

Z. PROTIĆ, M. NEDELJKOVIĆ

PUMPE I VENTILATORI

PROBLEMI, REŠENJA, TEORIJA.

Sedmo izdanje



Edicija: Mehanika fluida i Hidraulične mašine

MAŠINSKI FAKULTET UNIVERZITETA U BEOGRADU

Čitaocima i budućim korisnicima knjige!

Ako nemate sklonosti da čitate duže uvode i predgovore, a želite da se obavestite o knjizi koja Vam se nudi, onda je nemojte prelistavati, već pročitajte ono što je napisano na ovoj strani.

Knjiga "Pumpe i ventilatori. Problemi, rešenja, teorija," koja je pred Vama, sadrži širok izbor rešenih zadataka i praktičnih problema, i to počev od onih jednostavnijih, za čije je rešavanje dovoljno prosečno znanje i nešto prakse, do znatno složenijih, za koje je potrebna značajnija stručno-teorijska podrška i više iskustva.

Iz sadržaja izdvajaju se sledeće teme: Preračunavanje i redukovanje karakteristika pumpi i ventilatora, Paralelno i redno sprezanje karakteristika u složenim sistemima, Regulisanje pumpi i ventilatora - izvršenje primarnog i sekundarnog zadatka, Uticaj fizičkih svojstava radnog fluida, Pogonske specifičnosti, Potrošnja energije, Optimizacija rada, Kavitacija, Napor postrojenja u otvorenom i zatvorenom sistemu, Značice,...

Knjiga je namenjena projektantima pumpnih i ventilatorskih postrojenja, kao i stručnjacima koji takva postrojenja održavaju, budući da je i njihov doprinos za uspešan rad instalacije veoma značajan, naročito kada se radi o usaglašavanju radnih parametara ili izmenama pogonskih uslova.

Knjiga je posebno namenjena i studentima tehničkih fakulteta i viših škola koji će u njoj svakako naći i inspiraciju za uspešnije polaganje ispita. A za one, koji će svoja buduća zaposlenja započeti kao projektanti i inženjeri energijskih postrojenja, u kojima pumpe i ventilatori po pravilu imaju jednu od ključnih uloga, knjiga će poslužiti za bolju pripremu, a kao priručnik omogućiti im više izgleda na uspeh u njihovoj budućoj, inače veoma odgovornoj delatnosti.

Oktobarska nagrada grada Beograda
za najvrednije delo u oblasti tehničkih nauka za 1992. godinu.



Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu

Edicija: **Mehanika fluida i Hidraulične mašine**

- **Pumpe i ventilatori.** Problemi, rešenja, teorija.
Protić Z., Nedeljković M.
(Sedmo izdanje, 2021.god.) – ova knjiga
- **Hidraulične turbine.**
Benišek M.
(Drugo i dopunjeno izdanje, 2020.god.)
- **Klasična i uljna hidraulika.**
Crnojević C.
(Četvrto izdanje, 2013.god.)
- **Hidrodinamika.**
Čantrak S.
(Peto dopunjeno izdanje, 2012.god.)
- **Tehnika merenja.** Zbirka zadataka iz strujno-tehničkih merenja.
Benišek M., Nedeljković M., Kilibarda R., Gerasimović D.
(Treće izdanje, 2006.god.)
- **Mehanika fluida.** Teorija i praksa.
Čantrak S., Benišek M., Pavlović M., Marjanović P., Crnojević C.
(Osmo izdanje, 2005.god.)
- **Dinamika jednodimenzijskih strujanja fluida.**
Đorđević V.
(Četvrto izdanje, 2005.god.)
- **Priručnik za proračun strujanja stišljivog fluida.**
Pavlović M., Stefanović Z.
(Sedmo izdanje, 2005.god.)
- **Statika i kinematika fluida.**
Saljnikov V.
(Treće izdanje, 2003.god.)
- **Transport čvrstih materijala fluidima.**
Crnojević C.
(Prvo izdanje, 2002.god.)

Urednici edicije: • prof.dr Vladan Đorđević, akademik SANU
 • prof.dr Miroslav Benišek
 • prof.dr Svetislav Čantrak
 • prof.dr Miloš Nedeljković
 • prethodnici: prof.dr Mane Šašić[†], prof.dr Zoran Protić[†]

UDK 621.65:621.63.001.1(076)

Ključne reči: Pumpe, Ventilatori, Energijska postrojenja

Pumpe i ventilatori

Problemi, rešenja, teorija.

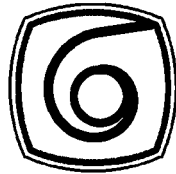
Pisci:

Prof. Dr.-Ing. Zoran Protić[†], dipl.inž.maš.

Prof. dr Miloš Nedeljković, dipl.inž.maš.

Sedmo izdanje

sa 214 slika



Izdavač: Mašinski fakultet
Univerziteta u Beogradu

BEOGRAD
2021.

Pumpe i ventilatori

Problemi, rešenja, teorija.

- PISCI:

Dr.-Ing. Zoran Protić †, (1922-2010)

redovni profesor Mašinskog fakulteta Univerziteta u Beogradu u penziji

dr Miloš Nedeljković, (1957 -)

redovni profesor Mašinskog fakulteta Univerziteta u Beogradu

- RECENZENTI:

dr Mane Šašić †, (1-2. izdanje)

redovni profesor Mašinskog fakulteta Univerziteta u Beogradu u penziji

dr Miroslav Benšek,

redovni profesor Mašinskog fakulteta Univerziteta u Beogradu u penziji

dr Svetislav Čantrak, (3-7. izdanje)

redovni profesor Mašinskog fakulteta Univerziteta u Beogradu u penziji

- IZDAVAČ:

Mašinski fakultet, Kraljice Marije 16, 11120 Beograd 35,

telefon: (011) 337-0350, 33-02-384, telefaks: +381-11-337-0364.

Za izdavača: Dekan **prof. dr Vladimir Popović**

Štampanje 7.izdanja odobrila Komisija za izdavačku delatnost Mašinskog fakulteta
(Rešenje Dekana br.35/2021 od 13.10.2021.god.)

Predsednik Komisije: **prof. dr Milan Lečić**

- ŠTAMPA:

PLANETA PRINT,

Beograd, Igora Vasiljeva 33r

telefon/telefaks: (011) 650-6564

Kompjuterski slog: Miloš Nedeljković (1991, osveženo 2020.god)

Tiraž: 300 primeraka

ISBN 978-86-6060-098-3

© Autori i Mašinski fakultet, Beograd 1992, 1995, 2000, 2002, 2006, 2010, 2021.

Preštampavanje i fotokopiranje nije dozvoljeno.

Sadržaj

Predgovor	ii
Uvod	1
1. Teorijske podloge	5
1.1 Osnovne zakonitosti u ponašanju pumpi i ventilatora pri strujanju savršenog fluida	5
1.2 Tehnički zadatak - napor postrojenja	30
1.3 Napor pumpe i ventilatora	35
1.4 Snage i stepeni korisnosti	36
1.5 Značice pumpi i ventilatora	39
1.6 Trouglovi brzina	52
1.7 Jednodimenzijske metode za proračun osnovnih elemenata pumpi i ventilatora	73
2. Napor	109
2.1 Napor postrojenja u otvorenom sistemu	109
2.2 Napor postrojenja u zatvorenom sistemu	143
3. Kavitacija	157
4. Radne karakteristike	175
4.1 Preračunavanje karakteristika	175
4.2 Redukovanje karakteristika	185
4.3 Paralelno i redno sprezanje	210
4.4 Rad sa optočnim vodom	306
4.5 Podešavanje rada pumpi i ventilatora sa ciljem postizanja zadatog pritiska u određenoj tački postrojenja	323
4.6 Pogonske krive napora sa labilnim delom karakteristike	347
4.7 Regulisanje pumpi i ventilatora	351
4.8 Uticaj fizičkih svojstava radnog fluida na karakteristike pumpi i ventilatora	370
5. Pogonske specifičnosti	405
6. Potrošnja energije pri regulisanju, kao i pri para- lelnom i rednom sprezanju pumpi i ventilatora	425
7. Optimizacija rada pumpnih i ventilatorskih postrojenja ...	441
Literatura	466

Predgovor sedmom izdanju

Neposredno po izlasku prethodnog izdanja, profesor Protić preminuo je 24. aprila 2010. godine. Desetogodišnjicu odlaska izuzetnog profesora i čoveka obeležava izlazak ovog izdanja knjige, koje je zbog tehničkih nemogućnosti dalje štampe sa papirnog originala iz 1991.godine, moralo da bude ponovo spremljeno za štampu i u pogledu teksta i u pogledu slika. Neke strane su prelomljene na drugim mestima, neke slike su poboljšane, ali je sadržina materije ista kao i u prethodnim izdanjima. Na ovaj način nastala je i prva elektronska verzija knjige u .pdf formatu.

U Beogradu, aprila 2020. godine

M.Nedeljković

Predgovor četvrtom, petom i šestom izdanju

Ova izdanja su u potpunosti jednaka trećem.

U Beogradu, marta 2002, septembra 2006. i marta 2010. godine

Autori

Predgovor trećem izdanju

Povodom trećeg izdanja svog dela Autori izražavaju zadovoljstvo što je knjiga našla svoj put i do šireg kruga čitalaca. Time se ispunjava osnovni cilj kome se težilo da se studentima, kao i inženjerima, prenesu odgovarajuća znanja iz ove oblasti mašinstva, i da im se ukaže i na one probleme, koji se u praksi najčešće ne rešavaju na pravi način. Sadržaj knjige je praktično ostao neizmenjen – u ovom izdanju samo je ispravljen vrlo mali broj slovnih grešaka.

U Beogradu, decembra 1999. godine

Autori

Predgovor drugom izdanju

Konceptija i sadržaj knjige opisani su u Predgovoru prvom izdanju i u Uvodu. Pošto se nije ukazala potreba za značajnijim izmenama i inovacijama, u ovom izdanju ispravljene su samo slovne i računске greške.

U vezi s tim, zahvaljujemo se svim čitaocima i korisnicima knjige, a posebno studentima Mašinskog fakulteta u Beogradu, koji su nam dostavili dobronamerne i korisne primedbe, što nam ujedno ukazuje da je ovo delo bilo pažljivo čitano, i u velikoj meri, i praktično korišćeno. U isto vreme, želimo da istaknemo značajan prilog našeg nekadašnjeg fakultetskog kolege Zvončeta Petkovića, koji je svojim pisanim sugestijama i diskusijama znatno doprineo poboljšanju drugog izdanja. Pritom, zahvaljujemo i na poslatom materijalu koji će biti korišćen u eventualnom budućem preradjenom i dopunjenom izdanju.

Takodje, koristimo priliku da iskažemo svoje zadovoljstvo što je uloženi trud u pisanju knjige nagrađen pozitivnim prijemom, kako u naučnoj i stručnoj javnosti, tako i kod studenata tehničkih fakulteta. Pritom smatramo, da ukazana potreba za drugim izdanjem knjige nakon kratkog vremenskog perioda, ujedno predstavlja i ocenu kvaliteta dela, čime se potvrđuje i Odluka Skupštine grada Beograda o dodeli Oktobarske nagrade za najvrednije delo u oblasti tehničkih nauka za 1992. godinu. Kao nagrađeni autori, zahvalnost dugujemo predlagačima: prof.dr Mani Šašiću, prof.dr Miroslavu Beniškemu, i prof.dr Vladanu Djordjeviću, kao i žiriju za dodelu nagrade.

U Beogradu, juna 1995. godine

Autori

Predgovor prvom izdanju

Neposredan povod za izdavanje ove publikacije, gledano sa stanovišta autora, nije proistekao iz potrebe da se njome popuni nedostatak ovakvih izdanja u domaćoj stručnoj literaturi, već da se izborom složenijih i najsloženijih problema i zadataka, i njihovim rešavanjem, otvore operativne mogućnosti za primenu teorijskih i praktičnih znanja koja se iz oblasti pumpi i ventilatora stižu na višim tehničkim školama i fakultetima.

Pritom odmah treba istaći, da su se autori unapred opredelili da okvire svojih razmatranja ograniče samo na oblast turbopumpa i ventilatora iako je opšte poznato da turbopumpe predstavljaju samo jednu, doduše veću grupu, iz široke nomenklature ostalih tipova pumpa. Razloga za ovakav pristup svakako ima više. Naime, turbopumpe i ventilatori, iako rade sa fluidima različitim po viskoznosti, gustini i stišljivosti, mogu se izučavati na jedinstven način dokle god se gasovi, uključujući i vazduh, smatraju približno nestišljivim. Osim toga, najveći broj primenjenih teorijskih zakonitosti može se na isti, ili sličan način, primeniti i koristiti kod ostalih tipova pumpi.

S druge strane odustalo se od problema u kojima bi se obradjivali zadaci koji bi detaljnije dodirivali pitanje konstrukcije pumpi i ventilatora. To bi u svakom slučaju iziskivalo znatnije povećanje teksta, veći broj dijagrama, tabela i dopunskih objašnjenja. Time bi se samo u priličnoj meri izgubila jedinstvena nit u izlaganju materije, koja je prevashodno okrenuta problemima ponašanja pumpi i ventilatora u radu – problemima za koje su najviše zainteresovani projektanti pumpnih i ventilatorskih postrojenja, kao i oni koji ta postrojenja izvode ili održavaju.

Što se tiče izbora zadataka, jedan odredjeni deo predstavlja ispitne zadatke iz predmeta "Pumpe i ventilatori" kao i "Hidraulične mašine I", koji se pod tim nazivima predaju na Mašinskom fakultetu Univerziteta u Beogradu. Drugi deo zadataka, koji su znatno kompleksniji, zahteva viši nivo znanja i veću rutinu u primeni teorijskih zakonitosti. Zbog toga, gde god se pokazalo da je to potrebno, u tekst su unošene teorijske podloge, bilo kao uvod i priprema za rešavanje grupe zadataka iz pojedinih poglavlja, bilo kao objašnjenje postupaka primenjenih pri rešavanju nekih specifičnih zadataka.

