kad je temperatura vode do 20°C . Ako je, međutim, temperatura vode 50°C , tad je $H_s = 0$. Zbog velikih energetskih gubitaka u sapnicama i difuzoru injektor kao pumpa ima vrlo nisku iskoristivost η_p , samo nekoliko postotaka. Zato je primjena injektora ekonomski opravdana jedino ako se veliki gubici topline mogu iskoristiti u postrojenju kojemu je injektor sastavni dio. To je npr. pri napajanju parnih kotlova, jer se gubici topline pare dobrim dijelom vraćaju u kotao povećanom toplinom napojne vode. S obzirom na toplinsku ekonomičnost, ni jedna druga pumpa

ne može nadmašiti injektor. Osim toga, u postrojenju generatora pare važnija je pogonska sigurnost injektora od njegove iskoristivosti.

Uzgonska pumpa

Uzgonska pumpa ili mamutska pumpa radi na principu razlike između gustoće vode i gustoće mješavine vode i zračnih mjehurića. Konstrukcija uzgonske pumpe (sl. 47) vrlo je jednostavna i bez ikakvih pokretnih dijelova. Sastoje se od uzlazne cijevi (1), usisne komore (2) i dovodne cijevi komprimiranog zraka (4).



Sl. 47. Uzgonska pumpa. 1 uzlazna cijev, 2 usisna komora, 3 kompresor, 4 cijev komprimiranog zraka

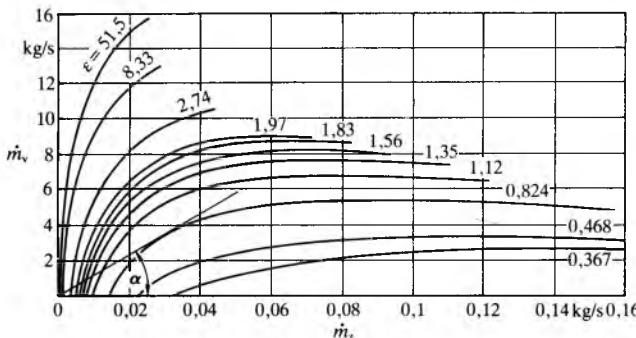
Usisni kraj uzlazne cijevi s usisnom komorom upravljen je u vodu na dubinu T . Iz kompresora (3) dovodi se kroz cijev komprimirani zrak u komoru gdje se stvara mješavina zraka i vode. Ta mješavina ima manju gustoću od vode izvan uzlazne cijevi, pa će tlak vanjske vode potiskivati mješavinu u cijevi prema gore. Uzlazno strujanje mješavine pospešuje i uzgonsku silu zračnih mjehurića koji za sobom povlače čestice vode. Na izlazu uzlazne cijevi zrak odlazi u okoliš, a voda slobodnim padom otjeće do potrošača.

S usisnom vodom mogu biti pomiješane i čvrste čestice, pa se uzgonske pumpe često upotrebljavaju za transport pepela, šljunka, pijeska, ali i osjetljivih tvari kao što su voće, povrće, ribe i sl. Pri transportu čvrstih tvari postoji određeni minimalni omjer vode i čvrstih tvari, koji, već prema tvarima, iznosi od 5:1 do 25:1.

Osnovni je parametar za analizu rada takvih pumpa *omjer uronjavanja*

$$\epsilon = \frac{T}{H_{\text{geo}}}. \quad (136)$$

Ispitivanjem uzgonske pumpe koja je imala uzlaznu cijev duljine $l = 42$ m i promjera $d = 100$ mm dobiven je dijagram međusobne ovisnosti masenog protoka vode \dot{m}_v , masenog protoka zraka \dot{m}_z i omjera uronjavanja ϵ (sl. 48). Ta su ispitivanja pokazala sljedeće: a) dobava započinje kad se voda u uzlaznoj cijevi pomiješa s određenom količinom zraka,



Sl. 48. Dijagram međusobne ovisnosti masenog protoka vode \dot{m}_v , masenog protoka zraka \dot{m}_z i omjera uronjavanja ϵ uzgonske pumpe kojoj je duljina uzgonske cijevi 42 m i promjer 100 mm

koja je to manja što je veći omjer uronjavanja ϵ ; b) uz konstantan maseni protok zraka \dot{m}_z maseni se protok vode \dot{m}_v smanjuje sa smanjenjem omjera uronjavanja ϵ . Pri malim omjerima uronjavanja, tj. za malu dubinu T uz veliku visinu dizanja H_{geo} , pumpa radi neekonomično. Za optimalan rad pumpe preporučuje se omjer uronjavanja u granicama $1 \leq \epsilon \leq 3$; c) uz konstantan omjer uronjavanja ϵ , maseni protok vode \dot{m}_v raste s povećanjem masenog protoka zraka \dot{m}_z samo do neke granične vrijednosti \dot{m}_z , pa svako dalje povećanje \dot{m}_z nema svrhe.

Pumpa treba sa što manjom količinom zraka dobavljati što veću količinu vode. Režim je rada pumpe optimalan kad specifična količina zraka

$$m_{z_{\text{sp}}} = \frac{\dot{m}_z}{\dot{m}_v} \quad (137)$$

poprimi minimalnu vrijednost. U dijagramu (sl. 48) može se odrediti optimalna radna točka pumpe ako se na krivulju $\dot{m}_v = f(\dot{m}_z)$ povuče tangenta iz ishodišta, jer kotangens kuta nagiba tangente

$$\cot \alpha = \dot{m}_z / \dot{m}_v = m_{z_{\text{sp}}} \quad (138)$$

daje minimalnu vrijednost specifične količine zraka. Područje eksploatacije pumpe leži između te optimalne točke i maksimuma krivulje $\dot{m}_v = f(\dot{m}_z)$. Izvan tog radnog područja mogu se pojaviti pulzacije zbog stvaranja velikih zračnih čepova u uzlaznoj cijevi.

Uz pretpostavku izotermne promjene stanja zraka u uzlaznoj cijevi, snaga akumulirana u zraku iznosi

$$P_z = 2,303 \frac{p_a \dot{m}_z}{Q_{20}} \lg \frac{p_u}{p_a}, \quad (139)$$

gdje je p_a apsolutni atmosferski tlak, $p_u = p_a + \rho_v g T$ apsolutni tlak na dubini T , Q_{20} gustoća zraka na izlazu iz uzlazne cijevi, a ρ_v gustoća vode.

Snaga što je zrak predaje vodi iznosi

$$P_v = \dot{m}_v Y_{\text{geo}}, \quad (140)$$

gdje je $Y_{\text{geo}} = g H_{\text{geo}}$ specifična energija akumulirana u vodi. Ikoristivost uzgonske pumpe definirana je izrazom

$$\eta_p = \frac{P_v}{P_z} = 0,4343 \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_z} \cdot \frac{\rho_{20} Y_{\text{geo}}}{p_a \lg \frac{p_u}{p_a}}. \quad (141)$$

Maksimalna iskoristivost uzgonskih pumpa iznosi $\eta_p = 0,40 \dots 0,46$, a cijelog pumpnog postrojenja s uzgonskom pumpom i kompresorom zraka $\eta_{pp} = 0,20 \dots 0,35$.

Iz izraza (141) može se odrediti približan optimalni maseni protok zraka koji iznosi

$$\dot{m}_z = 0,4343 \frac{\dot{m}_v}{\eta_p} \cdot \frac{\rho_{20} Y_{\text{geo}}}{p_a \lg \frac{p_u}{p_a}}. \quad (142)$$

Površina presjeka uzlazne cijevi za optimalne masene protoke \dot{m}_z i \dot{m}_v određuje se iz izraza

$$A = A_v + A_z = \frac{\dot{m}_v}{\rho_{20} \cdot v_v} + \frac{\dot{m}_z}{\rho_{20} \cdot v_z}, \quad (143)$$

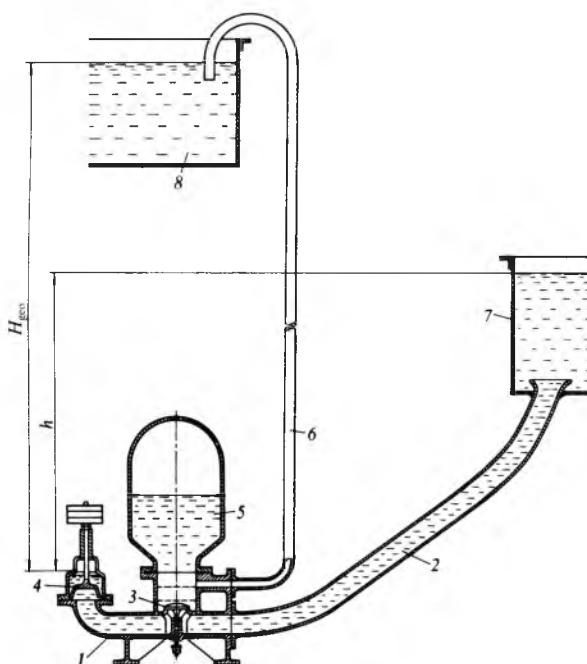
gdje je v_v brzina strujanja vode, a v_z brzina strujanja zraka u uzlaznoj cijevi. Ako pumpa dobavlja mješavinu vode i čvrstih tvari, tad je ρ_v prosječna gustoća mješavine. Za vodenu mješavinu ne preporučuje se brzina strujanja veća od 2 m/s, a optimalna brzina strujanja zračnih mjehura približno je dvostruko veća.

Osim vrlo jednostavne konstrukcije i jednostavnog pogoena, prednosti su uzgonske pumpe da je otporna na korozivna i erozivna djelovanja kapljevinu, da radi vrlo mekano, pa je pogodna za podmorska otkapanja osjetljivih predmeta zasutih muljem i pijeskom, te da se može smjestiti u uske bunare nepravilnog oblika gdje se neki drugi tip pumpe ne može postaviti. Nedostaci su relativno niska iskoristivost i mnogo veća potrebna dubina uronjavanja nego ostalih pumpa.

Udarna pumpa

Udarna pumpa ili hidraulički ovan radi na principu periodičkih hidrauličkih udara koji se iskorističuju za dobavu vode na visinu veću od visine bunara ili spremnika iz kojeg pumpa crpe vodu. Pumpa nema pogonskog motora jer pogonska voda dotječe gravitacijom u pumpu, a hidraulički udari nastaju automatskim otvaranjem i zatvaranjem dvaju ventila zbog promjena tlaka u sustavu.

Shema udarne pumpe prikazana je na sl. 49. Kućište pumpe (1) na jednoj je strani priključeno na dovodnu cijev (2) pogonske vode i, preko protutlačnog ventila (3), na vjetrenik (kompenzaciju zračnu komoru) (5), a na drugoj strani na zaporni ventil (4). Kad je zaporni ventil otvoren, pogonska voda istjeće u okoliš, stalno povećavajući brzinu strujanja. Tlak pogonske vode na tanjur zapornog ventila raste približno s kvadratom brzine strujanja, pa kad brzina strujanja toliko poraste da tlak vode postane veći od tlaka zbog težine zapornog sklopa ventila, ventil se trenutno zatvori. Zbog toga se naglo zaustavi tok pogonske vode u dovodnoj cijevi i tlak trenutno poraste, pa nastane hidraulički udar koji potisne dio vodene mase kroz protutlačni ventil u kompenzaciju komoru i tlačni cjevovod (6). Nadošla voda komprimira zrak u kompenzaciju komori, pa povećani tlak zraka potisne vodu u tlačni spremnik (8) na visinu H_{geo} . Kad se utroši energija hidrauličkog udara, tlak u pumpi padne pa se zatvori protutlačni ventil, a otvorí zaporni ventil i ciklus se ponavlja s frekvencijom od 40...200 impulsu u minuti.



Sl. 49. Udarna pumpa. 1 kućište pumpe, 2 dovodna cijev pogonske vode, 3 protutlačni ventil, 4 zaporni ventil, 5 kompenzaciju komora, 6 tlačni cjevovod, 7 spremnik pogonske vode, 8 tlačni spremnik

Pogonska voda ima pad h i gravitacijski dotječe u pumpu, tj. pumpa je smještena ispod bunara ili izvora pogonske vode. Pumpa najbolje radi ako dovodna cijev pogonske vode ima nagib 1:4 do 1:9. Volumen vjetrenika (kompenzacije komore) jednak je volumenu odvodne tlačne cijevi (6).