Autori se nadaju da će ovakav izbor zadataka, pored ostalog, u znatnoj meri predstavljati značajnu dopunu predavanjima na višim školama i tehničkim fakultetima. A za oprobane inženjere – projektante, svakako će se naći dovoljno uputstava i rešenja koja bi im mogla biti od pomoći da izbegnu zamke, koje ponekad, pri projektovanju, znaju biti kobne i zbog grešaka teško nadoknadive.

U ovoj zbirci, u cilju inovacija, po prvi put je primenjeno rešavanje zadataka pomoću bezdimenzijskih koeficijenata – značica. Naime, računanje sa značicama, i prednosti rada sa njima, u stručnoj literaturi su poznate, ali se njihova primena uglavnom svodila samo na razna preračunavanja, a ne i na rešavanje složenijih zadataka.

Zbog izuzetne dužine većine zadataka, sa veoma različitim pitanjima i rešenjima, autorima se nije pružala mogućnost da u potpunosti izvrše njihovo tematsko razvrstavanje, pa je svrstavanje zadataka po poglavljima obavljeno prema *ključnim pitanjima* iz pojedinih zadataka.

S obzirom da su uglavnom svi zadaci u potpunosti autorski i originalni, to literaturski navodi u tekstu nisu korišćeni. Ipak, na kraju publikacije naveden je izvestan broj knjiga, priručnika i publikacija koje će čitaocu korisno poslužiti, pored ostalog, i za produblјivanje i onih znanja koja ovom publikacijom nisu obuhvaćena.

Izvestan broj primera rešavan je u analitičkom obliku, pri čemu su karakteristike pumpi i ventilatora prikazivane pomoću jednačina odnosno analitičkih izraza. S obzirom da su takvi zadaci rešavani uz pomoć računara, to je jasno da su se kako krajnji, tako i medjurezultati, pojavljivali sa većim brojem decimalnih mesta, pa su se kao takvi i našli zapisani u zadacima. U vezi s tim, potrebno je istaći da autori ni na koji način nisu mislili niti želeli da time stvore utisak o velikoj tačnosti računanja, već samo da čitaocu omoguće reprodukciju svih vrednosti ukoliko bi samostalnim rešavanjem želeo da dodje do istih rezultata.

Pri izradi ove knjige, autori su se opredelili, a na to su i po zakonu obavezni, da pri izradi zadataka koriste Internacionalni sistem jedinica (MKS), iako su svesni da će to izvesnom broju stručnjaka, koji su već duže vremena u praksi, pričinjavati određene teškoće.

Na ovom mestu autori žele da izraze svoju zahvalnost recenzentima Prof. dr Mani Šašiću i Prof. dr Miroslavu Benišeku na uloženom trudu pri pregledu rukopisa i nastojanju da korisnim savetima doprinesu isticanju uloge opštih principa mehanike fluida u oblasti turbomašina. Kolegi Zvončetu Petkoviću dipl.maš.inž. zahvalјujemo se na nizu sugestija i ideja za pojedine zadatke, koje smo razmenjivali tokom zajedničkog rada na fakultetu. Takodje zahvalnost dugujemo i dipl.maš.inž. Vojislavu Lalić-Petriću na pomoći u crtanju dijagrama i skica instalacija na računaru.

Autori bi bili veoma zahvalni svim čitaocima koji bi ukazali na eventulane omaške, nejasnosti i nedostatke, kako u tekstu, tako i u rešenim primerima. Smatramo da bi ovakva vrsta saradnje sa čitaocima omogućila ispravku uočenih nedostataka što bi svakako u znatnoj meri doprinelo kvalitetu knjige na čemu su autori inače od samog početka insistirali.

Autori

Na kraju, predgovor bi ostao nedorečen, ako se ne bi istakla značajna uloga mog saradnika, ustvari koautora mr Miloša Nedeljkovića, asistenta Mašinskog fakulteta u Beogradu, koji je svojim teorijskim znanjem i posebnom tehničkom visprenošću sa puno elegancije i inovacija, naročito u grafičkoj interpretaciji, rešavao složene zadatke i probleme. Posebno treba pohvaliti njegov značajan doprinos u izradi manuskripta ove publikacije.

Prof. dr Zoran Protić

U Beogradu, novembra 1991. godine.

Uvod

Pumpe i ventilatori, kao radne mašine za transport tečnosti odn. gasova, nalaze veoma široku primenu u svim domenima ljudske delatnosti. Neobično brz i nagli razvoj privrednih i proizvodnih objekata u zadnjim decenijama uslovio je i izgradnju brojnih pumpnih i ventilatorskih postrojenja. To se istovremeno odrazilo i na porast broja proizvedenih pumpi i ventilatora različitih tipova i veličina, namenjenih izvršenju raznovrsnih *tehničkih zadataka*.

Tehnički zadaci, sami po sebi mogu biti veoma jednostavni, kada se radi o jednoj pumpi ili ventilatoru ugrađenim u prost cevovod, ali i znatno komplikovaniji kada je u pitanju složen cevovod sa većim brojem paralelno ili redno spregnutih agregata, bilo da su u pitanju pumpe ili ventilatori. Tehnički zadaci postaju znatno složeniji ako se, pored uobičajenih, postave i dopunski zahtevi koji u mnogome otežavaju nalaženje brzih i direktnih rešenja.

Na ovom mestu ipak, ne bi bilo umesno nabrajati sve moguće posebne zahteve, ali se neki od njih mogu svakako pomenuti. Tako naprimer, istovremeni rad pumpnog postrojenja sa više različitih geodezijskih visina, rad sa fluidima različitim po gustini i viskoznosti, rad sa regulisanjem, optimizacija rada pumpi i ventilatora sa gledišta najmanje angažovane pogonske snage odn. najmanjeg utroška pogonske energije, provera kavitacijskih uslova, itd.

Da bi se izloženi problemi tematski razvrstali, osnovna gradja publikacije podeljena je po poglavljima dok su uže tematske jedinice svrstane po podpoglavljima.

Prvo poglavlje, pod naslovom "TEORIJSKE PODLOGE", posvećeno je zadacima u kojima se kroz raznovrsne primere iznose teorijske osnove pumpi i ventilatora i njihovo ponašanje u radu sa savršenim i realnim fluidima. Potreba da se najpre nastupi sa zadacima u kojima se fluid smatra savršenim, potekla je otuda, što se smatralo da će se kroz idealizaciju strujnih procesa bolje uočiti i razumeti razlike u odnosu na rad pumpi i ventilatora sa realnim fluidima. Najveći deo zadataka u ovom poglavlju posvećen je primerima u kojima se definišu

pojmovi kao što su: napor postrojenja, napor pumpe odn. ventilatora, snaga i stepen korisnosti, značice, napor kola, umanjenje napora kola, itd. U izvesnom broju zadataka prikazana je primena jednodimenzijske metode za proračun osnovnih elemenata pumpi i ventilatora. U obradjenim primerima prikazuju se proračuni osnovnih dimenzija obrtnih kola, proračuni ravanskih i kružnih rešetki obrtnih kola i sprovodnih aparata, kao i oblikovanje spiralnih kućišta pri različitim oblicima protočnih preseka.

U *drugom poglavlju*, pod naslovom "NAPOR", obradjuju se primeri proračunavanja napora postrojenja u otvorenim i zatvorenim sistemima. Suštinski gledano, u oba slučaja proračun strujnih gubitaka obavlja se na isti način; razlike se, međutim, javljaju samo onda kada se odlučuje da li rad za potiskivanje fluida na viši ili niži nivo treba uključiti u napor postrojenja ili ne. Stoga pod otvorenim sistemima treba uvek podrazumevati ona postrojenja kod kojih postoje slobodne nivoske površine (kada su u pitanju tečnosti), kao što su nivoi tečnosti u usisnim i potisnim rezervoarima. S druge strane, zatvorenim sistemima smatraju se ona postrojenja kod kojih nema slobodnih površina fluida ili ukoliko takve površine postoje, one se pri određivanju napora postrojenja ne mogu smatrati usisnim i potisnim nivoskim površinama relevantnim za primenu energijske jednačine. Zatvoreno postrojenje, naročito kada je složenijeg tipa, može se učiniti otvorenim na taj način što će se cevovod na nekom pogodnom mestu fiktivno razdvojiti. U tom slučaju fiktivni presek istovremeno predstavlja i usisni i potisni presek otvorenog postrojenja, pa samim tim nema nikakve smetnje za primenu osnovne jednačine za proračun napora postrojenja.

Treće poglavlje posvećeno je problemima "KAVITACIJE", definisanju kavitacijskih stanja i kriterijuma, kao i načinu određivanja kavitacijske rezerve pumpe i kavitacijske rezerve pumpnog postrojenja. Za ocenjivanje kavitacijskih stanja i postavljanje kavitacijskih kriterijuma u praksi postoji više različitih eksperimentalnih postupaka koji ne daju uvek pouzdane rezultate. U ovoj publikaciji za tu svrhu korišćen je kriterijum za kavitacijsku rezervu pumpe zasnovan na 3%-nom sniženju napora u odnosu na napor pumpe u radu bez kavitacije, kriterijum koji je uobičajen za ocenjivanje kavitacijskih stanja kod standardnih pumpa. Za određivanje kavitacijske rezerve pumpnog postrojenja korišćeni su samo podaci o geometrijskim i strujnim odnosima na usisnoj strani pumpe. Kroz izbor izvesnog broja zadataka, poredjenjem kavitacijske rezerve pumpe i kavitacijske rezerve pumpnog postrojenja dolazi se do ocene kavitacijskih stanja prema kojima se dopuštenim smatra ono stanje pri kome je kavitacijska rezerva pumpe jednaka ili manja od kavitacijske rezerve pumpnog postrojenja. Pritom treba

imati u vidu da će se pumpa pri jednakosti kavitacijskih rezervi delimično nalaziti u kavitacijskom stanju koje se, međutim, sa gledišta racionalnog korišćenja pumpe u većini slučajeva smatra dopuštenim.

Četvrto poglavlje "RADNE KARAKTERISTIKE" obuhvata veću grupu zadataka veoma značajnih kako sa teorijskog, tako i sa praktičnog gledišta. Kroz određeni broj primera prikazan je način preračunavanja radnih karakteristika pumpi i ventilatora pri promeni dimenzija, brzine obrtanja, gustine radnog fluida, itd. Posebna pažnja posvećena je postupku redukovanja radnih karakteristika pumpi i ventilatora, postupku bez koga se grafičko rešavanje zadataka, naročito pri paralelnom i rednom sprezanju, ne bi moglo obavljati. Najveću grupu sačinjavaju zadaci koji se odnose na paralelno i redno sprezanje pumpi i ventilatora u kombinaciji sa različitim načinima regulisanja. Pored dimenzijskog načina rešavanja zadataka, po prvi put primenjeno je i rešavanje u bezdimenzijskom obliku tj. pomoću značica. Pored različitih načina regulisanja, obradjivanih u različitim zadacima, značajno mesto zauzima i regulisanje pomoću optočnog voda (bypass-a), te je tome posvećen i izvestan broj primera. U praksi, pored uobičajenih načina regulisanja, postoje i regulacijski zadaci koji se pre mogu ubrojati u zadatke podešavanja rada sa ciljem postizanja zadatog pritiska u određenoj tački postrojenja. S obzirom na činjenicu da se u izvesnom broju postrojenja ne dopušta rad sa labilnim karakteristikama pumpi i ventilatora, to je funkcionisanje takvog postrojenja objašnjeno na jednom, relativno uprošćenom, primeru. U posebnoj grupi zadataka obradjeni su primeri različitih načina regulisanja sa posebnim osvrtom na regulisanje pri konstantnom pritisku. S obzirom da se prospektne karakteristike pumpi odnose samo na vodu, a ventilatora samo na vazduh sa standardnom gustinom, što u praktičnim uslovima nije uvek slučaj, to je u izvesnom broju zadataka obradjen uticaj fizičkih svojstava radnog fluida na karakteristike pumpi i ventilatora.

U *petom poglavlju*, pod naslovom "POGONSKE SPECIFIČNOSTI", izloženi su primeri u kojima se rešavaju zadaci uže vezani za funkcionisanje pumpnih i ventilatorskih postrojenja. Izmedju ostalog može se videti način puštanja u pogon aksijalnog ventilatora sa sedlastom karakteristikom napora, zatim način određivanja minimalnog protoka pumpe sa kojim bi pumpa mogla duže vremena da radi a da pritom ne dodje do njenog prevelikog zagrevanja. Takodje se mogu sagledati specifičnosti tandema elektromotor-ventilator pri različitim načinima upuštanja u pogon koje ukazuju na značajne zakonitosti bez kojih se pravilno upuštanje ne može obaviti.

U *šestom poglavlju*, pod nazivom "POTROŠNJA ENERGIJE PRI REGULISANJU KAO I PRI PARALELNOM I REDNOM SPREZANJU PUMPI I VENTILATORA" obradjuju se primeri koji se odnose na pitanja potrošnje energije u različitim pogonskim uslovima. Tako se kroz poredjenje rada jednostepene pumpe i više paralelno spregnutih pumpa utvrđuje razlika u potrošnji energije pri regulisanju isključivanjem i prigušivanjem. Pokazuje se da je rad više paralelno spregnutih pumpa ne samo elastičniji u pogledu prilagodjavanja pogonskim uslovima, već i znatno ekonomičniji od rada jednostepene pumpe, i to i pored činjenice da je maksimalan stepen korisnosti jednostepene pumpe znatno viši od maksimalnog stepena korisnosti pumpa iz paralelne sprege. Slični rezultati dobijaju se i pri poredjenju rada dobošastog i visoko-učinskog radijalnog ventilatora pri njihovom regulisanju u širokom dijapazonu promene protoka. Pokazuje se naime, da primena visoko-učinskog ventilatora nije uvek najbolji izbor iako je opšte poznato da je maksimalan stepen korisnosti visoko-učinskog radijalnog ventilatora znatno viši od maksimalnog stepena korisnosti dobošastog ventilatora. Dolazi se pritom do zaključka da je za potrošnju pogonske energije važnija promena karakteristike snage, i vreme rada pri pojedinim opterećenjima, nego kvalitativna značica ventilatora izražena visokim stepenom korisnosti. Kako je promena karakteristike snage dobošastog ventilatora, zbog njenog bržeg opadanja sa smanjenjem protoka, povoljnija nego kod radijalnog ventilatora, to je i potrošnja energije manja i to tim više što je vreme rada ventilatora u području manjih protoka duže.

U *sedmom poglavlju*, pod naslovom "OPTIMIZACIJA RADA PUMPNIH I VENTILATORSKIH POSTROJENJA", obradjuju se primeri u kojima se pored osnovnih rešenja, izlažu i principi za optimizaciju postrojenja sa stanovišta smanjenja potrošnje pogonske energije.

11. ŠTA SE SMATRA VENTILATOROM

Ventilatori, duvaljke i turbokompresori pripadaju istoj grupi strujnih mašina, ali se ipak nazivaju različitim imenima. Da bi se povukla granica između ventilatora s jedne strane, i duvaljki i turbokompresora s druge strane, potrebno je izvesti relacije koje će omogućiti da se ovo razgraničenje izvrši.

Ako se gas u turbokompresoru ili duvaljci podvrgne sabijanju, i pritom se pretpostavi izentropijska promena stanja, onda se napor može izraziti poznatom jednačinom:

$$Y = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_s}{\rho_s} \cdot \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$$

gde su: p_s, p_d - pritisci na ulazu i izlazu turbokompresora odn. duvaljke, ρ_s - gustina gasa na ulazu, κ - eksponent izentrope.

Kada se odnos pritisaka izrazi kao:

$$\frac{p_d}{p_s} = \frac{p_s + \Delta p}{p_s} = 1 + \frac{\Delta p}{p_s}$$

a zatim izraz za napor razvije u red po $\Delta p/p_s$, dobija se:

$$Y = \frac{\Delta p}{\rho_s} \cdot \left[1 - \frac{\Delta p}{2,8 \cdot p_s} + \frac{1}{4,9} \left(\frac{\Delta p}{p_s} \right)^2 - \dots \right]$$

Ako se račun ograniči samo do drugog člana u zagradi, onda će se dobiti:

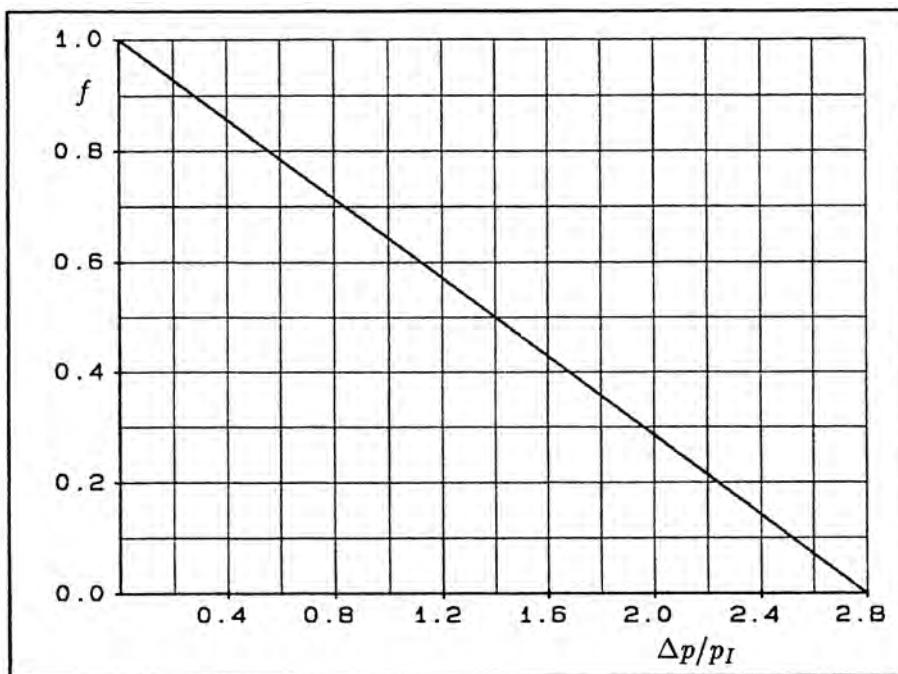
$$Y = \frac{\Delta p}{\rho_s} \cdot \left[1 - \frac{1}{2,8} \left(\frac{\Delta p}{p_s} \right) \right] = f \cdot \frac{\Delta p}{\rho_s}$$

gde je:

$$f = 1 - \frac{1}{2,8} \frac{\Delta p}{p_s} = 1 - 0,357142 \frac{\Delta p}{p_s}$$

Prema prethodno formiranom izrazu, ako bi se ventilatorima nazivale strujne mašine kod kojih se gustina vazduha ili gasa pri prolasku kroz mašinu ne bi menjala (kao kod tečnosti), onda bi član u srednjoj zagradi pomenutog izraza morao biti ravan jedinici, odnosno moralo bi biti $f = 1$. Medjutim, pošto su

gasovi uvek stišljivi, nezavisno od nivoa povišenja pritiska, to znači da će se usvajanjem gustine $\rho_s = const$ načiniti greška u računu. Ona bi se ogledala u tome što bi napor ventilatora imao veću vrednost tj. $Y = \Delta p / \rho_s$, od one koja bi bila korektna sa termodinamičkog stanovišta. Drugim rečima, pošto je f uvek manje od 1, to bi i napor ventilatora uvek morao imati nižu vrednost od priraštaja pritisne energije $\Delta p / \rho_s$.



Na datom dijagramu prikazana je zavisnost faktora kompresibilnosti f od relativnog priraštaja pritiska $\Delta p / p_s$.

Potraži li se sada odgovor na pitanje: gde je granica za povišenje pritiska ili pritisne energije u ventilatoru da bi se nazvao ventilatorom, onda bi odgovor mogao biti sledeći:

Ventilatorima se mogu nazivati one strujne mašine za transport vazduha i gasova kod kojih bi se neka odredjena granična vrednost greške, pri odredjivanju napora sa gustinom $\rho_s = const$, smatrala dopuštenom.

Prethodno izrečena definicija najbolje će biti objašnjena na brojnom primeru:

16. Pri razmeni rada, u aksijalnim ventilatorima samo jedan, doduše veći deo razmenjenog rada utroši se na povišenje pritiska u obrtnom kolu. Dopunsko povišenje pritiska dobija se u zakolu usporavanjem apsolutnog strujanja. S obzirom na činjenicu da se aksijalni ventilatori proizvode u širem dijapazonu različitih brzohodosti, od interesa bi bilo utvrditi odnose između statičkog priraštaja pritiska u kolu i ukupnog priraštaja pritiska u kolu.

Za rešavanje ovog zadatka potrebno je uvesti izvesne pretpostavke i konstatacije koje će olakšati izvodjenje relevantnih zaključaka. Najpre treba zanemariti strujne gubitke koji se javljaju pri razmeni rada, kao i da se analiza sprovede samo na ventilatorima projektovanim za ravnomeran raspored totalnih pritisaka i aksijalnih brzina duž radijusa.

Traži se:

- odrediti izraz za odnos priraštaja statičkog pritiska u kolu Δp_k , i ukupnog priraštaja pritiska u kolu Δp_{th} .
- izračunati odnos $\Delta p_k / \Delta p_{th}$ za odnose prečnika glavčine i kućice: $\nu = 0,4; 0,45; 0,50; 0,56; 0,63$ i $0,71$. Pritom proračun sprovedi za značicu protoka $\varphi = 0,25$ i uslov prema kome je odnos značice protoka i značice napora kola dat izrazom:

$$\frac{\varphi}{\psi_{th}} = \frac{1 - \nu^2}{2\nu}$$

- da li se na osnovu dobijenih rezultata može zaključiti o zavisnosti dobijenih odnosa i brzohodosti ventilatora ?

REŠENJE:

- traženi odnos $\Delta p_k / \Delta p_{th}$ predstavlja stepen reakcije \mathfrak{R} . Poznato je da se kod aksijalnih ventilatora stepen reakcije, u zavisnosti od bezdimenzijskog poluprečnika

$$x = \frac{r}{r_a}$$

može izraziti na sledeći način:

$$\mathfrak{R}_x = \left(1 - \frac{\psi_{th}}{4x^2} \right)$$

gde je ψ_{th} istovremeno, i globalna značica napora kola ventilatora, i značica napora kola za $x = 1$.

Kao što se iz gornjeg izraza vidi, stepen reakcije se menja u zavisnosti od x , čije se vrednosti kreću od ν do 1. To znači da se globalna vrednost stepena reakcije za kolo mora dobiti osrednjavanjem po protoku, tj.:

$$\Re \cdot Q = \int_{\nu}^1 \Re_x \cdot dQ$$

Kada se ima u vidu da je protok:

$$Q = r_a^2 \pi \bar{c}_z$$

odnosno:

$$dQ = 2 r \pi c_z \cdot dr$$

gde je r_a - spoljašnji prečnik kola, \bar{c}_z - srednja brzina za pun protočni presek, a c_z - brzina u prstenastom preseku, i kada se ima u vidu da je odnos brzina:

$$\bar{c}_z = c_z \cdot (1 - \nu^2)$$

onda će se zamenom u jednačini za stepen reakcije dobiti:

$$\Re = \frac{2}{1 - \nu^2} \int_{\nu}^1 \left(1 - \frac{\psi_{th}}{4 x^2}\right) x dx = \frac{2}{1 - \nu^2} \int_{\nu}^1 \left(1 - \frac{\varphi \cdot \nu}{(1 - \nu^2)^2 2 x^2}\right) x dx$$

odnosno nakon integraljenja i smene granica:

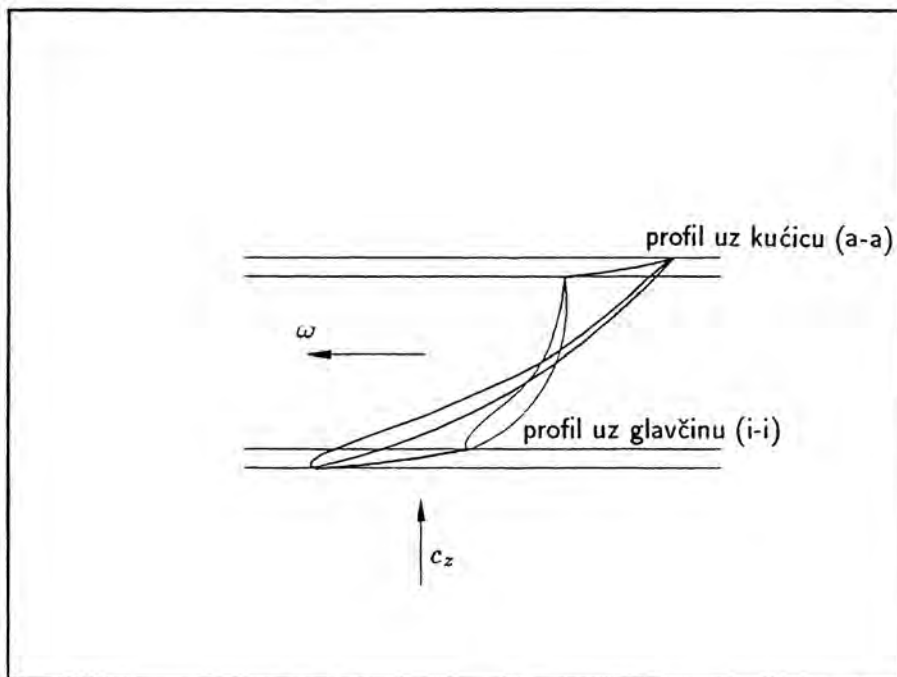
$$\Re = 1 - \frac{\varphi \nu \ln(1/\nu)}{(1 - \nu^2)^2}$$

b) za različite vrednosti odnosa prečnika, globalni stepeni reakcije biće:

ν	0,4	0,45	0,50	0,56	0,63	0,71
\Re	0,87	0,857	0,846	0,828	0,80	0,753

c) s obzirom da brzohodiji ventilatori imaju manje odnose prečnika ν , to znači da se sa smanjivanjem brzohodnosti (veće ν) smanjuje i priraštaj statičkog pritiska u kolu u odnosu na ukupni priraštaj pritiska u kolu. Drugim rečima smanjuje se stepen reakcije \Re ventilatora. Praktičan značaj ovih zaključaka je da se kod brzohodijih ventilatora najveći deo povišenja statičkog pritiska ostvari u kolu, a manji deo u zakolu, čime se umanjuje i uloga zakola. Zato se ventilatori većih brzohodnosti najčešće grade bez zakola.

c) skica prikazuje izgled lopatice, pri čemu je naznačen i smer obrtanja.



Kao što se sa skice može videti, profil uz glavčinu je postavljen strmije u odnosu na profil uz kućicu.

Takodje, profil uz glavčinu je kraći, ali zato deblji. Uz glavčinu je profil deblji zbog čvrstine lopatice, dok je profil uz kućicu duži radi bezbednosti od kavitacije.