Iskoristivost udarne pumpe ovisi o dva parametra: visinskom omjeru ε i protočnom omjeru φ . Visinski je omjer dan izrazom

$$\varepsilon = \frac{H_{\text{geo}} + H_F}{h}, \quad (144)$$

gdje je H_{geo} geodetska visina dobave, H_F visina gubitaka u tlačnom cjevovodu, a h visina pada pogonske vode. Protočni je omjer definiran izrazom

$$\varphi = Q_n/Q, \quad (145)$$

gdje je Q_n protok vode u tlačnom cjevovodu, a Q protok pogonske vode u dovodnom cjevovodu. Iskoristivost pumpe iznosi

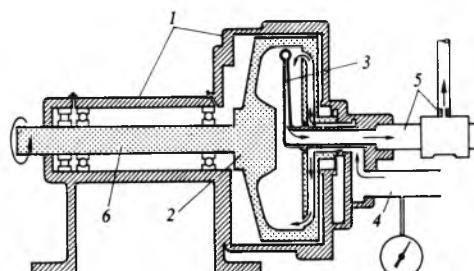
$$\eta_p = \varphi \varepsilon. \quad (146)$$

Za male vrijednosti visinskog omjera $\varepsilon < 10$ pumpa ima iskoristivost $\eta_p = 0,75 \dots 0,80$, a za $\varepsilon > 20$ iskoristivost je $\eta_p < 0,50$. Pogon udarne pumpe vrlo je ekonomičan jer ona ne treba nikakav pogonski motor. Izvedene udarne pumpe rade s protokom pogonske vode $Q = 1 \dots 40 \text{ m}^3/\text{h}$, s visinama pada $h = 1 \dots 30 \text{ m}$ i visinama dizanja H_{geo} do 300 m. Upotrebjavaju se za kućne vodovodne uređaje u visokim zgradama, a ako postoji obilan izvor pogonske vode, npr. potok ili rijeka, mogu dobavljati na malu visinu velike količine vode za navodnjavanje.

Pitotova pumpa

Pitotova pumpa (ili *pumpa s rotirajućim kućištem*) dobavlja kapljevinu pretvarajući u Pitotovoj cijevi kinetičku energiju kapljevine u statički tlak.

Konstrukcija Pitotove pumpe (sl. 50) sastoji se od neprekretnog vanjskog kućišta (1), u kojem rotira unutrašnje kućište (2) priključeno na produženo vratilo (6) pogonskog elektromotora. Unutar rotirajućeg kućišta smještena je na proizvođenju tlačnog voda (5) neprekretna Pitotova cijev (3). Otvor Pitotove cijevi okrenut je suprotno smjeru rotacije kućišta. Kroz usisni cjevovod (4) kapljevina dotječe u rotirajuće kućište, tu je zahvaćaju i povlače unutrašnja radikalna rebra kućišta, pa se brzina strujanja kapljevine i njena kinetička energija povećaju. Dio energijom obogaćene kapljevine ulazi u otvor Pitotove cijevi i tu se najveći dio kinetičke energije kapljevine pretvara u statički tlak, pa kapljevina visokog tlaka odlazi u tlačni vod (5).



Sl. 50. Pitotova pumpa. 1 neprekretno vanjsko kućište, 2 rotirajuće unutrašnje kućište, 3 Pitotova cijev, 4 usisni cjevovod, 5 tlačni cjevovod, 6 vratilo pogonskog elektromotora i rotirajućeg kućišta

Pitotova pumpa ima specifičnu brzinu vrtanje do $n_q = 50 \text{ min}^{-1}$, iskoristivost $\eta_p = 0,30 \dots 0,60$, malu količinu dobave $Q = 0,5 \dots 5 \text{ m}^3/\text{min}$, a visinu dobave $H_{\text{geo}} \leq 1000 \text{ m}$. Njene su prednosti da je manja i jeftinija od višestepene turbopumpe istih radnih karakteristika i da joj je dobava vrlo jednolika. Nedostatak je što zbog velikih brzina strujanja kapljevine u rotirajućem kućištu i najmanje čvrste nečistoće u kapljevini uzrokuju eroziju materijala kućišta i Pitotove cijevi.

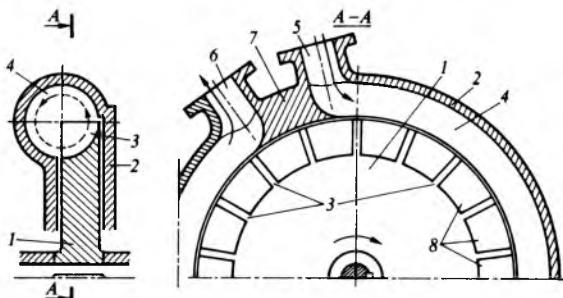
Pitotova se pumpa upotrebljava u procesnoj industriji, rafinerijama, pronicama, uređajima za raspršivanje kapljevina, kućnim vodovodnim uređajima i u ostalim pumpnim postrojenjima koja trebaju dobavljati malu količinu kapljevine na veliku visinu.

Obodna pumpa

Obodna pumpa naziva se i *pumpa s bočnim kanalom ili regenerativna turbineska pumpa*, a služi za dobavu male količine kapljevine na veliku visinu.

Osnovna konstrukcija obodne pumpe (sl. 51) sastoji se od radnog kola (1) koje rotira u kućištu (2). Radno kolo je puni disk koji na obodu nosi mnogo malih ravnih radikalnih lopatica (3). Između diska radnog kola i stijenki kućišta vrlo

je mali raspor. U visini i povrh lopatica u kućištu je prstenasti bočni kanal (4) s blizu smještenim usisnim otvorom (5) za ulaz kapljevine i tlačnim otvorom (6) za izlaz kapljevine. Ta su dva otvora međusobno odijeljena razdjelnim rebrrom (7).



Sl. 51. Obodna pumpa. 1 radno kolo, 2 kućište, 3 lopatice, 4 bočni kanal, 5 usisni otvor, 6 tlačni otvor, 7 razdjelno rebro, 8 prostor između lopatica

Kapljevina dotječe kroz usisni otvor u bočni kanal i u prostore (8) između lopatica. Pri rotaciji radnog kola lopatice odbacuju centrifugalnom silom kapljevinu u bočni kanal, tu se kapljevina odbija od stijenke kanala i vraća u međulopatični prostor da bi je lopatice ponovno izbacile u kanal. Taj se proces ponavlja mnogo puta, a pri tome stalno raste tlak kapljevine, sve dok konačno kapljevina ne dođe do tlačnog otvora i izade iz pumpe u tlačni vod.

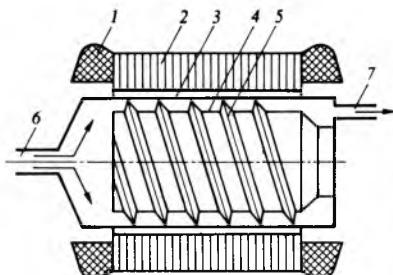
Obodna pumpa ima iskoristivost $\eta_p = 0,20 \dots 0,40$, količinu dobave $Q = 0,1 \dots 5 \text{ m}^3/\text{min}$ i visinu dobave $H_{\text{geo}} = 15 \dots 130 \text{ m}$. Dobra i loša svojstva obodne pumpe uglavnom su ista kao i u Pitotove pumpe, samo što je obodna pumpa, zbog vrlo malih raspora između radnog kola i kućišta, još osjetljivija na nečistoće u kapljevini, a nedostatkom se može smatrati i to što pri radu stvara i dosta buke. Upotrebljava se za iste namjene kao i Pitotova pumpa.

Magnetohidrodinamičke pumpe

Magnetohidrodinamičke (ili *elektromagnetske pumpe*) služe za transport rastaljenih metala i kapljevina velike električne vodljivosti, iskorišćujući magnetsko polje proizvedeno električnom strujom. Razlikuju se dva osnovna tipa magnetohidrodinamičkih pumpa: konduksijski i induksijski tip.

Konduksijski tip magnetohidrodinamičke pumpe radi s istosmjernom ili izmjeničnom strujom. Kapljevina koju treba transportirati nalazi se u cijevi od nemagnetnog metala. Oko cijevi postavljen je magnet tako da su silnice magnetskog polja okomite na os cijevi. Kad se kapljevina priključi na električni napon, nastaje zbog protjecanja struje sila okomita na smjer silnica i smjer struje. Ta sila potiskuje kapljevinu od jednog kraja cijevi prema drugome, pa stalnim dotokom kapljevine na jednom kraju cijevi kapljevina neprekidno istjeće na drugom kraju.

Indukcijski tip magnetohidrodinamičke pumpe (sl. 52) radi samo s izmjeničnom strujom. Sastoji se od statora (1) sličnog kao u asinkronom trofaznom elektromotoru, a umjesto rotora ima nepokretnu lamelnu jezgru (2) u koju su ugrađene dvije



Sl. 52. Indukcijska magnetohidrodinamička pumpa. 1 namot statora, 2 lamelna jezgra, 3 vanjska cijev, 4 unutrašnja cijev, 5 spiralna vodilica, 6 usisni vod, 7 tlačni vod

koaksialne cijevi (3) i (4) od nemagnetnog metala. U prostoru između obje cijevi ugradena je spiralna vodilica (5). U taj međuprostor dotječe kapljevina, pa se okretno magnetsko polje proizvedeno u statoru zakreće oko unutrašnje cijevi. Zbog djelovanja te sile kapljevina rotira oko unutrašnje cijevi, a spiralna vodilica pretvara to kružno gibanje u linearno gibanje kapljevine, potiskujući kapljevinu u tlačni vod (7).

Varijanta induksijske pumpe je *linearna induksijska magnetohidrodinamička pumpa* koja je namijenjena za veliku dobavu. Ta pumpa ima umjesto kružnih linearne statorske namote, pa je magnetsko polje statora ravninsko, a umjesto dvije koaksialne cijevi ugraden je snop s mnogo paralelno spojenih cijevi malog promjera. Inducirana sila djeluje u akcionalnom smjeru, pa nije potrebna spiralna vodilica da usmjeruje tok kapljevine.

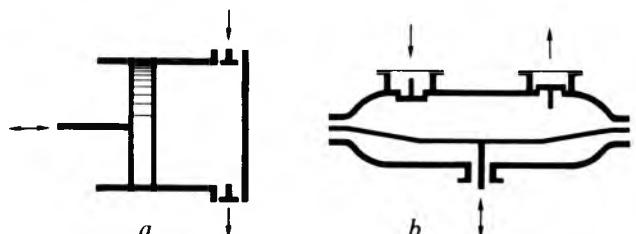
Prednosti su magnetohidrodinamičkih pumpa da mogu transportirati rastaljene metale visoke temperature, nemaju pokretnih dijelova ni brtvi, a u konduksijskim i linearnim induksijskim pumpama smjer toka kapljevine lako se obrne promjenom smjera električne struje. Nedostaci su niska iskoristivost, visoka nabavna cijena, a linearne su induksijske pumpe i velikih dimenzija.

VOLUMENSKE PUMPE

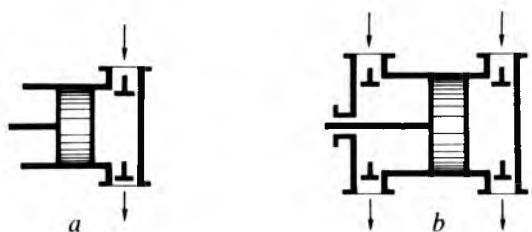
U volumenskim se pumpama pretvara mehanička pogonska energija u energiju tlaka fluida tako da se periodički mijenja volumen radnog prostora ispunjen fluidom, a transport se fluida ostvaruje periodičnošću tih volumenskih promjena. Prema načinu promjena volumena radnog prostora te se pumpe razvrstavaju na povratnotranslatorne i rotorne.

Povratnotranslatorne pumpe

Periodična promjena volumena radnog prostora povratnotranslatornih pumpa nastaje translatornim gibanjem radnog dijela: stapa ili membrane (sl. 53). Prostor ispunjen fluidom (radna komora ili cilindar), u kojem se odvija promjena volumena, odvojen je od usisnog i tlačnog cjevovoda ventilima.



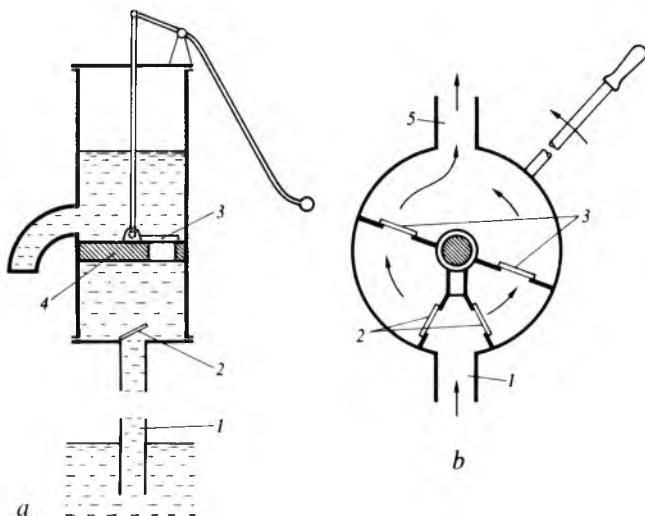
Sl. 53. Povratnotranslatorna pumpa. a: stapna pumpa, b: membranska pumpa



Sl. 54. Stapne pumpe. a: jednoradna, b: dvoradna

Fluid može oplakivati radni dio s jedne ili s obje strane, pa postoje *jednoradne* i *dvoradne pumpe* (sl. 54), te *diferencijalne pumpe* (pri usisavanju su jednoradne, a pri tlačenju dvoradne). Prema položaju radne komore razlikuju se *horizontalne* i *verticalne pumpe*, a prema načinu pogona *ručne pumpe* i *pumpe s mehaničkim pogonom*.

Pumpe s ručnim pogonom. Najčešći su tipovi ručnih pumpa *stapna u krilna* (sl. 55), a rijede *membranska*. Kapacitet ručnih pumpa relativno je malen; najveći kapacitet imaju ručne krilne pumpe, i to do 160 L/min . Dubina je sisanja do 7 m, a samo posebnim konstrukcijama postižu se dubine sisanja



Sl. 55. Ručne pumpe. a sterna pumpa, b krična pumpa. 1 usisna cijev, 2 usisni ventil, 3 tlačni ventil, 4 stup, 5 tlačni vod

do 14 m. Ručne se pumpe pretežno upotrebljavaju u kućanstvima.

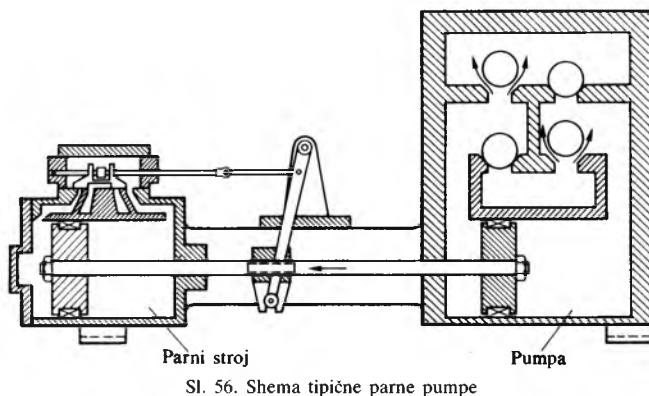
Pumpe s mehaničkim pogonom. Prema izvoru pogonske energije takve pumpe mogu biti *motorne* i *parne pumpe*.

Većina današnjih pogonskih motora ima rotacijsko gibanje, pa između radnog organa pumpe s translatornim gibanjem i pogonskog motora mora postojati mehanizam za pretvorbu rotacijskog u linearno gibanje. To je najčešće *stapni (koljenčasti) mehanizam*. Modifikacija stapnog mehanizma je *ekscentarski mehanizam*, a pumpe s tim mehanizmom podgrupa su *stapnih pumpa*.

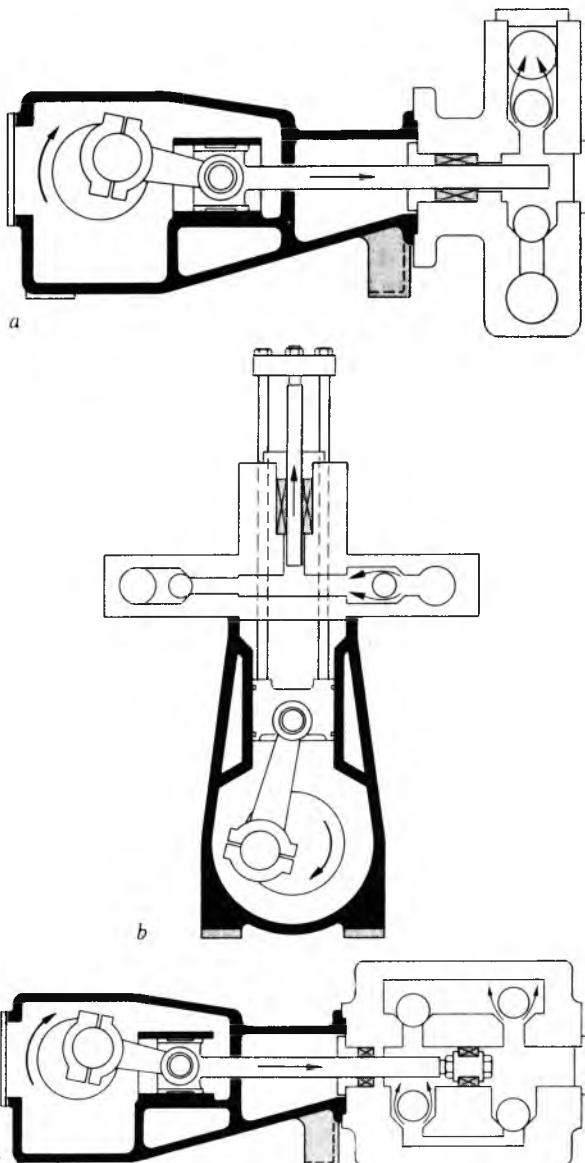
Za *membranske pumpe* mogu se primijeniti isti mehanizmi pretvorbe gibanja kao i za *stapne pumpe*. Osim mehaničkih prigona za membranske se pumpe upotrebljavaju i hidraulički prigoni.

Dozirne pumpe su podgrupa motornih pumpa kojima se protok može kontinuirano regulirati promjenom brzine vrtnje ili promjenom stupaja, odnosno progiba membrane.

Parne pumpe (sl. 56) zapravo su *stapne pumpe* pogonjene motorom s translatornim gibanjem, pa nije potreban mehanizam za pretvorbu gibanja. Prvi pogonski medij bila je para, pa su prema tome i dobine naziv. Danas se za pogon takvih pumpa najčešće upotrebljavaju pneumatski i hidraulički motori s translatornim gibanjem, a parni se stroj primjenjuje još samo za pumpe kotlovnih postrojenja.



Stapne pumpe. Pod tim skupnim imenom razumijevamo ne samo *stapne pumpe* (u užem smislu) u kojima je radni dio plosnatni stup (piston), tj. cilindar male visine h s obzirom na promjer d , već i *klipne pumpe* u kojima je radni dio klip (plunger), tj. cilindar velike visine, a malog promjera. *Stapne pumpe* imaju brtvenicu na stupu, a *klipne pumpe* imaju brtvenicu u cilindru i obično su jednoradne pumpe. Prema broju cilindara priključenih na stupni mehanizam *stapne*



Sl. 57. Osnovni tipovi stapne pumpe. a horizontalna jednoradna pumpa s izduženim stupom, b vertikalna jednoradna pumpa s izduženim stupom, c horizontalna dvoradna pumpa s plosnatim stupom

pumpe mogu biti *jednocilindrične (simplex)*, *dvocilindrične (duplex)*, *trocilindrične (triplex)* i *višecilindrične (multiplex)*.

Osnovni tipovi *stapnih pumpa* shematski su prikazani na sl. 57, gdje se vidi da se *stapna pumpa* sastoji od *pogonskog stupnog mehanizma* i *pumpnog dijela*. Osnovni dijelovi tipičnog pogonskog *stapnog mehanizma* prikazani su na sl. 58, a *pumpnog dijela* na sl. 59.

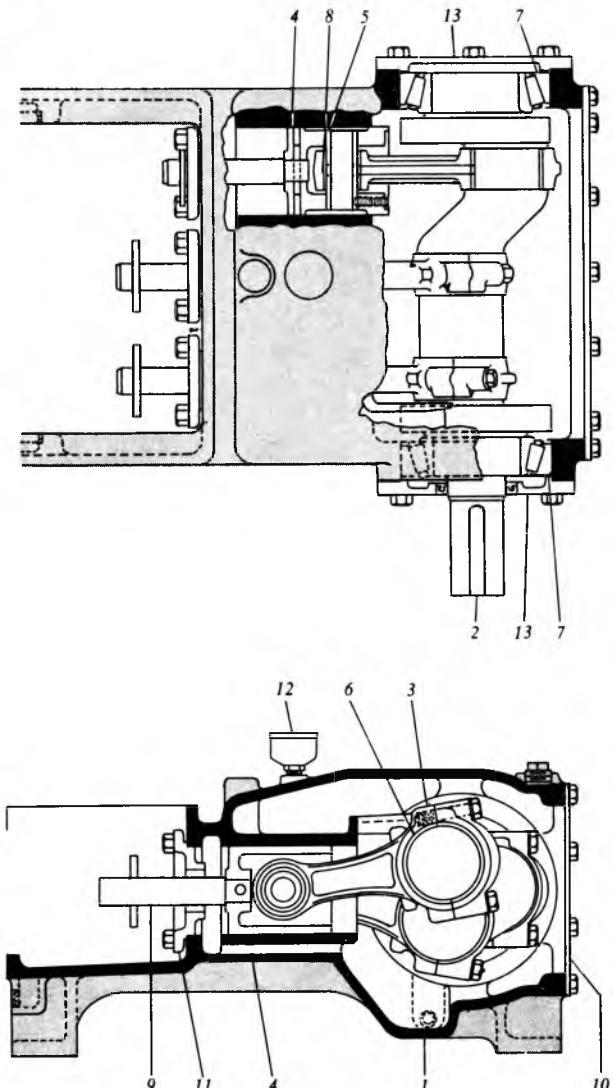
Nejednolikost protoka. Jednoradna jednocilindrična *stapna pumpa* usisava kapljevinu kad se, prema sl. 60, stup giba prema donjoj (osovinskoj) mrvoy točki (DMT) cilindra, a tlači kapljevinu u tlačni vod kad se stup giba prema gornjoj (pokrovnoj) mrvoy točki (GMT), tj. dobava pumpe je prekidna. Nadalje, stup pumpe sa *stapnim mehanizmom* giba se u cilindru nejednolikom brzinom, pa je nejednoliko i gibanje kapljevine u usisnom i tlačnom vodu.