Da je umesto pumpe u pitanju ventilator, to bi profil uz kućicu bio kraći jer u slučaju rada sa vazduhom nema pojave kavitacije.

dobija se:

$$12 \cdot Q_A^2 = 192 \cdot Q_B^2$$

odnosno:

$$Q_B = \sqrt{\frac{12}{192}} Q_A$$

Protoci kroz pojedine grane su:

$$Q_A = \frac{5}{1 + \sqrt{\frac{12}{192}}} = 4 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q_B = \sqrt{\frac{12}{192}} \cdot Q_A = Q - Q_B = 1 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Prema tome, potrebni napori ventilatora su:

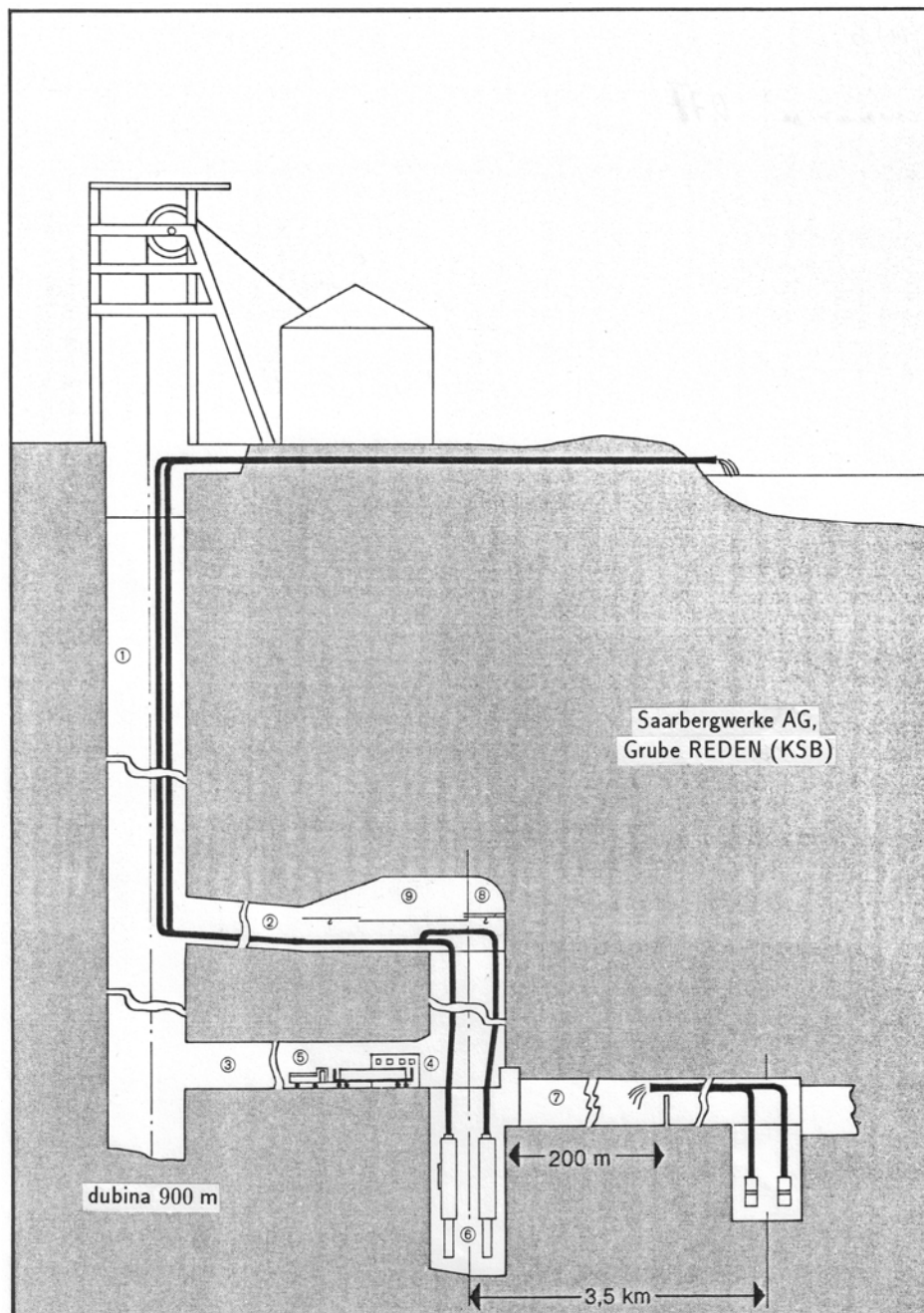
$$\Delta p_{tA} = 10 \cdot 5^2 + 12 \cdot 4^2 = 442 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{tB} = 10 \cdot 5^2 + 192 \cdot 1^2 = 442 \text{ Pa}$$

45. Za izbacivanje vode iz rudnika, potrebno je projektovati pumpno postrojenje koje će se sastojati od dve pumpne stanice.

Rudnički objekt sastoji se od glavnog šahta 1, tunela 2, hodnika za prilaz 3, komandne table 4, transportnog sredstva 5 (lokomotiva na baterije i kolica za prevoz pumpa), pumpnog šahta za glavne pumpe 6, dva rezervoara za izbistravanje vode 7, dizalice 8, i tavanskih šiber-vrata 9.

Jamska voda u rudniku doprema se do rezervoara za izbistravanje i taloženje 7 preko osam pomoćnih kanala od kojih se neki slivaju u sabirnik pomoćnog pumpnog postrojenja (udaljenog od glavnog sabirnog šahta 3,5 km), iz koga se jamska voda takodje transportuje do kanala 7. Ugrađene su dve pumpe koje dižu vodu na visinu od 50 m zasebnim cevovodima prečnika 50 mm i dužine 3 km, pri čemu se lokalni gubuci procenjuju na 20% gubitaka na trenje. Pumpe su smeštene u šahtu prečnika 3,3 m na dubini 26 m, a oba rezervoara imaju dužinu od 200 m i ukupnu zapreminu od 8600 m³. Šaht se mora isprazniti za 24 h. Iz rezervoara za izbistravanje, voda se sliva u glavni šaht 6, odakle se glavnim pumpama prebacuje u vodozahvat na površini rudnika. Četiri glavne pumpe smeštene su u šahtu prečnika 6,5 m i dubine 21 m na koti -900 m ispod površine rudnika.



Svaka pumpa ima svoj cevovod, prečnika 200 mm i dužine 250 m, koji se proteže do tunela 2, u kome se radi jednostavnijeg prolaza cevi kroz tunel po dva cevovoda spajaju. Svaki od zajedničkih cevovoda ima prečnik 300 mm i dužinu 2,69 km, s kojima se voda kroz tunel (2) i šaht (1) odvodi do vodozahvata. Četiri prethodno pomenuta pumpna cevovoda, koji dopiru do cevnog tunela (2) povezani su spojnim komadima i ventilima, tako da svaka pumpa može potiskivati vodu u svaki od glavnih cevovoda. Lokalni gubici u zasebnim cevovodima procenjuju se na 20% od gubitaka na trenje, a u zajedničkim cevovodima na 10%. Vreme pražnjenja šahta ograničeno je na 25 min.

Podaci:

- Za koeficijent trenja uzeti vrednost $\lambda = 0,02$. (Ova vrednost uzeta je samo na bazi procene. Medjutim, iako se vrši izbistravanje vode, ona se ipak mora smatrati hidromešavinom. Za tačnije odredjivanje vrednosti λ videti literaturu - Šašić.)
- Protok kroz postrojenje je $Q = 0,030 \text{ m}^3/\text{s}$.

Traži se:

Odrediti potrebne radne parametre svih pumpa.

REŠENJE:

Najpre treba definisati protoke sa kojima rade pumpe.

Pomoćne pumpe moraju za dan da isprazne zapreminu šahta, tako da je protok svake od njih:

$$Q_{pp} = \frac{3,3^2 \pi}{4} \cdot 26 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{24} = 4,633 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

S druge strane, da bi se glavni šaht ispraznio za 25 min, protok svake od glavnih pumpi mora biti:

$$Q_{gp} = \frac{6,5^2 \pi}{4} \cdot 21 \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{25/60} = 418,11 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Pošto svaka pomoćna pumpa ima svoj cevovod, to je karakteristika napora postrojenja za pomoćne pumpe data izrazom:

$$Y_{App} = 9,81 \cdot 50 + \frac{8}{\pi^2 0,05^4} 0,02 \frac{3000}{0,05} \cdot 1,2 \cdot \left(\frac{Q}{3600} \right)^2$$

tako da je potreban napor pomoćne pumpe:

$$Y_{pp} = 490,5 + 14,41 \cdot 4,633^2 = 799,8 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Karakteristika napora postrojenja za glavne pumpe data je izrazom:

$$Y_{Agp} = 9,81 \cdot 900 + \frac{8}{\pi^2 0,2^4} 0,02 \frac{250}{0,2} \cdot 1,2 \cdot \left(\frac{418,11}{3600} \right)^2 + \\ + \frac{8}{\pi^2 0,3^4} 0,02 \frac{2690}{0,3} \cdot 1,1 \cdot \left(\frac{836,22}{3600} \right)^2$$

jer na dužini od 250 m svaka pumpa ima svoj zaseban cevovod, a zatim po dve i dve pumpe imaju zajednički cevovod. Prema tome, potreban napor glavne pumpe je:

$$Y_{gp} = 10\,099,1 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

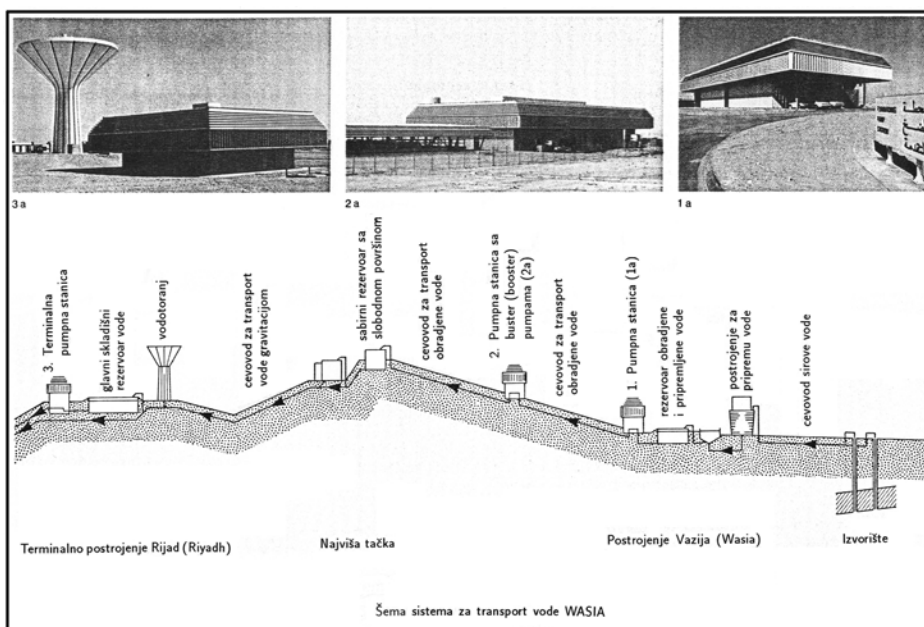
46. Za snabdevanje velikog grada vodom, blagodareći istražnim radovima, pronadjeno je veliko nalazište vode na dubini od 350 m u pustinji udaljenoj od grada približno 140 km. Za crpljenje vode koriste se 62 podvodne pumpe koje daju svakog dana ukupnu količinu od 200 000 m³ pijaće vode.

Postrojenje je tako koncipirano da se voda, dobijena iz nalazišta, najpre doprema do postrojenja za preradu vode, a zatim skladišti u rezervoaru koji se nalazi na nadmorskoj visini od 520 m. Iz rezervoara voda se pumpa pomoću pumpa (smeštenih u pumpnim stanicama 1 i 2) kroz duplirani cevovod prečnika 1200 mm na daljinu od 110 km u rezervoar koji se nalazi na nivou za 178 m višem od nivoa u donjem rezervoaru na početku trase. Lokalni gubici pritom iznose 15% gubitaka na trenje. Odatle voda teče slobodnim padom do sledećeg rezervoara zapremine 150 000 m³, udaljenog narednih 34 km, kojem je još priključen i jedan vodeni toranj visine 30 m. Iz rezervoara, voda se cevovodom prečnika 1,1 m odvodi do posebne pumpne stanice u kojoj se voda dopunski obogaćuje strujnom energijom kako bi mogla dopreti do udaljenijih delova grada. Grad se nalazi na 60 m nižoj koti od rezervoara, ukupna dužina cevovoda je 10 km, a lokalni gubici su reda veličine gubitaka na trenje.

- Pumpna stanica 1

Nalazi se neposredno iza postrojenja za pripremu vode (prečišćavanje vode) i raspolaže sa 8 pumpnih agregata. Svaki od cevovoda napajaju po 4 pumpe koje se nalaze u paralelnoj sprezi. U svakoj grupi nalaze

se po 3 pumpe za puno opterećenje i po jedna pumpa za delimično opterećenje. Pri punom opterećenju ovo pumpno postrojenje radi sa protokom od $2,36 \text{ m}^3/\text{s}$ i naporom od 1452 J/kg .



- Pumpna stanica 2
U ovoj stanici postavljene su iste pumpe kao u pumpnoj stanici 1
- Pumpna stanica 3
U ovoj pumpnoj stanici postavljeno je 6 pumpa sa po tri pumpe u paralelnom radu. Ova pumpna stanica radi sa protokom $1,8 \text{ m}^3/\text{s}$ i naporom od $441,5 \text{ J/kg}$.

Traži se:

Odrediti napore sa kojima rade pumpe u pojedinim pumpnim stanicama.