Ako se pretpostavi da je duljina *stapajice l* beskonačna, tj. omjer $\lambda = r/l = 0$, tad stup, koji se giba od pokrovne prema osovinskoj mrvoy točki i prevljuje put (sl. 60)

$$x = r - r \cos \alpha = r(1 - \cos \alpha), \quad (147)$$

ima nejednoliku brzinu gibanja

$$v_s = \frac{dx}{dt} = \frac{d}{dt}(r - r \cos \alpha) = r \sin \alpha \frac{d\alpha}{dt}, \quad (148)$$



Sl. 58. Pogonski stupni mehanizam. 1 kućište mehanizma, 2 koljenčasto vratilo, 3 stupajica, 4 staza križne glave, 5 križna glava, 6 donji ležaj stupajice, 7 ležaj koljenčastog vratila, 8 gornji ležaj stupajice, 9 ojnica, 10 poklopac kućišta, 11 očnica, 12 mazalica, 13 poklopac ležaja koljenčastog vratila

gdje je α kut koljena koljenčastog vratila. Budući da je kutna brzina koljenčastog vratila $\omega = d\alpha/dt$, može se pisati

$$v_s = r\omega \sin \alpha, \quad (149)$$

pa je ubrzanje stapa

$$a_s = \frac{dv_s}{dt} = r\omega \cos \alpha \frac{d\alpha}{dt} = r\omega^2 \cos \alpha. \quad (150)$$

Za konačnu duljinu stupajice l , tj. za $\lambda = r/l \neq 0$, prevljeni put stapa je

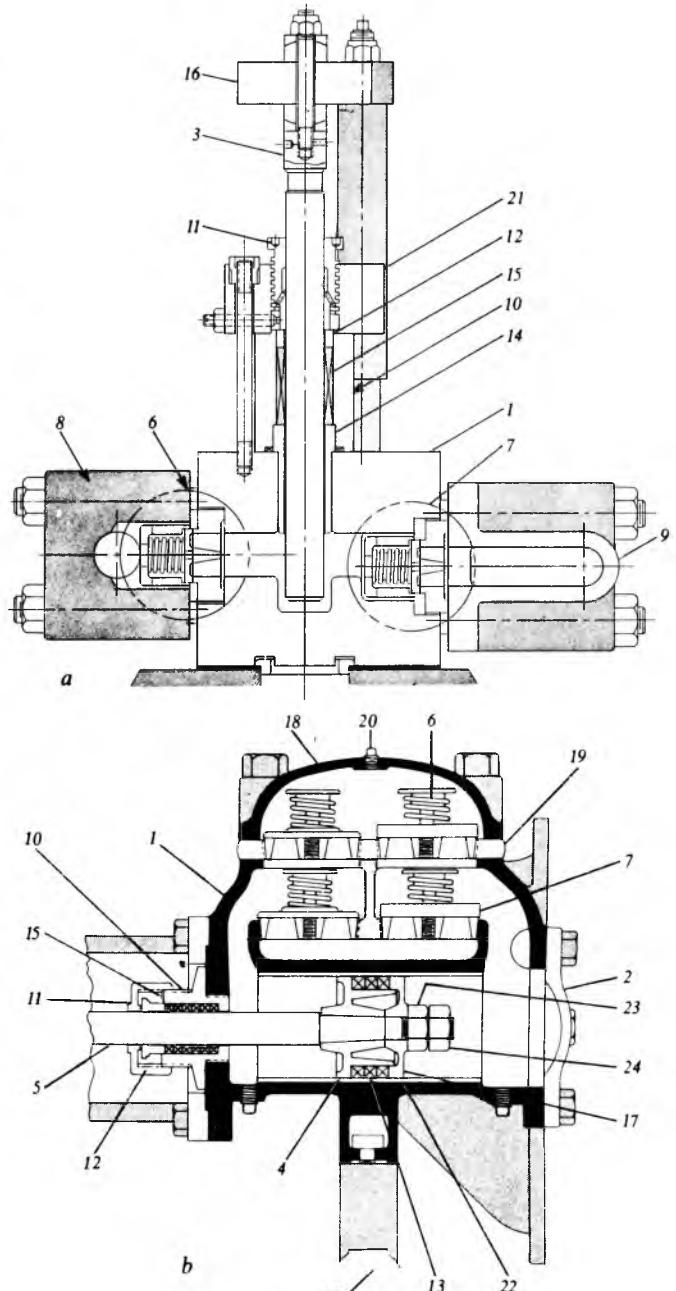
$$x = r(1 - \cos \alpha \pm \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha), \quad (151)$$

gdje pozitivni predznak zadnjeg člana na desnoj strani vrijedi za gibanje stapa od GMT prema DMT, tj. za usisavanje, a negativni predznak za gibanje od DMT prema GMT, tj. za tlačenje kapljevine. Derivacijom izraza (151) po vremenu dobiva se brzina stapa

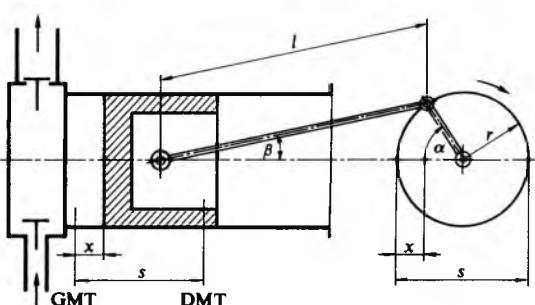
$$v_s = r\omega(\sin \alpha \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha), \quad (152)$$

a derivacijom te brzine dobiva se akceleracija stapa

$$a_s = r\omega^2(\cos \alpha \pm \lambda \cos 2\alpha). \quad (153)$$



Sl. 59. Pumpni dio stupne pumpe. a pumpa s izduženim stapom, b pumpa s plosnatim stapom; 1 kućište cilindra pumpe, 2 glava cilindra pumpe, 3 izduženi stap, 4 plosnati stap, 5 ojnica, 6 tlačni ventilski sklop, 7 usisni ventilski sklop, 8 tlačni razdjelnik, 9 usisni razdjelnik, 10 brtveni blok, 11 očnica brtvenice, 12 prsten brtvenice, 13 prsten brtvena (karika), 14 košuljica brtvenice, 15 brtveni paket, 16 poprečna greda, 17 poklopac stapa, 18 poklopac ventila, 19 ventilска ploča, 20 odzračnik, 21 prirubnica brtvenog bloka, 22 košuljica cilindra, 23 matica stapa, 24 protumatica, 25 rebro cilindra



Sl. 60. Shema stupnog mehanizma. r polujmer koljenčastog vratila, l duljina stupajice, α kut koljenčastog vratila, β kut stupajice, s duljina stupaja, DMT donja mrtva točka stapa, GMT gornja mrtva točka stapa

Ako se zanemari stlačivost kapljevine i elastičnost dijelova pumpa, iz jednadžbe kontinuiteta slijedi

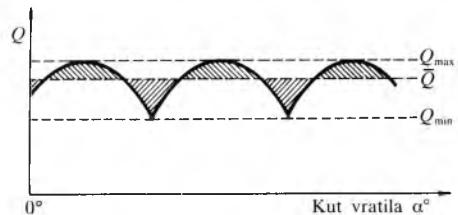
$$Q = v_s A_s = v_c A_c, \quad (154)$$

gdje je Q volumenski protok kroz pumpu, v_c brzina kapljevine u cjevovodu, A_c površina presjeka cjevovoda, A_s površina presjeka stapa. Također, slijede i relacije

$$v_c = v_s \frac{A_s}{A_c}, \quad (155)$$

$$a_c = a_s \frac{A_s}{A_c}. \quad (156)$$

To znači da se kinematika stavnog mehanizma preslikava u kinematiku gibanja fluida u cjevovodima.



Sl. 61. Kvalitativni dijagram volumenskog protoka kroz višecilindričnu pumpu u usisnom ili u tlačnom taktu tokom jednog okretaja koljenčastog vratila

Kvalitativni dijagram protoka kroz cilindre višecilindrične stupne pumpe u usisnom, odnosno tlačnom taktu, prikazan je kao funkcija kuta koljenčastog vratila α na sl. 61. Prosječni je protok \bar{Q} jednak protoku kroz sve cilindre u usisnom,

odnosno tlačnom taktu, za vrijeme jednog okretaja koljenčastog vratila. Nejednolikost protoka definirana je izrazima

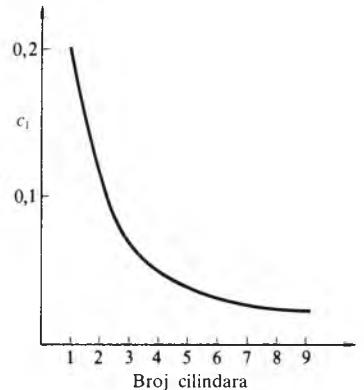
$$\Delta_{\max} = \frac{Q_{\max} - \bar{Q}}{\bar{Q}} \cdot 100\%, \quad (157)$$

$$\Delta_{\min} = \frac{\bar{Q} - Q_{\min}}{\bar{Q}} \cdot 100\%, \quad (158)$$

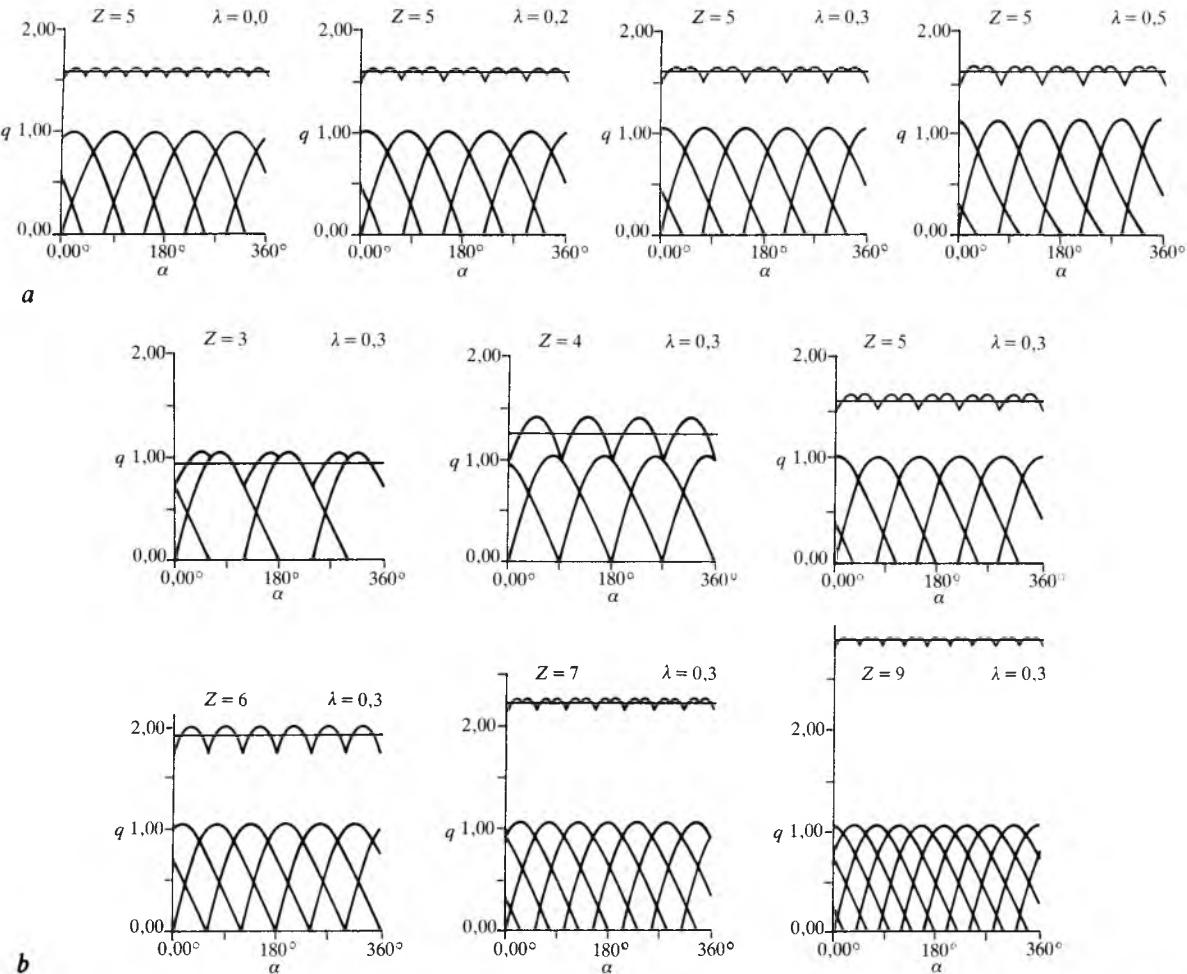
$$\Delta_{\text{tot}} = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{\bar{Q}} \cdot 100\% = \Delta_{\max} + \Delta_{\min}. \quad (159)$$

Nejednolikost protoka stupne pumpe utječe na specifični protok, a ovisi o omjeru $\lambda = r/l$ i broju cilindara Z , što se vidi iz tabl. 1 i sl. 62.