REŠENJE:

- Protok kroz svaku bunarsku pumpu iznosi:

$$Q_{1bp} = \frac{200000}{62 \cdot 24 \cdot 3600} = 0,0373 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Za prečnik svakog cevovoda može se usvojiti vrednost:

$$d_{bp} = 100 \text{ mm}$$

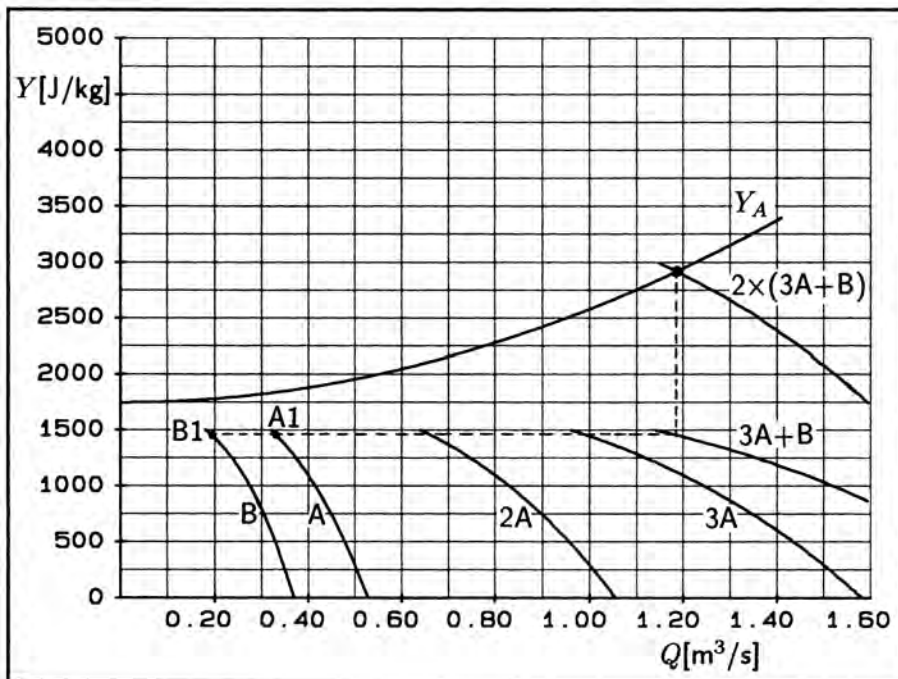
tako da je za dati protok potreban napor svake pumpe:

$$Y_{1bp} = 9,81 \cdot 350 + \frac{8}{\pi^2 0,1^4} 1,15 \cdot 0,02 \frac{600}{0,1} \cdot 0,0373^2 = 4989,8 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

gde su gubici na lokalne otpore procenjeni na 15% gubitaka na trenje, a dužina svakog cevovoda na 600 m.

- Pumpna stanica 1 sa pumpnom stanicom 2 je vezana na red. Obe pumpne stanice transportuju vodu kroz duplirani cevovod, tako da u stvari polovina pumpi u svakoj stanici radi sa jednim cevovodom. Karakteristika jednog cevovoda je:

$$Y_A = 9,81 \cdot 178 + \frac{8}{\pi^2 1,2^4} 1,15 \cdot 0,02 \frac{110000}{1,2} \cdot Q^2 = 1746,18 + 824,143 \cdot Q^2$$



Dijagram prikazuje ucrtanu karakteristiku cevovoda, kao i karakteristike pumpi u pumpnim stanicama. Kriva A prikazuje karakteristiku pumpi za puno opterećenje, a kriva B karakteristiku pumpi za delimično opterećenje.

Dakle, sa jednim cevovodom radi polovina pumpne stanice 1 (predstavljena paralelnom spregom pumpi - krivom $3A+B$) i redno vezana polovina pumpne stanice 2, tako da je ukupna karakteristika pumpnih stanica na dijagramu prikazana krivom $2 \times (3A + B)$. Radna tačka celokupne sprege definisana je parametrima:

$$Q = 1,18 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad Y = 2903,7 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Pritom pumpe za puno opterećenje rade sa:

$$Q_{A1} = 0,33 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad Y_{A1} = 1451,85 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

a pumpe za delimično opterećenje sa:

$$Q_{B1} = 0,19 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad Y_{B1} = 1451,85 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

- Pumpna stanica 3 služi za obezbeđivanje potrebnog protoka kroz cevovod prema gradu. Naime, do grada vodi cevovod sa karakteristikom:

$$Y_g = -9,81 \cdot 40 + \frac{8}{\pi^2 1,1^4} 2 \cdot 0,02 \frac{10000}{1,1} \cdot Q^2 = -392,4 + 201,32 \cdot Q^2$$

tako da kada ne bi bilo pumpne stanice 3, protok ka gradu bi bio:

$$Q_0 = \sqrt{\frac{392,4}{201,32}} = 1,396 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Za obezbeđenje zahtevanog protoka od $1,8 \text{ m}^3/\text{s}$, minimalno potreban napor pumpne stanice 3 bi bio:

$$Y_g = -392,4 + 201,32 \cdot 1,8^2 = 259,88 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Usvajanje pumpi sa nešto većim naporima, omogućiće u budućnosti obezbeđivanje i većih protoka od trenutno zahtevanih, pa se usvajaju pumpe sa parametrima sprege:

$$Q_g = 1,8 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad Y_g = 441,5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

odnosno ako se jedna grana smatra rezervnom, a druga radnom, onda svaka od pumpi ima parametre:

$$Q_{g1} = 0,6 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad Y_{g1} = 441,5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

55. Nakon završetka izgradnje postrojenja za centralno grejanje u zgradi visokoj 150 m, potrebno je da se izvrši punjenje instalacije vodom. Za tu svrhu postavljena je radijalna pumpa koja crpi vodu iz cisterne i potiskuje je u instalaciju kroz cev koja je priključena na najnižem mestu instalacije. Za vreme punjenja, vazduh iz instalacije ispušta se u atmosferu kroz cevni vod smešten na njenom vrhu.

Podaci:

- koeficijenti otpora leve i desne grane instalacije su isti, i svaki od njih jednak je $m = 250\,000 \text{ (J/kg)/(m}^3/\text{s)}^2$.

Traži se:

- odrediti napor pumpe u trenutku kada tečnost, potiskivana pumpom, dostigne najviši nivo u instalaciji, pod uslovom da je tada protok kroz pumpu $Q = 0,02 \text{ m}^3/\text{s}$,
- da li se ista pumpa može koristiti i za normalan rad instalacije, naravno kada se zatvori dovod vode iz cisterne kao i cevovod za ispuštanje vazduha?
- ako se ta pumpa ne bi mogla koristiti, onda treba izabrati novu pumpu, prema naporu koji bi se odredio za isti protok kao pod a),
- u čemu bi se, osim u naporu, razlikovale te dve pumpe.

REŠENJE:

a) s obzirom da je geodezijska visina instalacije $H_{geo} = 150 \text{ m}$, i uz pretpostavku da su leva i desna grana instalacije iste, napor pumpe na kraju procesa punjenja bio bi:

$$Y_A = g \cdot H_{geo} + m \cdot \left(\frac{Q}{2}\right)^2 = 9,81 \cdot 150 + 250\,000 \cdot \left(\frac{0,02}{2}\right)^2 = 1496,5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$Q/2$ je zbog toga što se istovremeno pune obe grane cevovoda.

b) pumpa se ne bi mogla koristiti za normalan rad s obzirom na zatvoreni sistem iz sledećih razloga:

- u zatvorenom sistemu otpada potreba za dizanjem tečnosti, tako da bi napor bio približno 15 puta veći od potrebnog,

- u tom slučaju radna tačka premestila bi se u područje najvećeg protoka pumpe, gde je stepen iskorišćenja veoma nizak a pogonska snaga veoma velika, što bi svakako bilo neracionalno. S obzirom da povećani protok ne bi odgovarao parametrima grejanja, moralo bi se izvršiti prigušivanje, koje u pogledu normalnog funkcionisanja ne bi pružalo nikakve šanse.

c) napor nove pumpe ne bi obuhvatio geodezijsku visinu dizanja, već samo strujne gubitke u instalaciji u kojoj voda kruži:

$$Y = m \cdot Q^2 = 250\,000 \cdot 0,02^2 = 100 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

d) ova druga pumpa, osim u naporu, razlikovala bi se od prve u sledećem:

ako bi se obe pumpe birale iz iste skupine, onda bi i jedna i druga bile dimenzionisane na isti način (misli se na dimenzionisanje kućišta i zaptivača). Kod prve pumpe, dimenzionisanje bi bilo izvršeno prema nominalnom pritisku od 16 bar, dok bi kod druge pumpe to bio pritisak od 2,5 bar. Jasno je da bi u ovom drugom slučaju bila naćanjena greška, jer bi tada zidovi kućišta bili preslabi, a funkcionisanje zaptivaća nepouzđano.

Dakle, iz navedenih razloga, druga pumpa morala bi biti izabrana iz grupe *cirkulacijskih pumpa*, kod kojih se o dimenzionisanju zidova pumpe i zaptivaćima, s obzirom na statički pritisak u instalaciji, mora strogo voditi računa.

56. U zatvorenom kanalskom sistemu sa šest lokalnih otpora ugradjena su i dva aksijalna ventilatora kojima se ostvaruje projektom predvidjena cirkulacija vazduha.

Podaci:

- Karakteristike napora ventilatora I i II zadate su jednaćinama:

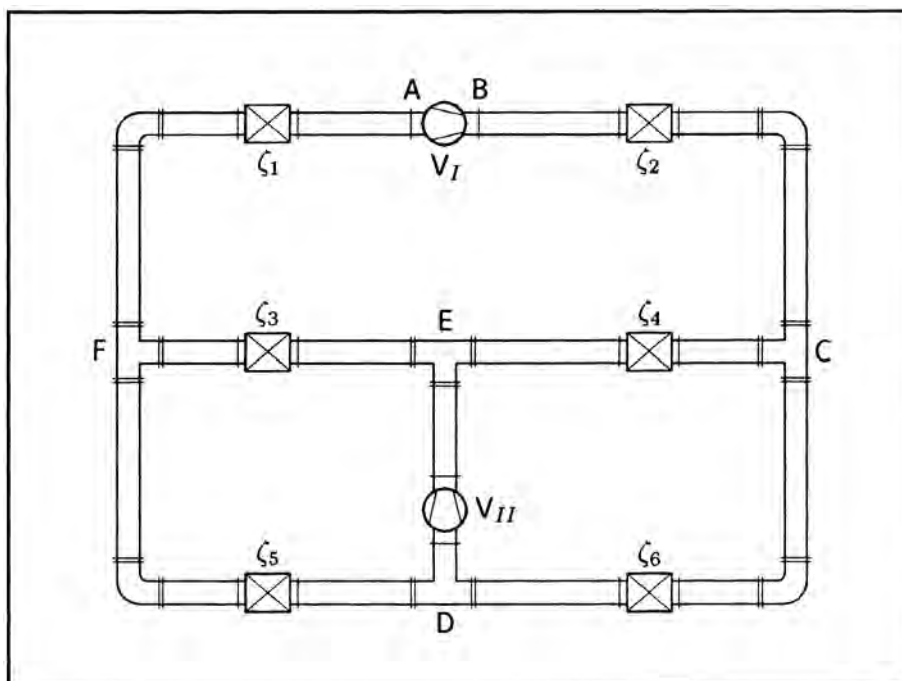
$$\Delta p_{t,I} = -273,98816 \cdot Q^2 + 330,34 \cdot Q + 170,45731$$

$$\Delta p_{t,II} = -269,95505 \cdot Q^2 + 482,72885 \cdot Q + 409$$

- Koeficijenti lokalnih otpora u koje su uključeni i gubici u kanalima:

$$\zeta_1 = 100 \quad \zeta_2 = 80 \quad \zeta_3 = 40$$

$$\zeta_4 = 60 \quad \zeta_5 = 60 \quad \zeta_6 = 40$$



- Gustina vazduha je $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$.

Traži se:

- odrediti protoke i napore ventilatora I i II, kao i raspodele protoka po pojedinim granama sistema,
- odrediti raspored pritiska u sistemu,
- predložiti način na koji bi se to pitanje moglo rešiti.

REŠENJE:

- prema priloženoj šemi, strujanje u sistemu odvija se u tri strujna kruga, i to:

$$\Delta p'_{A,II} = \zeta_6 \cdot Q_6^2 + \zeta_4 \cdot Q_4^2$$

$$\Delta p''_{A,II} = \zeta_3 \cdot Q_3^2 + \zeta_5 \cdot Q_5^2$$

$$\Delta p_{A,I} = (m_1 + m_2) \cdot Q_I^2 - m_4 \cdot Q_4^2 + m_3 \cdot Q_3^2$$

gde su: $\Delta p'_{A,II}$ i $\Delta p''_{A,II}$ - promene totalnih pritisaka u delu sistema u kome radi ventilator II (pritom je $\Delta p'_{A,II} = \Delta p''_{A,II}$ jer je raspored otpora simetričan), Q_I - protok ventilatora I.

Odnosi medju protocima u pojedinim granama su:

$$Q_{II} = Q_6 + Q_5$$

$$Q_{II} = Q_4 + Q_3$$

gde je Q_{II} - protok ventilatora II.

Pored toga je:

$$Q_6 = Q_4 + Q_I$$

$$Q_3 = Q_5 + Q_I$$

Na osnovu ovih podataka može se napisati:

$$Q_4 = f \cdot Q_{II}$$

$$Q_6 = (1 - f) \cdot Q_{II}$$

$$Q_3 = (1 - f) \cdot Q_{II}$$

Sistem jednačina koji treba rešiti je:

$$Q_I = (1 - 2 \cdot f) \cdot Q_{II}$$

$$\Delta p_{A,II} = Q_{II}^2 \cdot [\zeta_6 \cdot (1 - f)^2 + \zeta_4 \cdot f^2]$$

$$\Delta p_{A,I} = (m_1 + m_2) \cdot Q_I^2 - m_4 \cdot f^2 \cdot Q_{II}^2 + m_3 \cdot (1 - f)^2 \cdot Q_{II}^2$$

Rešavanjem ovih jednačina dobijaju se tražene vrednosti:

$$Q_{II} = 2,251 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad \Delta p_{t,II} = 127,75 \text{ Pa}$$

$$Q_I = 0,946 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad \Delta p_{t,I} = 237,76 \text{ Pa}$$

$$f = 0,28986674$$

$$Q_4 = Q_5 = (1 - f) \cdot Q_{II} = 0,6525 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q_6 = Q_3 = f \cdot Q_{II} = 1,5985 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

b) raspored pritisaka u sistemu nije moguće utvrditi budući da je sistem zatvoren, tako da se svaki uspostavljeni raspored može smatrati slučajnim, ali i mogućim.

c) s obzirom da u sistemu ne može vladati potpritisak, to se eventualno zahtevani raspored pritisaka može postići uspostavljanjem komunikacije sa atmosferom. Pritom će jedna količina vazduha izaći u atmosferu, ali će raspored protoka ostati neizmenjen.