Iz sl. 63. i tabl. 1 može se zaključiti sljedeće: a) što je više cilindara, veći je i specifični protok, a to znači i protok



Sl. 63. Približne vrijednosti konstante c_1 dvoradnih stupnih pumpa prema broju cilindara



Sl. 62. Ovisnost nejednolikosti protoka i specifičnog protoka q u usisnom taktu višecilindričnih stupnih pumpa o (a) omjeru $\lambda = r/l$ (pri $Z = 5$), (b) broju cilindara Z (pri $\lambda = 0,3$)

općenito; b) s povećanjem omjera λ raste nejednolikost protoka; c) neparan broj cilindara ima manju nejednolikost protoka, što je razlog da u praksi stupne pumpe pretežno imaju neparan broj cilindara.

Tablica 1
OVISNOST NEJEDNOLIKOSTI PROTOKA
O BROJU CILINDARA Z STAPNE PUMPE
I O OMJERU $\lambda = r/l$

$\lambda = 1:6$			
Z	Δ_{\max} %	Δ_{\min} %	Δ_{tot} %
2	24	22	46
3	6	17	23
4	11	22	33
5	2	5	7
6	5	9	14
7	1	3	4
9	1	2	3

$Z = 3$			
λ	Δ_{\max} %	Δ_{\min} %	Δ_{tot} %
1:4	8,2	20,0	28,2
1:5	7,6	17,6	25,2
1:6	6,9	16,1	23,0
1:7	6,4	15,2	21,6

U cjevovodnom sustavu na koji je priključena pumpa, nejednoliki su otpori strujanju fluida, pa su protoci i tlakovi u sustavu nejednoliki. Nejednolikost tlakova u cjevovodnom sustavu povećava se i zbog inercijskih sila koje su posljedica kinematike stavnog mehanizma. Zbog svega toga nejednoliki su i tlakovi u usisnom i tlačnom cjevovodu.

Maksimalna akceleracija fluida u usisnom cjevovodu uzrokuje inercijski tlak (inercijska sila svedena na presjek cjevovoda), odnosno visinu akceleracije H_a koja je definirana izrazom

$$H_a = \frac{l}{g} \omega v_c \frac{c_1}{K}, \quad (160)$$

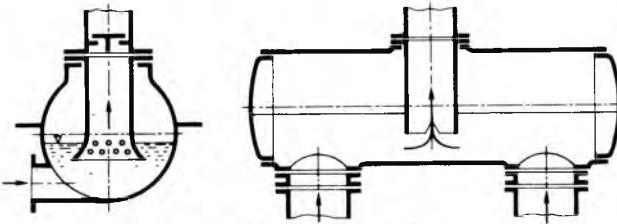
gdje je l duljina usisnog cjevovoda (uključivo koljena i sl.), v_c prosječna brzina fluida u cjevovodu, ω kutna brzina pogonskog stavnog mehanizma, c_1 konstanta tipa pumpe, K faktor stlačivosti fluida, koji za vodu iznosi 1,4, a za ulje 2,5. Ako se u izraz (160) umjesto kutne brzine ω uvede brzina vrtanja pogonskog mehanizma n , slijedi

$$H_a = \frac{l}{g} n v_c \frac{c_1}{K}, \quad (161)$$

pa je specifična energija akceleracije

$$Y_a = H_a g = l n v_c \frac{c_1}{K}. \quad (162)$$

Približne vrijednosti konstante c_1 za dvoradne stupne pumpe prikazane su prema broju cilindara na sl. 63.



Sl. 64. Kompenzator tlaka

Nejednolikost protoka, odnosno tlaka, može se uspješno smanjiti ako se u neposrednoj blizini pumpe ugradi kompenzator (vjetrenik) na usisnom, odnosno tlačnom cjevovodu. Vjetrenik (sl. 64) je uređaj djelomično ispunjen radnim fluidom, a djelomično plinom (zrak, ugljik-dioksid i sl.) pod radnim tlakom u cjevovodu. Pri maksimalnom protoku, a to

znači i tlaku većem od radnog, fluid ulazi u vjetrenik i pri tome stlačuje plin. Kad tlak u sustavu padne ispod tlaka plina, fluid počne istjecati iz vjetrenika, pa se u sustavu smanjuje nejednolikost protoka, odnosno tlaka. Nejednolikost dobave ublažava se i diferencijalnom pumpom koja pri jednom stapanju usisanu količinu (jednoradni pogon) tlači (u polovičnoj količini) u oba stapa (dvoradni pogon).

Stapne pumpe s ekscentarskim mehanizmom (sl. 65) mogu biti pumpe s radikalnim vanjskim ekscentrom, pumpe s radikalnim unutrašnjim ekscentrom, pumpe s aksijalnim rotirajućim ekscentrom i pumpe s aksijalnim mirujućim ekscentrom. To su redovno višecilindrične pumpe koje umjesto običnih ventila imaju specijalno konstruirane razvodnike.

Pumpe s radikalno smještenim ekscentrima kružnog oblika (sl. 65a i b) imaju kinematik mehanizma jednaku kao stapni mehanizmi. Pumpe s aksijalno smještenim ekscentrima (sl. 65c i d) imaju trenutačnu brzinu stapa

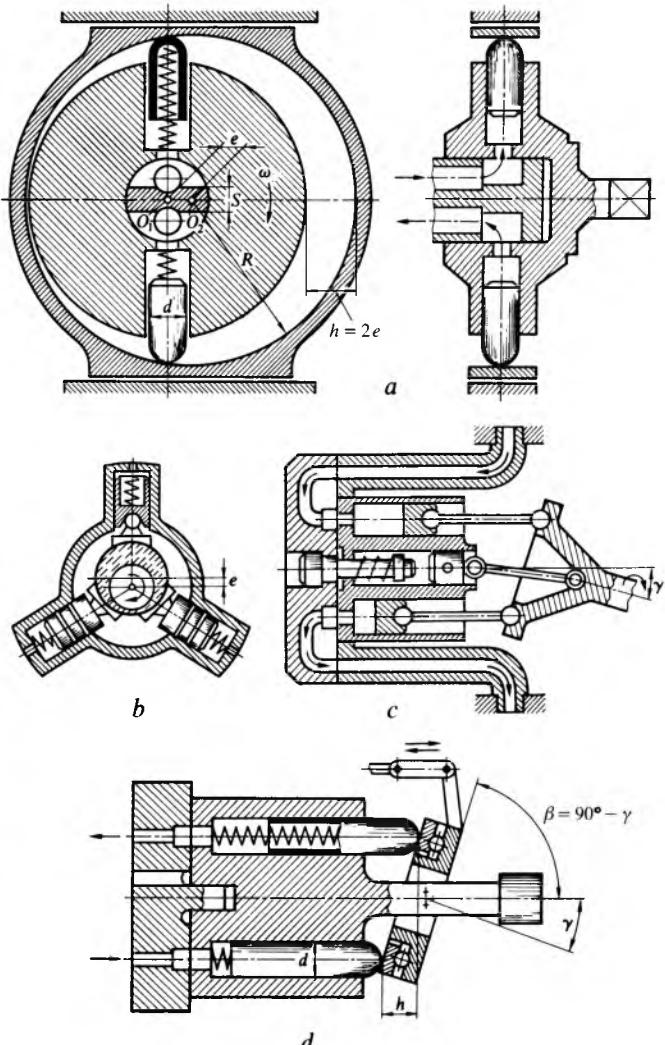
$$v_s = R \omega \sin \gamma \sin \alpha \quad (163)$$

i akceleraciju stapa

$$a_s = R \omega^2 \sin \gamma \cos \alpha, \quad (164)$$

gdje je R polumjer dodira ili pričvršćenja stapa na aksijalnom ekscentru zakrenutom prema osi rotacije za kut γ , ω kutna brzina kućišta sa stapovima, a α kut vratila.

Stapne pumpe s aksijalnim rotirajućim ekscentrom (sl. 65c) često imaju između kućišta sa stapovima i rotirajućeg ekscentra kardanski zglobovi, pa se pri proračunu, uz kinematiku

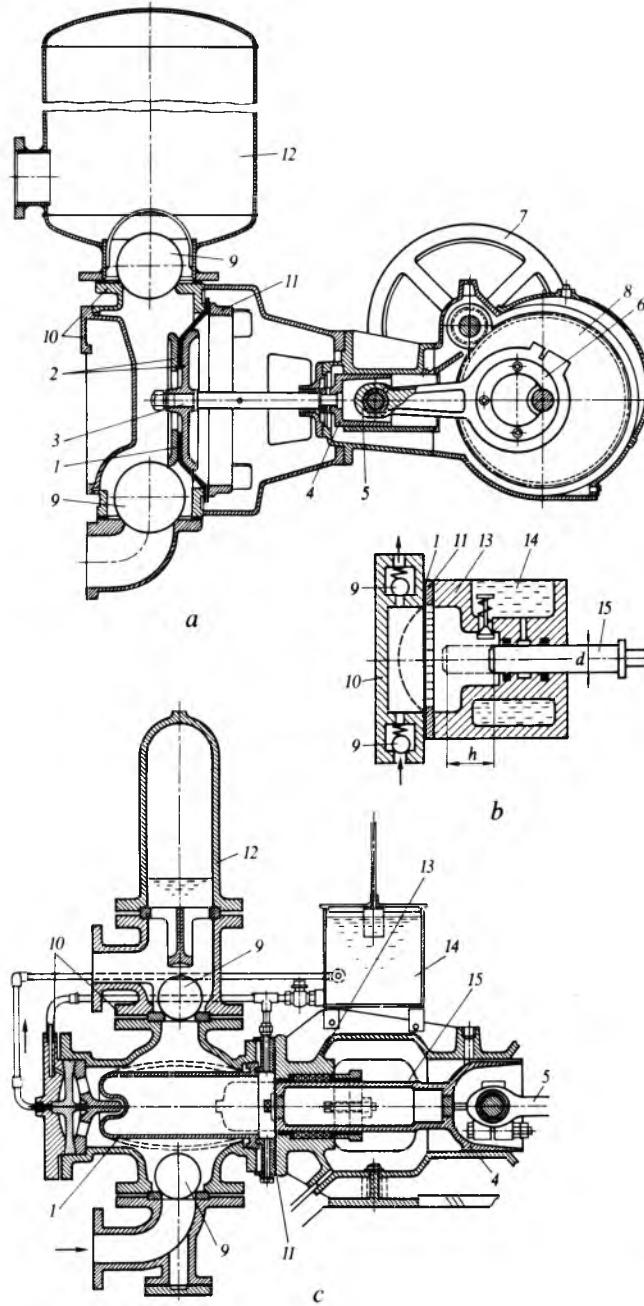


Sl. 65. Stupne pumpe s ekscentarskim mehanizmom. a) radikalni vanjski ekscentar, b) radikalni unutrašnji ekscentar, c) aksijalni rotirajući ekscentar, d) aksijalni mirujući ekscentar

aksijalnog ekscentra, mora uzeti u obzir i kinematika kardanskog zgloba. Sve stapne pumpe s ekscentrima, posebno radikalno smještenima, mogu imati ekscentre koji nisu kružnog oblika, što omogućuje da se u određenim granicama ostvari kinematika stapa različita od stavnog mehanizma.

Membranske pumpe. Prema načinu na koji se postiže progib membrane razlikuju se *pumpe s mehaničkim progibom membrane* (sl. 66a) i *pumpe s hidrauličkim progibom membrane* (sl. 66b). Membrana je izradena od metala, kože, gume ili polimernog materijala, a može imati različite oblike, pa i cilindrični oblik (sl. 66c). Pogonski mehanizam membranskih pumpa redovno je stapni ili ekscentarski.

Membranske se pumpe upotrebljavaju u procesnoj i kemijskoj industriji za transport agresivnih i otrovnih kemikalija. Omogućuju prirast tlaka fluida do 3,0 MPa uz relativno male protočne količine do 8L/s.



Sl. 66. Membranske pumpe. a mehanički progib membrane, b hidraulički progib membrane, c pumpa s hidrauličkim progibom membrane cilindričnog oblika; 1 membrana, 2 prirubnica membrane, 3 ojnice membrane, 4 kržna glava, 5 stupajica, 6 poklopac stupajice, 7 pogonski kotač, 8 zupčanik, 9 kuglasti ventil, 10 kućište pumpe, 11 ploča membrane, 12 tlačna kompenzacijnska posuda, 13 kućište hidrauličkog prigona pumpe, 14 uljni rezervoar, 15 stup hidrauličkog prigona pumpe

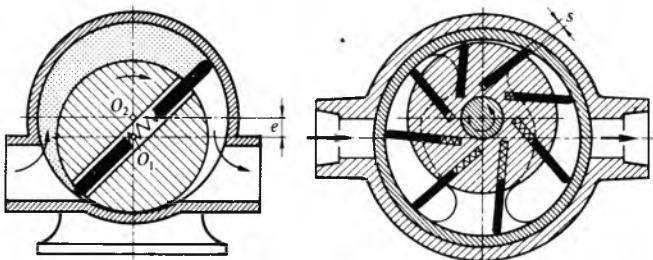
Motorne rotorne pumpe

Osnovna je karakteristika rotornih pumpa da se periodične promjene volumena radnog prostora ostvaruju rotacijskim gibanjem radnog dijela, te da nemaju ventile. Prema vrsti radnog prostora. Os je rotora ekscentrična s obzirom na os cilindričnog radnog prostora u kućištu. Zbog te se ekscentrične pumpe s rotirajućim krilima, pumpe s rotirajućim stapovima, zupčaste pumpe i vijčaste pumpe.

Lamelne pumpe. Glavni dijelovi lamelne pumpe jesu kućište, rotor i lamele. Radni prostor unutar kućišta podijeljen je lamelama na odjeljke od kojih su neki ispunjeni fluidom, a neki su prazni. Pri vrtnji rotora fluid iz usisnog cjevovoda ulazi u prazne odjeljke, a fluid iz punih odjeljaka potiskuje se u tlačni cjevovod. Lamele mogu biti ugrađene u rotor ili u kućište.

Pumpe s lamelama u rotoru. Lamele su uložene u utore rotora, a opruga na dnu utora potiskuje lamelu, tako da vanjski kraj lamele stalno priliježe uz unutrašnju stijenu radnog prostora. Os je rotora ekscentrična obzirom na os cilindričnog radnog prostora u kućištu. Zbog te se ekscentričnosti pri vrtnji rotora periodički mijenja volumen radnog prostora ispunjenog fluidom. Promjenom ekscentričnosti rotora mijenja se i dobava pumpe, tj. kontinuiranom promjenom ekscentričnosti može se kontinuirano regulirati dobava, pa pumpe s lamelama u rotoru mogu služiti i kao dozirne pumpe.

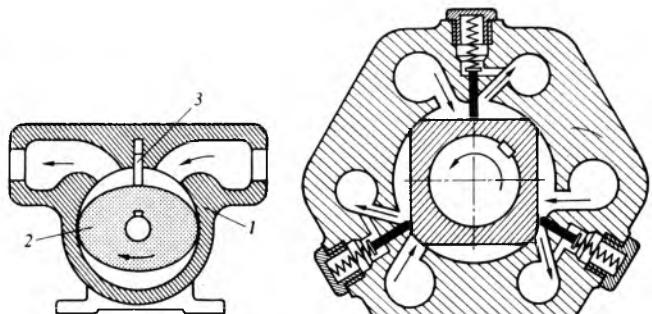
Najjednostavniji tip pumpe s lamelom u rotoru jest tzv. ekscentarska pumpa (sl. 67). Međutim, radi manjeg opterećenja lamela i ravnomjernije dobave, u rotoru je obično 10...12 lamele. Iz istih razloga, pogotovo ako se ne predviđa rad pumpe u oba smjera vrtnje, lamele se polažu koso u rotor (sl. 68).



Sl. 67. Ekscentarska pumpa

Sl. 68. Lamelna pumpa s lamelama koso ugrađenim u rotor

Pumpe s lamelama u kućištu. Periodičke promjene volumena radnog prostora ispunjenog fluidom ostvaruju se oblikom rotora koji nije kružnog poprečnog presjeka, a smješten je koaksijalno u cilindričnom radnom prostoru. Jednostavni jednoradni tip takve pumpe ima samo jednu lamelu ugrađenu u utor u kućištu. Na ugradeni kraj lamele djeluje opruga, pa slobodni kraj lamele stalno priliježe uz površinu rotora koji ima eliptičan poprečni presjek (sl. 69). Višeradne pumpe tog tipa moraju imati u kućištu dvije ili više lamele (sl. 70).

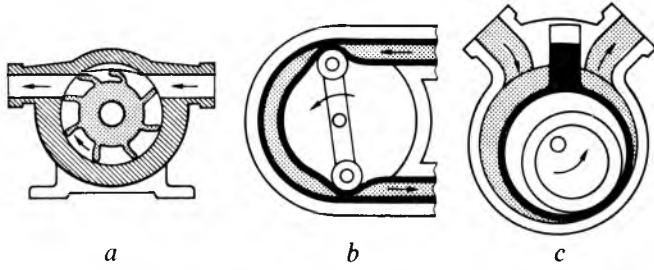


Sl. 69. Lamelna pumpa s lamelom ugrađenom u kućište. 1 kućište, 2 rotor, 3 lamela

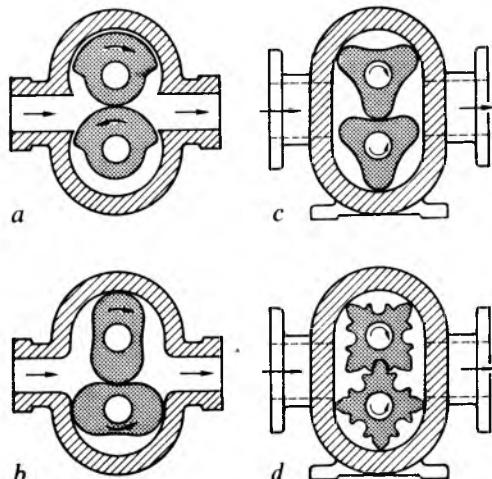
Sl. 70. Višeradna lamelna pumpa s lamelama ugrađenim u kućište

Lamelne pumpe postižu tlakove do 7,0 MPa i protoke od 5...200 L/min. Brzina vrtnje manjih lamelnih pumpa iznosi 2000...3000 min⁻¹, a većih 500...1200 min⁻¹.

Pumpe s deformabilnim radnim dijelom. Kao radni dijelovi tih pumpa služe *deformabilne lamele*, *deformabilno crijevo* i *deformabilni cilindar* (sl. 71). Te su pumpe namijenjene za male priraste tlakova i male protoke. Posebno su zgodne za transport kapljivina u procesnoj i prehrambenoj industriji.

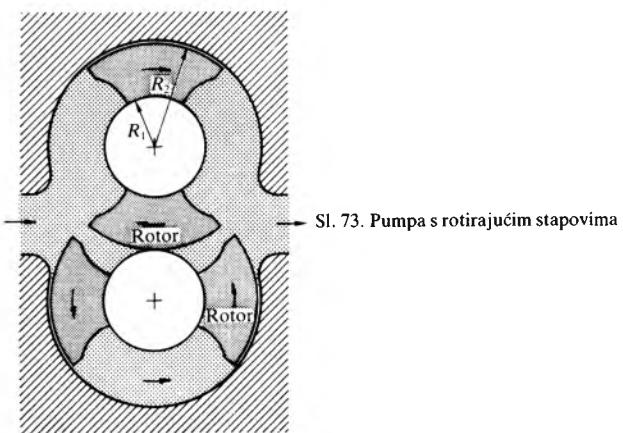


Sl. 71. Pumpe s deformabilnim radnim dijelom. a deformabilne lamele, b deformabilno crijevo, c deformabilni cilindar



Pumpe s rotirajućim krilima. Te su pumpe u suštini podvarijanta zupčastih pumpa. S obzirom na radni dio mogu biti *jednokrilne*, *dvokrilne*, *trokrilne* i *višekrilne* (sl. 72). Služe za srednje i veće protoke do 1000 L/min i priraste tlakova do 5,0 MPa, s brzinom vrtnje 2500...4000 min⁻¹.

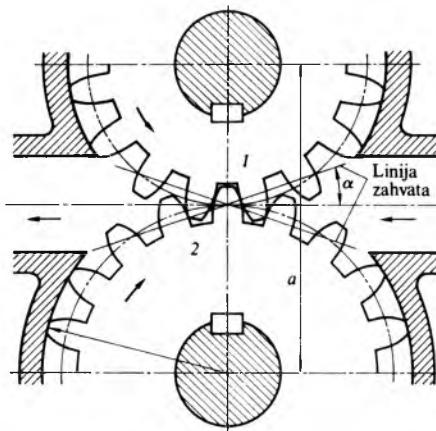
Pumpe s rotirajućim stupovima. To su obično pumpe s dva krila posebnog oblika (sl. 73), pa im je princip rada isti kao i pumpama s rotirajućim krilima.



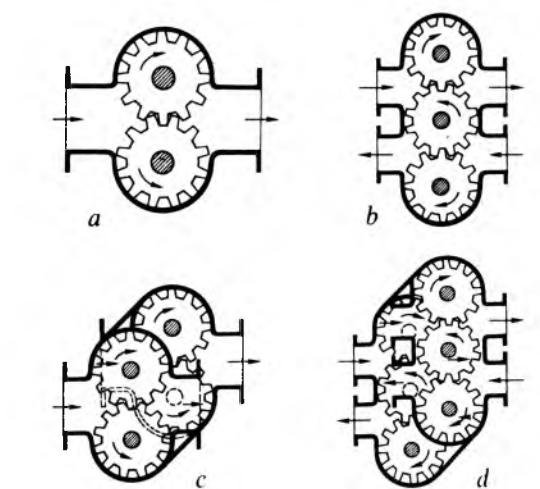
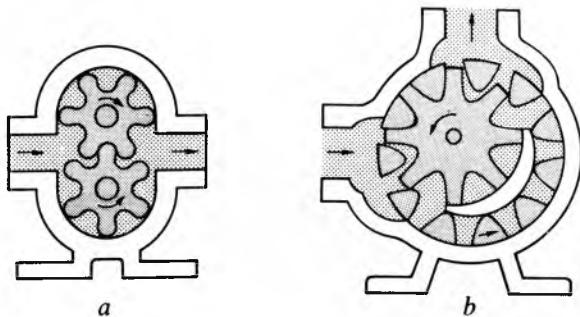
Zupčaste pumpe. U zupčastim se pumpama kapljivina transportira u prostoru što ga čine međuzublje zupčanika i kućište pumpe. Periodičke promjene volumena radnog pro-

stora ispunjenog fluidom nastaju ulaskom zuba jednog zupčanika u međuzublje drugog zupčanika (sl. 74).

Prema ozubljenju zupčanika razlikuju se *pumpe s vanjskim ozubljenjem* pogonjenog zupčanika i *pumpe s unutrašnjim ozubljenjem* pogonjenog zupčanika (sl. 75).



Sl. 74. Princip rada zupčaste pumpe. 1 pogonjeni zupčanik, 2 pogonski zupčanik



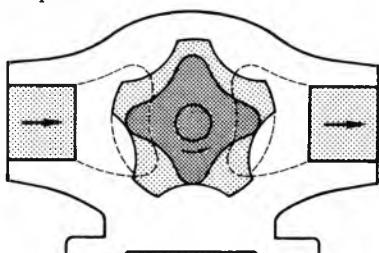
Prema strujanju fluida kroz pumpu, pumpe s vanjskim ozubljenjem mogu biti *jednostručne*, *dvostručno-protusmjerne*, *dvostručno-istosmjerne* i *četverostručne* (sl. 76), a pumpe s unutrašnjim ozubljenjem mogu biti s međupregradom (sl. 75b) i bez međupregrade (sl. 77).