PRIMER:

Ako se na mestu označenom sa A, uspostavi komunikacija sa atmosferom, onda će raspored relativnih totalnih pritisaka biti sledeći:

$$p_A = 0 \text{ Pa} \quad p_B = 237,76 \text{ Pa} \quad p_C = 166,16 \text{ Pa}$$

$$p_D = 63,95 \text{ Pa} \quad p_E = 191,7 \text{ Pa} \quad p_F = 89,5 \text{ Pa}$$

57. Zadatak je isti kao i prethodni samo što su koeficijenti lokalnih otpora asimetrično raspoređeni:

- Koeficijenti lokalnih otpora u koje su uključeni i gubici u kanalima:

$$\zeta_1 = 100 \quad \zeta_2 = 80 \quad \zeta_3 = 50$$

$$\zeta_4 = 40 \quad \zeta_5 = 30 \quad \zeta_6 = 80$$

Traži se:

Isto kao u prethodnom zadatku.

REŠENJE:

a) prema priloženoj šemi, strujanje u sistemu opisano je sistemom jednačina:

$$Q_4 = x \cdot Q_{II} \quad Q_3 = (1 - x) \cdot Q_{II} \quad (1)$$

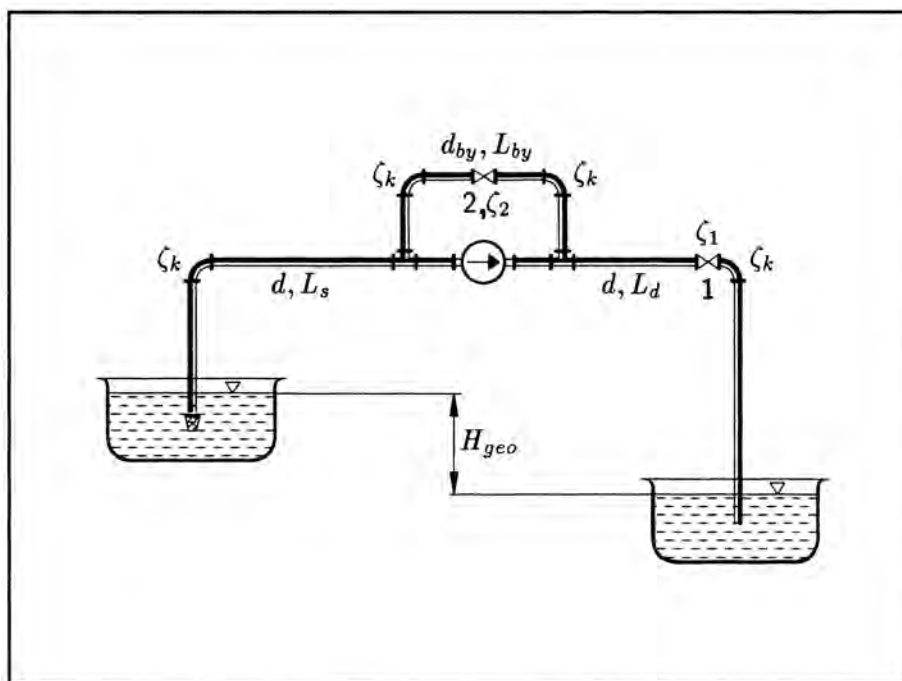
$$Q_5 = y \cdot Q_{II} \quad Q_6 = (1 - y) \cdot Q_{II} \quad (2)$$

$$Q_I = Q_{II} \cdot (1 - x - y) \quad (3)$$

$$\Delta p_{A,21} = Q_{II}^2 \cdot [\zeta_6 \cdot (1 - y)^2 + \zeta_4 \cdot x^2] \quad (4)$$

62. Pumpa regulisana optočnim vodom ("by-pass"-om) prebacuje vodu iz otvorenog usisnog rezervoara u otvoreni potisni rezervoar. Visinska razlika nivoa u rezervoarima je 3 m. Karakteristike pumpe date su tablicom, dok su za cevovod poznati sledeći podaci:

$$L_s = 5 \text{ m}, \quad L_d = 10 \text{ m}, \quad L_{by} = 2 \text{ m}, \quad d = 100 \text{ mm}, \quad d_{by} = 80 \text{ mm}, \\ \lambda = 0,02, \quad \zeta_1 = 4,8, \quad \zeta_2 = 4,4, \quad \zeta_k = 0,5.$$



Traži se:

- odrediti snagu sa kojom radi pumpa, kao i protoke kroz pojedine grane cevovoda,
- proveriti da li pumpa radi u bezkavitacijskom režimu rada ako se usisna priрубnica pumpe nalazi 5 m iznad nivoa vode u potisnom rezervoaru. Razlika između atmosferskog pritiska i pritiska zasićene vodene pare za radnu temperaturu vode iznosi $p_b - p_D = 0,98 \text{ bar}$.
- odrediti snagu pumpe kada dodje do zatvaranja ventila 1,
- za slučaj da se ventil 2 zatvori (ventil 1 je otvoren), odrediti novu brzinu obrtanja pumpe da bi se postigao dotok vode u potisni rezervoar od 40 l/s.

		$n = 1450 \text{ min}^{-1}$						
Q	l/s	0	20	40	60	80	100	120
Y	J/kg	200	196	185	168	145	117	79.5
η	%	0	36	57.5	65.5	64.5	54.5	39
$NPSE_P$	J/kg	30	32.5	39	47.5	57.5	68.2	80.5

REŠENJE:

Pošto su deonice sa zbirnim protokom neposredno ispred i iza pumpe kratke, to se gubici u njima zanemaruju. Te kratke deonice, zajedno sa povratnim optočnim vodom, čine jedan kružni sistem koji nema geodezijsku visinu, tako da se ta karakteristika optočnog voda može pisati kao:

$$Y_{by} = m_{by} \cdot Q^2$$

S druge strane, karakteristika cevovoda je:

$$Y_A = -g H_{geo} + (m_1 + m_2) \cdot Q^2$$

gde znak '-' ispred H_{geo} označava da se voda kreće naniže.

Kako su koeficijenti otpora:

$$m_{by} = \frac{8}{\pi^2 d_{by}^4} \left(2 \zeta_k + \zeta_2 + \lambda \frac{L_{by}}{d_{by}} \right) = 116\,756,83 \frac{\text{J/kg}}{(\text{m}^3/\text{s})^2}$$

$$m_1 = \frac{8}{\pi^2 d^4} \left(\zeta_k + \lambda \frac{L_s}{d} \right) = 12\,158,54 \frac{\text{J/kg}}{(\text{m}^3/\text{s})^2}$$

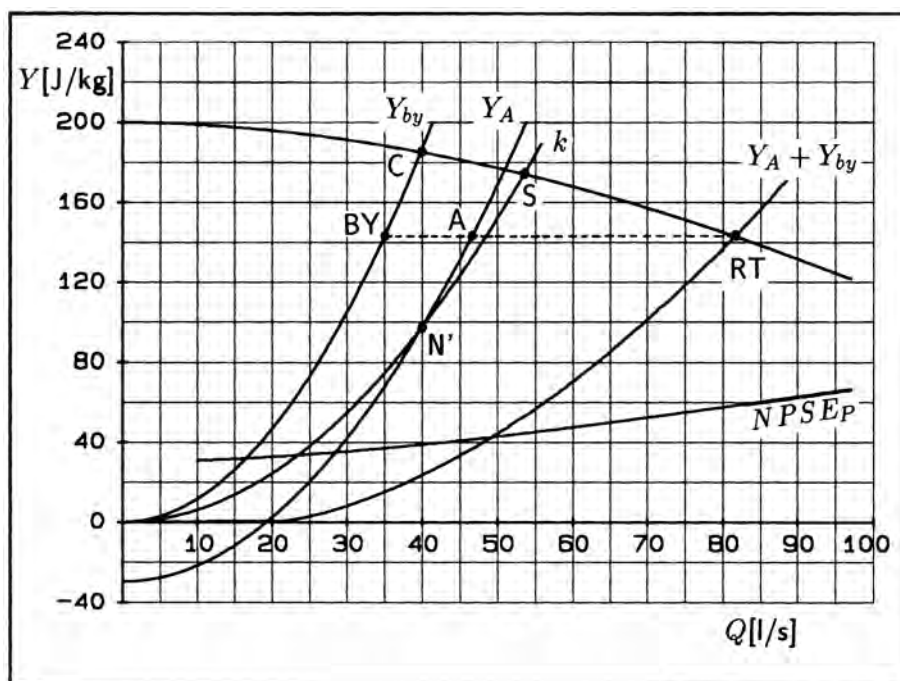
$$m_2 = \frac{8}{\pi^2 d^4} \left(\zeta_k + \zeta_1 + 1 + \lambda \frac{L_d}{d} \right) = 67\,277,27 \frac{\text{J/kg}}{(\text{m}^3/\text{s})^2}$$

$$m = m_1 + m_2 = 79\,435,81 \frac{\text{J/kg}}{(\text{m}^3/\text{s})^2}$$

to su karakteristike optočnog voda i cevovoda, koje su na dijagramu ucrtane zajedno sa datom karakteristikom pumpe:

$$Y_{by} = 0,11675683 \cdot Q^2$$

$$Y_A = -29,43 + 0,07943581 \cdot Q^2$$



a) kada su oba ventila otvorena, cevovod i optočni vod rade paralelno. Na dijagramu se zato duž istih napora vrši sabiranje protoka iz krivih za Y_A i Y_{by} . Ova paralelna sprega prikazana je krivom $Y_A + Y_{by}$, tako da presek ove krive sa karakteristikom pumpe određuje traženu radnu tačku pumpe – tačka RT:

$$Q = 81,75 \frac{\text{l}}{\text{s}} \quad ; \quad Y = 143 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad \eta = 0,6375$$

Snaga pumpe u radnoj tački je:

$$P = \frac{1000 \cdot 0,08175 \cdot 143}{0,6375} = 18,34 \text{ kW}$$

Vraćanjem iz radne tačke od paralelne sprege cevovoda do svakog od njih pojedinačno, dobijaju se protoci i to:

kroz cevovod (ka potisnom rezervoaru):

$$Q_A = 46,75 \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

i kroz optočni vod:

$$Q_{by} = 35 \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

b) provera bezkavitacijskog režima rada pumpe vrši se poredjenjem kavitacijskih rezervi postrojenja i pumpe. Kavitacijska rezerva postrojenja data je izrazom:

$$NPSE_A = \frac{p_b - p_D}{\rho} - g H_{sg eo} - m_s \cdot Q^2$$

U konkretnom slučaju, zamenom podataka je:

$$NPSE_A = \frac{0,98 \cdot 10^5}{1000} - 9,81 (5 - 3) - 0,012158,54 \cdot 46,75^2 = 51,81 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Kavitacijska rezerva pumpe čita se iz krive date u dijagramu. Za protok kroz pumpu $Q = 81,75 \text{ l/s}$ je:

$$NPSE_P = 58,2 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Kako je iz brojnih podataka:

$$NPSE_A < NPSE_P$$

to znači da pumpa radi u kavitacijskom režimu.

Vredi posebno naglasiti da su u ovom primeru protoci u izrazima za kavitacijsku rezervu postrojenja i pumpe različiti ⁵, što posmatrano generalno i jeste, dok su u najvećem broju slučajeva isti, tako da to može navesti na pogrešan zaključak da ti protoci moraju biti uvek isti.

c) zatvaranje ventila 1 zaustavlja kretanje vode i u potisnom i u usisnom delu cevovoda. Jedino kretanje vode koje se ostvaruje radom pumpe je njeno kruženje kroz optočni vod. Radna tačka pumpe prema tome definisana je presekom karakteristike optočnog voda i karakteristike pumpe – tačka C na dijagramu:

$$Q_C = 40 \frac{\text{l}}{\text{s}} \quad ; \quad Y_C = 185 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad \eta_C = 0,575$$

tako da je snaga pumpe u ovom slučaju:

$$P_C = \frac{\rho Q_C Y_C}{\eta_C} = 12,9 \text{ kW}$$

⁵Do ovakvih slučajeva redovno dolazi kod postrojenja koja se regulišu sa optočnim vodom. Naime, kavitacijska rezerva pumpe određuje se za protok na ulazu u pumpu, a on je veći od protoka u usisnom cevovodu prema kome se određuje kavitacijska rezerva postrojenja.

d) zatvaranje ventila 2 pretvara sistem u prost cevovod sa karakteristikom Y_A datom na dijagramu. Nova radna tačka nalazi se pomoću:

$$Q' = 40 \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

i karakteristike cevovoda – tačka N' na dijagramu u kojoj je:

$$Y' = 97,5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Kroz tako odredjenu radnu tačku provlači se kriva sličnosti čiji će koeficijent biti:

$$k = \frac{Y'}{Q'^2} = \frac{97,5}{40^2} = 0,0609375 \frac{\text{J/kg}}{(\text{l/s})^2}$$