Teoretska dobava Q_t zupčastih pumpa, izražena u cm^3/min , može se izračunati prema sljedećim izrazima:

- a) za pumpu sa dva nekorigirana, vanjski ozubljena, jednaka zupčanika s ravnim zubima:

$$Q_t = 2\pi b m^2 n \left(Z + 1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{12} \right), \quad (165)$$

gdje je b širina zupčanika (cm), m modul zupčanika (cm), Z broj zubi zupčanika, α kut zahvata zubi (najčešće 20°), a n brzina vrtnje zupčanika u minutni;



Sl. 77. Zupčaste pumpe s unutrašnjim ozubljenjem, bez međuprage

b) za pumpu sa dva korigirana, vanjski ozubljena, jednaka zupčanika s ravnim zubima:

$$Q_t = 2\pi b n \left(r_k^2 - \frac{a^2}{4} - \frac{m^2}{12} \pi^2 \cos^2 \alpha \right), \quad (166)$$

gdje je r_k vanjski polujmer zupčanika (cm), a a razmak između osiju zupčanika (cm) (v. sl. 74);

c) za pumpu sa dva korigirana, vanjski ozubljena, jednaka zupčanika s kosim zubima:

$$Q_t = 2\pi b n \left(r_k^2 - \frac{a^2}{4} - \frac{m_{s0}^2}{12} \pi^2 \cos^2 \alpha_{s0} \right), \quad (167)$$

gdje je $m_{s0} = m/\cos \beta_0$ projekcija modula u radijalnu ravninu (cm), β_0 kut skošenja zubi, a α_{s0} projekcija kuta zahvata zubi određena izrazom

$$\tan \alpha_{s0} = \frac{\tan \alpha}{\cos \beta_0}, \quad (168)$$

d) za pumpu sa tri nekorigirana, vanjski ozubljena zupčanika, od kojih su dva pogonjena zupčanika jednaka, a pogonski je zupčanik veći, s ravnim zubima:

$$Q_t = \pi b m^2 n \left[2Z_1 + \left(1 + \frac{Z_1}{Z_2} \right) \left(1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{12} \right) \right], \quad (169)$$

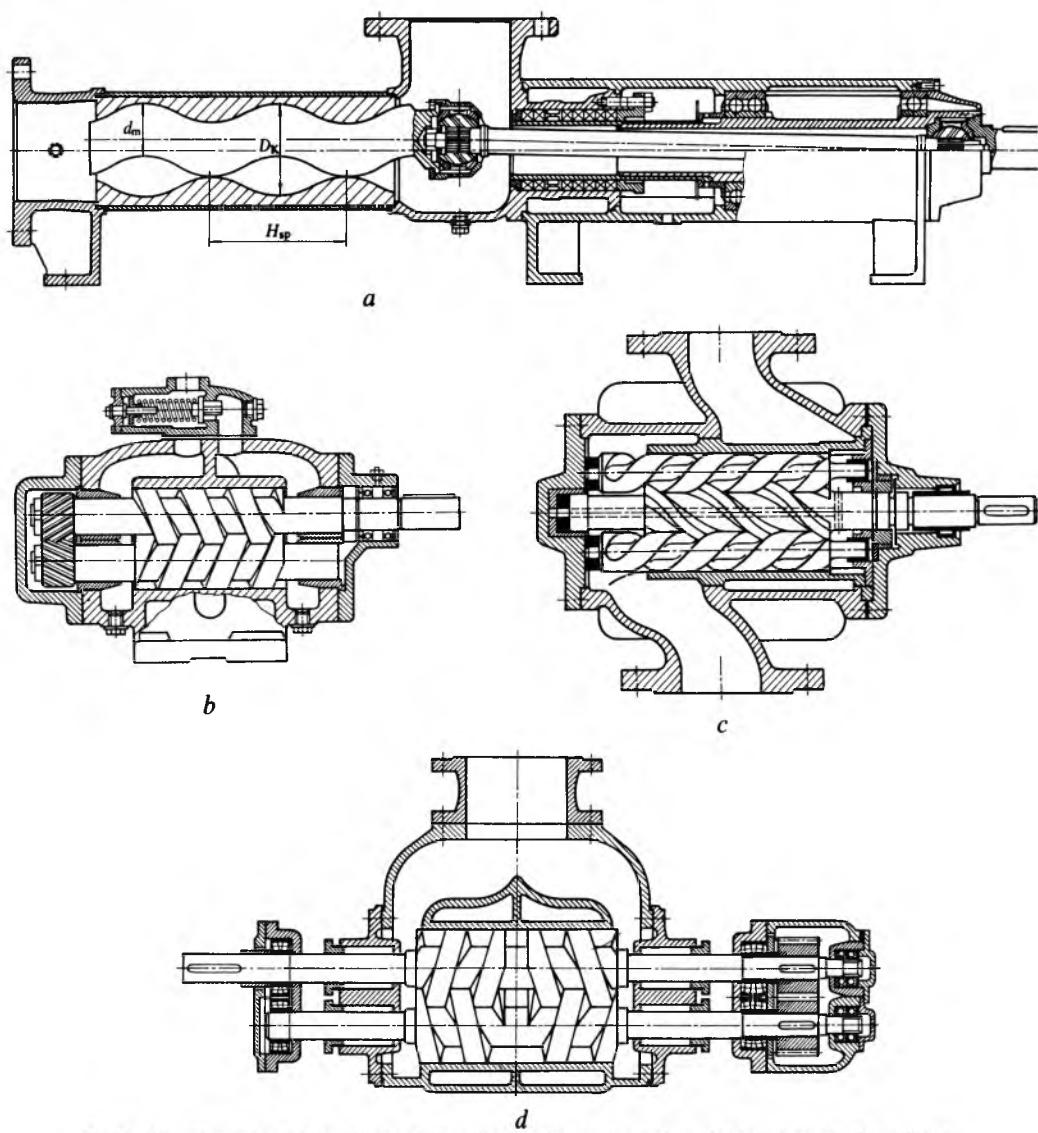
gdje je Z_1 broj zubi pogonskog zupčanika, a Z_2 broj zubi pogonjenih zupčanika;

e) za pumpu s nekorigiranim, unutrašnje ozubljenim zupčanicom s ravnim zubima:

$$Q_t = \pi b m^2 n \left[2Z_1 + \left(1 - \frac{Z_1}{Z_2} \right) \left(1 - \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{12} \right) \right], \quad (170)$$

gdje je Z_1 broj zubi pogonskog vanjski ozubljenog zupčanika, a Z_2 broj zubi unutrašnje ozubljenog zupčanika.

Obodna brzina na diobenoj kružnici zupčanika ovisi, između ostalog, i o kinematičkoj viskoznosti v fluida.



Sl. 78. Vijčane pumpe. a jednovijčana, b dvovijčana jednostručna, c dvovijčana dvostručna, d trovijčana

Preporučene obodne brzine zupčanika prema kinematičkoj viskoznosti fluida navedene su u tabl. 2.

Stvarna dobava Q zupčaste pumpe određena je izrazom

$$Q = \eta_v Q_t, \quad (171)$$

gdje je η_v volumenska iskoristivost, ovisna o kinematičkoj viskoznosti fluida, o brzini vrtnje, te o radnom tlaku. Volumenska iskoristivost opada sa smanjenjem kinematičke viskoznosti, smanjenjem brzine vrtnje i povećanjem radnog tlaka, te iznosi $0,88 \dots 0,98$.

Tablica 2

PREPORUČENE OBODNE BRZINE NA DIOBENOJ KRUŽNICI ZUPČANIKA PREMA KINEMATIČKOJ VISKOZNOSTI FLUIDA

Kinematička viskoznost v m ² /s	Obodna brzina u m/s
$2 \cdot 10^{-6}$	16
$10 \cdot 10^{-6}$	10
$10 \cdot 10^{-5}$	6
$20 \cdot 10^{-5}$	5

Ukupna iskoristivost η_p zupčaste pumpe definirana je izrazom

$$\eta_p = \frac{P_h}{P}, \quad (172)$$

gdje je P pogonska snaga zupčaste pumpe, a P_h hidraulička snaga koja iznosi

$$P_h = \Delta p Q, \quad (173)$$

gdje je Δp prirast tlaka u pumpi. Za normalne je izvedbe zupčastih pumpa $\eta_p = 0,75 \dots 0,85$.

Zupčaste se pumpe najčešće upotrebljavaju za mineralna ulja i goriva. Normalno služe za priraste tlakova Δp do 2,0 MPa, rijedko do 10,0 MPa ili više (avionska industrija), imaju brzinu vrtnje do 3000 min^{-1} , rijedko do 10000 min^{-1} , i volumenski protok do 500 L/min.

Vijčane pumpe. Radni je dio (rotor) vijčane pumpe vratilo s navojnicom različitih profila (v. Elementi strojeva, TE 5, str. 202). Unutrašnji oblik radnog prostora u kućištu (statoru) prilagođen je obliku navojnice vratila tako da osigurava brtvljenje između rotora i statora.

Pumpa može imati jedan ili više rotora, pa postoje jednovijčane i viševijčane pumpe (sl. 78). Promjene volumena radnog prostora ostvaruju se u jednovijčanim pumpama periodičkim promjenama prostora između unutrašnje stijenke kućišta i rotora što nastaju pri vrtnji rotora, a u viševijčnim pumpama ulaskom početka navoja jednog vratila u međunovojni prostor drugog vratila. Vijčane pumpe nemaju ventila.

Prema smjeru strujanja fluida kroz pumpu razlikuju se jednostrujne (sl. 78b) i dvostrujne vijčane pumpe (sl. 78c).

Jednovijčane jednostrujne pumpe (sl. 78a) najčešće služe za transport gustih i kašastih fluida (melasa, voćni gusti sokovi, mulj itd.). Teoretska dobava Q_t (cm³/min) iznosi

$$Q_t = 2(D_K - d_m)d_m H_{sp}n, \quad (174)$$

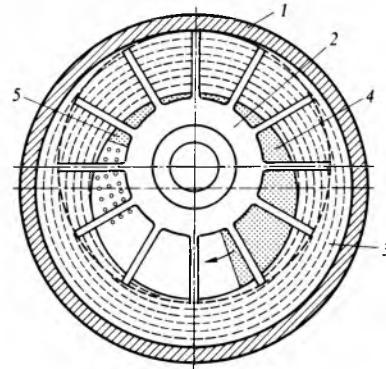
gdje je n brzina vrtnje rotora u min⁻¹, a značenje oznaka linearnih dimenzija (cm) vidi se na sl. 78a.

Viševijčane pumpe. U dvovijčanim je pumpama pogonsko vratilo s navojnicom uzubljeno s navojnicom pogonjenog vratila koje rotira u suprotnom smjeru, a sinkrona se vrtnja obaju vratila postiže pomoću para jednakih zupčanika. Fluid ulazi u prostor između navoja i kućišta te se u tom prostoru, zatvorenom navojem drugog vratila, transportira s usisne na tlačnu stranu. Trovijčane pumpe rade na istom principu, samo imaju dva pogonjena vratila.

Dobava viševijčanih pumpa ovisi o broju navoja i njihovu obliku, a iznosi od $3 \dots 12000 \text{ L/min}$. Te pumpe mogu ostvarivati priraste tlakova i do 20,0 MPa, imaju brzinu vrtnje $300 \dots 15000 \text{ min}^{-1}$ i pogonsku snagu do 1100 kW. Primjenjuju se u hidrauličkim postrojenjima različitih industrija, a osobito u naftnoj industriji.