Kriva sličnosti imaće oblik:

$$Y_k = k \cdot Q^2$$

i njen presek sa karakteristikom pumpe odrediće tačku S:

$$Q_S = 53,5 \frac{\text{l}}{\text{s}} \quad \eta_S = 0,638$$

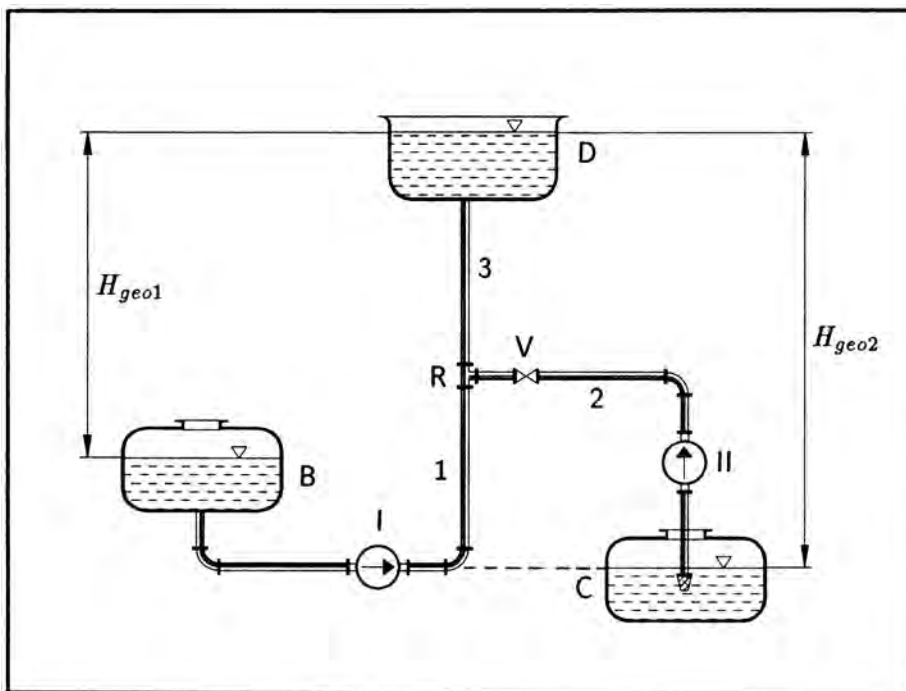
Primena zakona sličnosti na slične tačke N' i S, omogućuje proračun potrebne brzine obrtanja i snage:

$$n' = n \cdot \frac{Q'}{Q_S} = 1450 \cdot \frac{40}{53,5} = 1084 \text{ min}^{-1}$$

$$\eta' = \eta_S = 0,638$$

$$P' = \frac{1000 \cdot 0,040 \cdot 97,5}{0,638} = 6,1 \text{ kW}$$

67. Pumpe I i II rade u postrojenju prikazanom na skici.



Radne krive pumpi I i II zadate su tablicom:

			$n = 1450 \text{ min}^{-1}$							
I	Q	l/s	0	5	10	15	20	25	30	35
	Y	J/kg	80	78,5	73	69	60	48,5	32,5	6,5
	η	%	0	36	57	67	65	51	28	4
	$NPSE_P$	J/kg	-	-	11	13	16	19	23	28
II	Q	l/s	0	10	20	30	40	50	60	
	Y	J/kg	100	109	108	98	80	48	0	
	η	%	0	40	62	67	60	34	0	

Podaci:

- Geodezijske visine su $H_{geo1} = 4 \text{ m}$ i $H_{geo2} = 5 \text{ m}$,
- Koeficijenti otpora deonica (1) i (2) iznose:
 - $m_1 = 0,036 \text{ (J/kg)/(l/s)}^2$
 - $m_2 = 0,0148 \text{ (J/kg)/(l/s)}^2$

Traži se :

a) odrediti koeficijent otpora deonice (3), snage sa kojima rade pojedine pumpe, kao i stepen korisnosti celokupnog postrojenja, ako dotok vode u rezervoar D iznosi $Q_D = 51$ l/s.

b) ukoliko se ventil u deonici (2) zatvori, odrediti za koliko treba povećati brzinu obrtanja pumpe I i sa kojom snagom će ona tada raditi, da bi se postigao dotok od $Q' = 30$ l/s u rezervoar D. Deonica cevovoda (3), u ovom slučaju delimično je prigušena, tako da pri protoku $Q_{x3} = 30$ l/s pruža otpor $\Delta Y_{v,3} = 20,76$ J/kg.

c) odrediti granični protok pumpe I da bi pumpa radila u režimu bezbednom od kavitacije pod uslovom da je brzina obrtanja $n = 1450$ min⁻¹, i ventil u deonici 2 zatvoren. Gubici u usisnom vodu pumpe iznose 1/4 gubitaka u deonici (1). Osa pumpe nalazi se na nivou vode u rezervoaru C. Razlika između atmosferskog pritiska i pritiska pri kome bi voda za datu temperaturu isparavala iznosi $p_b - p_D = 0,98$ bar.

d) odrediti tip pumpe I.

REŠENJE:

a) pumpe I i II potiskuju zajedno vodu u cevovod 3. Međutim, ove dve pumpe ne rade u jednakim uslovima, pa se stoga ne mogu odmah sprežiti paralelno.

Da bi se problem rešio, najpre je potrebno od svake pumpe pri svim protocima oduzeti onaj deo energije koji samo ona troši na savladjivanje gubitaka i samo u "svom" cevovodu. Takve redukovane krive napora pumpi pokazuju koliko je preostalo energije svakoj za zajednički rad, pa se onda one sprežu paralelno i rade sa cevovodom 3.

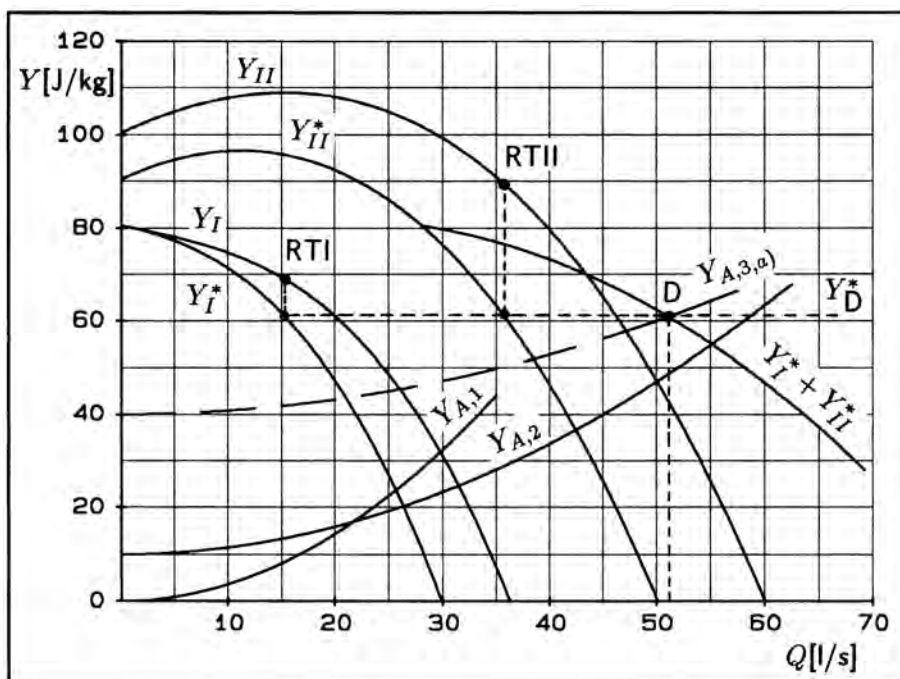
Karakteristike otpora cevovoda 1 i 2, za referentnu ravan u nivou vode u rezervoaru B, date su izrazima:

$$Y_{A,1} = m_1 \cdot Q_1^2$$

$$Y_{A,2} = g (H_{geo2} - H_{geo1}) + m_2 \cdot Q_2^2$$

i prikazane su na dijagramu na sledećoj strani.

Oduzimanjem ovih karakteristika cevovoda od odgovarajućih karakteristika pumpi, dobijaju se krive Y_I^* i Y_{II}^* – tzv. redukovane karakteristike pumpi. Kriva



$Y_I^* + Y_{II}^*$ predstavlja paralelnu spregu redukovanih karakteristika koja bi u preseku sa cevovodskom deonicom 3 definisala protok kroz sistem. U ovom slučaju problem je zadat inverzno – poznat je protok, a traži se koeficijent otpora deonice 3 da bi taj protok bio ostvaren. Pošto je deonica 3 za ranije definisanu referentnu ravan data izrazom:

$$Y_{A,3} = g H_{geo1} + m_3 \cdot Q_3^2$$

pri čemu je geodezijska visina zadata, to se iz uslova zadatka:

$$Q_D = 51 \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

nalazi druga tačka na cevovodu 3 koja ga potpuno definiše:

$$Q_D = 51 \frac{\text{l}}{\text{s}} \quad Y_D^* = 61 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

odakle sledi:

$$m_3 = 0,0084 \frac{\text{J/kg}}{(\text{l/s})^2}$$

Za određivanje protoka i napora pojedinih pumpi, iz "radne tačke" sprega vraća se isto onako kako je sprega nastala, i to striktno do elemenata koji su činili spregu. Dakle, paralelno (pri konstantnom naporu) vraća se do redukovanih pumpi Y_I^* i Y_{II}^* (a ne do "original" pumpi I i II). Na taj način dobijaju se protoci kroz pumpe – odnosno kroz odgovarajuće cevovode, a zatim se čitaju prave vrednosti napora i stepena korisnosti za te protoke na izvornim karakteristikama, i sračunavaju odgovarajuće snage pumpi:

$$Q_I = Q_1 = 15,3 \frac{\text{l}}{\text{s}} \quad Y_I = 68,5 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad \eta_I = 0,675 \quad P_I = 1,553 \text{ kW}$$

$$Q_{II} = Q_2 = 35,7 \frac{\text{l}}{\text{s}} \quad Y_{II} = 89 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad \eta_{II} = 0,642 \quad P_{II} = 4,949 \text{ kW}$$

U ovakvom slučaju, kada pumpe rade sa nejednakim naporima, najpre se mora odrediti napor u odnosu na koji će biti nadjen stepen korisnosti postrojenja. Logično je da to bude napor koji sledi iz zbira hidrauličkih snaga pumpi (pošto će stepen korisnosti slediti iz zbira ukupnih snaga pumpi). Dakle, napor u odnosu na koji se referiše stepen korisnosti postrojenja je :

$$P_H = P_{H,I} + P_{H,II}$$

$$\rho \cdot Q \cdot Y = \rho \cdot Q_I \cdot Y_I + \rho \cdot Q_{II} \cdot Y_{II}$$

$$Y = \frac{Q_I Y_I + Q_{II} Y_{II}}{Q} = 82,85 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

pa je stepen korisnosti celokupnog postrojenja, korišćenjem izraza za ukupno angažovanu pogonsku snagu:

$$P = P_I + P_{II}$$

$$\frac{\rho Q Y}{\eta} = \frac{\rho Q_I Y_I}{\eta_I} + \frac{\rho Q_{II} Y_{II}}{\eta_{II}}$$

$$\eta = \frac{Q Y}{Q_I Y_I / \eta_I + Q_{II} Y_{II} / \eta_{II}}$$

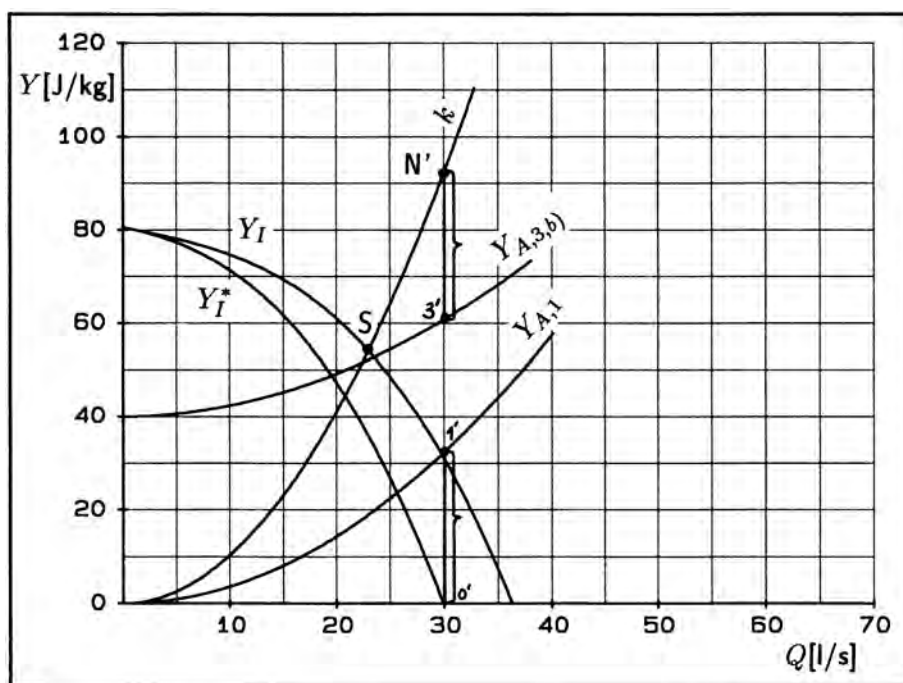
$$\eta = \frac{51 \cdot 82,85}{\frac{15,3 \cdot 68,5}{0,675} + \frac{35,7 \cdot 89}{0,642}} = 0,650$$

b) koeficijent karakteristike otpora deonice 3 u ovom slučaju je:

$$m_{3b} = \frac{20,76}{30^2} = 0,0231 \frac{\text{J/kg}}{(\text{l/s})^2}$$

Postupak rešavanja zadatog problema sastoji se od dve faze. Najpre se definiše nova radna tačka pumpe, a zatim se nalaze parametri sa kojima pumpa radi u toj novoj radnoj tački.