Pumpa s vodenim prstenom. To je zapravo lamelna ekscentarska pumpa koja u prvom redu služi kao vakuumska

pumpa, a i kao kompresor zraka. Pumpa se (sl. 79) sastoji od cilindričnog kućišta u kojem je ekscentrično smješteno radno kolo (2) s ravnim ili prema naprijed zakrivenim lamelama. Kućište je djelomično ispunjeno kapjevinom, najčešće vodom. Centrifugalna sila rotirajućeg radnog kola odbacuje vodu uz stijenu kućišta, pa sloj vode uz kućište oblikuje prsten (3) koncentričan s osi kućišta. Zbog ekscentričnog položaja radnog kola stvara se između prstena vode i radnog kola prazan prostor srpastog presjeka. Na jednom kraju tog praznog prostora pumpa usisava zrak iz usisnog cjevovoda (4) i zatim ga na drugom kraju potiskuje u tlačni vod, a voden prsten služi kao elastična brtva.

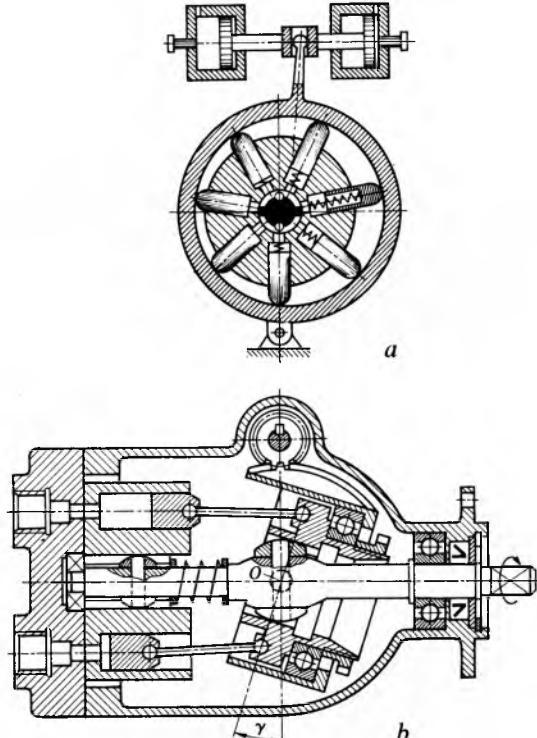


Sl. 79. Shema pumpe s vodenim prstenom. 1 kućište, 2 radno kolo s lamelama, 3 voden prsten, 4 usisni otvor, 5 tlačni otvor

Dozirne pumpe

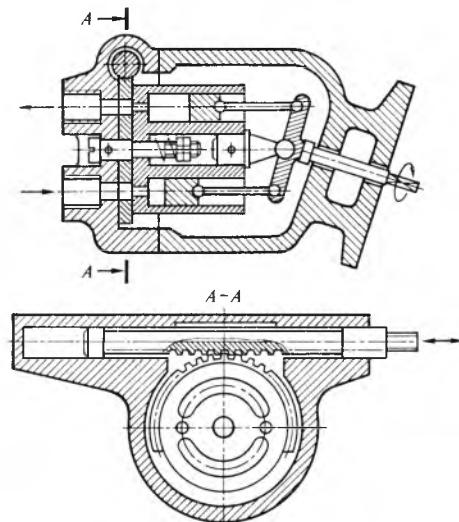
U automatiziranim tehnoškim procesima kemijske, farmaceutske i prehrabne industrije, te u nekim hidrauličkim regulacijskim uredajima potrebno je veoma točno doziranje volumenske dobave radnog fluida. Za tu svrhu služe dozirne pumpe kojima se dobava, tj., protok kroz pumpu, može točno i kontinuirano regulirati.

Kao dozirne pumpe upotrebljavaju se od povratnotranslatornih pumpa stupne i membranske, a od rotornih pumpa zupčaste, lamelne s lamelama u rotoru te pumpe s deformabilnim radnim dijelom. Promjena dobave tih pumpa ostavlja



Sl. 80. Dozirne pumpe s mogućnošću promjene radnog volumena. a dozirna stupna pumpa s radikalnim vanjskim ekscentrom, b dozirna stupna pumpa s aksijalnim unutrašnjim ekscentrom

ruje se promjenom brzine vrtnje prigona pumpe, promjenom radnog volumena pumpe i prestrujnim razvodnicima. Kontinuiranom regulacijom brzine vrtnje pogonskog motora ili prigonske spojke kontinuirano se mijenja broj stupaja stапа pumpе, broj progiba membrane membranske pumpе i brzina vrtnje radnih dijelova rotornih pumpa. Kontinuirana promjena radnog volumena pumpe postiže se kontinuiranom promjenom stupaja, progiba membrane ili ekscentričnosti rotora s lamelama (sl. 80). Prestrujni razvodnici na ulazu i izlazu pumpe omogućuju točno doziranje protoka u tlačnom vodu (sl. 81).



Sl. 81. Prestrujni razvodnik

Radna sposobnost doziranja pumpe procjenjuje se prema sljedećim specifičnim svojstvima: a) *omjer smanjenja* jest omjer minimalne i nominalne dobave pumpe uz koju pumpa još može održavati zahtijevanu ponovljivost protoka, točnost stacionarnog stanja i linearnost; b) *linearnost* pri zadanoj dobavi je omjer stvarnog volumenskog protoka na izlazu pumpe i idealne dobave odredene pravcem povučenim kroz točke dobivene baždarenjem pumpe, a odstupanje od idealnog pravca izražava se u postocima nominalne dobave pumpe; c) *točnost stacionarnog stanja* jesu fluktuacije volumenskog protoka izražene kao postotak nominalne dobave u nepromjenljivim uvjetima u sustavu. Točnost stacionarnog stanja daje se za čitavo područje rada pumpe; d) *ponovljivost protoka*, izražena u postocima nominalnog protoka, pokazuje s kojom se točnošću, uz odredene uvjete u sustavu, može postavljena dobava promijeniti i zatim opet vratiti u prvotno radno stanje.

Na točnost doziranja direktno utječe brzina radnog dijela pumpe (brzina vrtnje rotora, broj stupaja stapa, broj progiba membrane) i dinamička viskoznost fluida. Zato dozirne pumpe za vrlo viskozne fluide imaju brzinu vrtnje $\sim 10 \text{ min}^{-1}$, a za manje viskozne do 200 min^{-1} . Smatra se da granična dinamička viskoznost iznosi 1 Pas, pa dozirne pumpe za fluide dinamičke viskoznosti iznad 1 Pas moraju biti posebne konstrukcije. Također, treba uzeti u obzir i tlak isparivanja fluida, jer i taj tlak utječe na točnost doziranja.

K. Franjić

LIT.: C. Pfleiderer, Die Kreiselpumpen. Springer-Verlag, Berlin 1955. – A. J. Stepanoff, Centrifugal and Axial Flow Pumps. John Wiley and Sons, New York 1957. – A. J. Stepanoff, Pumps and Blowers, Two-Phase Flow. John Wiley and Sons, New York 1966. – A. A. Ломакин, Центробежные и осевые насосы. Машиностроение, Москва 1966. – I. J. Karassik, W. C. Kruzsich, W. H. Fraser, J. P. Messina, Pump Handbook. McGraw-Hill, New York 1976. – H. Schulz, Die Pumpen. Springer-Verlag, Berlin 1977. – H. H. Anderson, Centrifugal Pumps. Trade and Technical Press Ltd., Surrey, England 1980. – V. M. Čherkassky, Pumps–Fans–Compressors. Mir Publishers, Moscow 1985. – G. I. Krivchenko, Hydraulic Machines – Turbines and Pumps. Mir Publishers, Moscow 1986. – B. A. Зимницкий, В. А. Умов, Лопастные насосы (справочник). Машиностроение, Ленинград 1986. – B. Я. Карелин, А. В. Минаев, Насосы и насосные станции. Стройиздат, Москва 1986.

M. Fancev K. Franjić

PUST (filc), vrsta tekstilnih proizvoda koji se razlikuju od ostalih takvih proizvoda u tome što njihova vlakna nisu međusobno spojena, već samo zbijena i zamršena, pa imaju sasvim nesredenu vlaknastu strukturu.

Dvije su međusobno bitno različite skupine pustova. Jedna su skupina pustovi koji se dobivaju nekim prisilnim gibanjem vlakana uz djelovanje vlage, topline i tlaka, tzv. pustanjem. To su tzv. *pravi pustovi*, ili samo pustovi ako ne treba istaknuti da su pravi. Dobivaju se od takvih vlakana koja se pustanjem mogu zamrsiti i zbiti u dovoljno čvrste tvorevine, tj. koja imaju *sposobnost pustanja*. Tu sposobnost imaju samo vlakna životinjskog porijekla, vuna i dlaka.

Druga skupina pustova jesu proizvodi što se dobivaju od sirovina bez sposobnosti pustanja, tj. od biljnih, kemijskih i mineralnih vlakana. Temeljne operacije kojima se dobivaju ti pustovi zasnivaju se na zamrsivanju i međusobnom zbijanju vlakana pomoću posebnih igala. Za razliku od pustanja, te se operacije nazivaju *iglanjem*. Odatle potjeće i naziv *iglani pustovi*.

Ponekad se pustanjem proizvode i pustovi od smjesa životinjskih vlakana s manjim količinama sirovina koje nemaju sposobnost pustanja. Takvi se pustovi ponajviše upotrebljavaju kao jeftiniji nadomjesci pravih pustova, ili da bi se postigli neki specifični učinci.

PRAVI PUSTOVI

Za tumačenje pustanja nema općenito primjenljive teorije. Jedan je od razloga što se pustanje različitih vrsta životinjskih vlakana odvija različito. Ipak, svim je pokušajima da se rastumači pustanje zajedničko to što se glavna uloga u tom procesu pripisuje sklonosti vlakana da se pri potresanju gibaju jedna prema drugima s korijenom naprijed i djelovanju ljsaka na površini vlakana kao zapreka gibanju kojim bi se vlakna razrijedila te djelovanju sila koje nastaju zbog elastičnosti vlakana u uzdužnom i poprečnom smjeru. Ostale karakteristike vlakana (npr. njihove dimenzije, finoća, kovrčavost) i uvjeti pustanja uglavnom utječu na brzinu procesa i kakvoću proizvoda koji se dobivaju pustanjem.

Osim toga, za pustanje je potrebno da korijen vlakna bude dovoljno krut da bi mogao tokom potresanja prodirati u slobodne prostore među vlaknima, gdje se ona svijaju i zamrsuju. Trenje među vlaknima mora biti toliko da ih zadrži, unatoč djelovanju elastičnih sila, u položaju u koji se dovode pustanjem i kad prestane djelovanje tlaka pod kojim se pusta.

Ni sve životinjske dlake nemaju dovoljnu sposobnost pustanja, a neke je uopće nemaju. Najveću sposobnost pustanja ima ovčje vuna zbog ljsaka na vunenom vlaknu, koje su najvažnije za pustanje.

Druge su životinjske dlake za proizvodnju pustova manje prikladne, najviše zbog toga što su krhkije i što im je površina glaća. Zbog toga se od govedih, kravljih, telećih i kozjih dlaka dobivaju samo grublji pustovi. Te se sirovine dobivaju u štavionicama različitim postupcima pripreme za štavljenje (v. *Kožarstvo*, TE 7, str. 324). Među njima su najprikladnije dlake koje se s koža skidaju luženjem.

Osim ovčje vune, za proizvodnju klobučarskih pustova upotrebljavaju se i dlake kunića i zečeva. Klobučarski pustovi od tih sirovina nazivaju se *vunenom klobučarijom*, *klobučarijom od zeče dlake* i *velurnom klobučarijom*.

Sposobnost pustanja nekih sirovina može se poboljšati obradom kemikalijama (npr. močenjem, bajcanjem), u prvom redu zeče dlake. Danas se za močila skoro jedino upotrebljavaju otopine vodik-peroksida zakiseljene anorganiskim kiselinama. Upotreba otrovnih močila na osnovi živinih spojeva zadržala se samo za neke preradbe zečjih dlaka.

Močenje sirovina za proizvodnju klobučarskih pustova danas se obično obavlja strojno. Može se samo vrhovi dlaka dok su one još u krvnu. Tako one postaju mekše i podatnije, pa se dadu lakše preoblikovati, a povećava im se i koeficijent trenja. Zbog toga što je dlakama donji dio ostao krut, one se gibanjem s korijenom naprijed mogu bolje zamrsiti pa se međusobno i bolje drže.