Pri novoj brzini obrtanja pumpe, ranije krive pumpe ne važe, pa se nova radna tačka mora pronaći preko karakteristika cevodova. Pritom treba naglasiti karakteristike UKUPNOG cevodova (a ne neke deonice), jer se prava radna tačka uvek nalazi u preseku karakteristike ukupnog cevodova i izvorne (ne redukovane !) karakteristike pumpe. Dakle, sa zadatim protokom $Q' = 30 \text{ l/s}$ pri novoj brzini obrtanja, dolazi se do tačke 3' na karakteristici cevodova 3. Ovo neće biti nova radna tačka jer nisu uzeti u obzir svi gubici sa kojim će raditi pumpa pri novoj brzini obrtanja. Dakle, pri zadatom protoku mora se formirati ukupna karakteristika cevodova, i to tako što će se izvršiti dodavanje otpora deonice 1 koji ona stvara pri datom protoku.



Dodavanjem veličine 0-1' iz dijagrama na vrednost 3', dobija se nova radna tačka pumpe:

$$Q' = 30 \frac{\text{l}}{\text{s}} \quad Y' = 92,4 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

U drugoj fazi treba odrediti sa kojim parametrima (n' , η' , P') pumpa radi u novoj radnoj tački. Da bi se problem rešio moraju se iskoristiti radne krive pumpe pri staroj brzini obrtanja primenom zakona sličnosti. U cilju nalaženja sličnog režima režimu pri novoj brzini obrtanja, kroz novu radnu tačku treba provući krivu sličnosti (afinosti). Pošto je to parabola sa polaskom iz koordinatnog početka, to se njen koeficijent nalazi iz uslova:

$$k = \frac{Y'}{Q'^2} = 0,102667 \frac{\text{J/kg}}{(\text{l/s})^2}$$

Presek krive sličnosti i krive napora pumpe pri staroj brzini obrtanja, definiše tačku S koja je slična sa novom radnom tačkom pumpe.

$$Q_S = 22,8 \frac{\text{l}}{\text{s}} \quad \eta_S = 0,58$$

Za slične režime zakoni sličnosti glase:

$$\frac{n'}{n_S} = \frac{Q'}{Q_S}$$

$$\eta' = \eta_S$$

pa su traženi parametri pumpe u novoj radnoj tački:

$$n' = 1450 \cdot \frac{30}{22,8} = 1908 \text{ min}^{-1}$$

$$\eta' = 0,58$$

$$P' = \frac{\rho Q' Y'}{\eta'} = 4,78 \text{ kW}$$

c) određivanje graničnog protoka do kog pumpa radi bezbedno od kavitacije predstavlja definisanje oblasti u kojoj su vrednosti kavitacijske rezerve postrojenja veće od vrednosti kavitacijske rezerve pumpe. Da bi se taj protok odredio, potrebno je nacrtati krive $NPSE_A$ i $NPSE_P$ u zavisnosti od protoka.

Kavitacijska rezerva postrojenja data je izrazom:

$$NPSE_A = \frac{p_b - p_D}{\rho} - g H_{sgeo} - m_s \cdot Q^2$$

gde je u konkretnom slučaju:

$$NPSE_A = \frac{0,98 \cdot 10^5}{1000} - 9,81 \cdot (-1) - \frac{1}{4} 0,036 \cdot Q^2$$

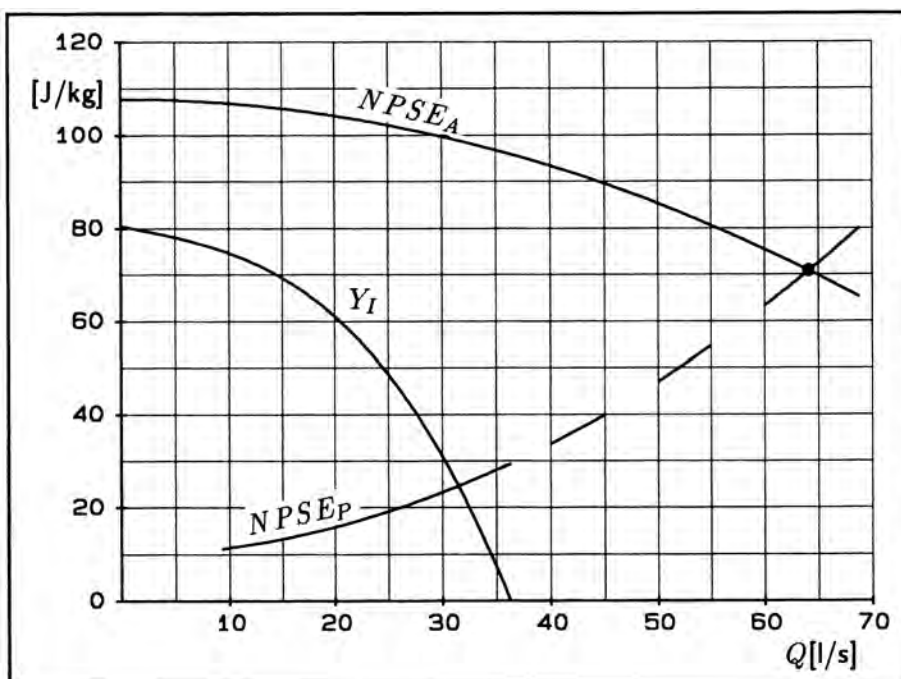
$$NPSE_A = 107,81 - 0,0090 \cdot Q^2$$

dok je kavitacijska rezerva pumpe data u zadatku tablicom.

Crtanjem ovih krivih zaključuje se da je traženi granični protok do kojeg je pumpa bezbedna od kavitacije:

$$Q = 64 \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

što znači da pumpa I uvek radi u bezkavitacijskom režimu.



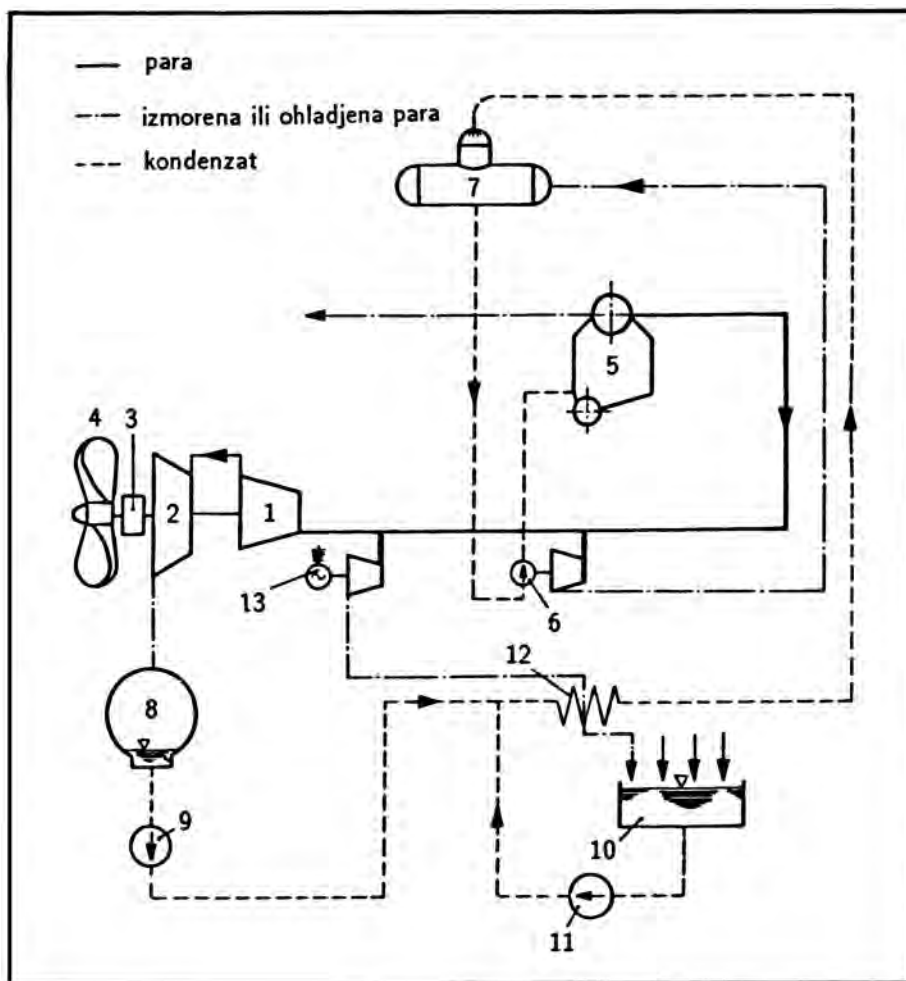
d) tip pumpe određen je specifičnom brzinom obrtanja u optimalnoj tački:

$$n_Q = \frac{n \sqrt{Q_{opt}}}{\left(\frac{Y_{opt}}{g}\right)^{3/4}} = \frac{1450 \sqrt{0,0165}}{\left(\frac{66,5}{9,81}\right)^{0,75}} = 44,33$$

odakle se vidi da je pumpa radijalna ($n_Q < 50$).

NAPOMENA: Specifična brzina obrtanja, prema kojoj se određuje tip pumpe, računa se uvek za parametre u tački najvišeg stepena korisnosti, nezavisno od položaja radne tačke i radnih parametara u toj tački.

79. U mašinskom prostoru broda, pored kotla koji proizvodi paru, potrebnu za pogon visokopritisne i niskopritisne turbine (služe za pogon brodske elise preko reduktora), smeštene su i tri pumpe od kojih je jedna (napojna pumpa) sa pogonom pomoću parne turbine, dok su druge dve (glavna kondenzatna pumpa i drenažna pumpa) sa elektromotornim pogonom.



- | | |
|---|--------------------------------------|
| 1. Turbina visokog pritiska, | 7. Napojni rezervoar sa degazatorom, |
| 2. Turbina niskog pritiska, | 8. Glavni kondenzator, |
| 3. Reduktor brzine obrtanja, | 9. Glavna kondenzatna pumpa, |
| 4. Brodska elisa, | 10. Sud za sakupljanje kondenzata, |
| 5. Kotao, | 11. Pumpa za drenažu, |
| 6. Napojna pumpa sa pogonskom parnom turbinom, | 12. Predgrejač, |
| 13. Strujni generator sa pogonskom parnom turbinom. | |

Prema prikazanoj šemi voda iz napojnog rezervoara pritiče napojnoj pumpi, odakle se pod visokim pritiskom potiskuje u kotao. Glavna kondenzatna pumpa uzima vodu iz glavnog kondenzatora u kome se izmorena vodena para iz nisko-pritiskne turbine kondenzuje, i transportuje je cevovodom u napojni rezervoar. Drenažna pumpa, kojoj voda pritiče iz drenažnog rezervoara takodje se odvodi u napojni rezervoar, ali se pre propuštanja kroz predgrejač meša sa kondenzatnom vodom.

Podaci:

- Temperatura vode u napojnom rezervoaru 60°C ,
- Apsolutni pritisak u napojnom rezervoaru 4 bar ,
- Temperatura kondenzatne vode 30°C ,
- Apsolutni pritisak u kondenzatnom rezervoaru $0,0432\text{ bar}$,
- Rezervoar za drenažnu vodu otvoren je prema atmosferi ($p_b = 1\text{ bar}$),
- Temperatura vode u drenažnom rezervoaru je 70°C ,
- Kapacitet kotla je 500 t/h ,
- Pritisak kotla 200 bar ,
- Protok kondenzatne pumpe 350 t/h ,
- Protok drenažne pumpe 150 t/h ,
- Gustinu vode uzeti da je svuda približno ista i da iznosi $\rho = 1000\text{ kg/m}^3$,
- Geodezijska visina od kondenzatora do račve iznosi 1 m ,
- Geodezijska visina od drenažnog rezervoara do račve iznosi 3 m ,
- Geodezijska visina od račve do napojnog rezervoara iznosi 7 m ,
- Nivo vode u kotlu nalazi se 4 m ispod nivoa vode u napojnom rezervoaru,
- Koeficijent otpora deonice od kondenzatora do račve je

$$m_1 = 0,008\text{ (J/kg)/(l/s)}^2,$$
- Koeficijent otpora deonice od drenažnog rezervoara do račve je

$$m_2 = 0,005\text{ (J/kg)/(l/s)}^2,$$
- Koeficijent otpora deonice od račve do napojnog rezervoara je

$$m_3 = 0,01\text{ (J/kg)/(l/s)}^2,$$
- Koeficijent otpora deonice od napojnog rezervoara do kotla je

$$m_4 = 0,02\text{ (J/kg)/(l/s)}^2,$$
- Gubici do ulaza u pumpu u svakoj deonici iznose četvrtinu ukupnih gubitaka odgovarajuće deonice.

Traži se:

odrediti napore i visine postavljanja svih pumpi, ako su kavitacijske rezerve pojedinih pumpi sledeće:

- kondenzatna - $NPSE_{P,I} = 15 \text{ J/kg}$,
- drenažna - $NPSE_{P,II} = 35 \text{ J/kg}$,
- napojna - $NPSE_{P,III} = 50 \text{ J/kg}$.

REŠENJE:

postrojenje prikazano na skici sastoji se od dva odvojena sistema. Naime, u prvom delu kondenzatna i drenažna pumpa prebacuju vodu u napojni rezervoar, a u drugom sistemu napojna pumpa prebacuje vodu iz napojnog rezervoara u kotao.

U prvom sistemu, kondenzatna i drenažna pumpa rade paralelno, ali ne u istim uslovima, tako da se paralelno ne sprežu njihove izvorne karakteristike, već redukovane. Pošto krive pumpa nisu zadate, rešavanje ide inverzno. Na dijagramu su ucrtane zadate karakteristike cevovodskih deonica čije jednačine glase:

$$Y_{A,1} = -\frac{0,0432 \cdot 10^5}{1000} + 9,81 \cdot 1 + 0,008 \cdot Q_1^2$$

$$Y_{A,2} = -\frac{1 \cdot 10^5}{1000} + 9,81 \cdot 3 + 0,005 \cdot Q_2^2$$

$$Y_{A,3} = +\frac{4 \cdot 10^5}{1000} + 9,81 \cdot 7 + 0,01 \cdot Q_3^2$$

Zadati protok kroz deonicu 3 (ka napojnom rezervoaru) iznosi:

$$Q_3 = 500 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 139 \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

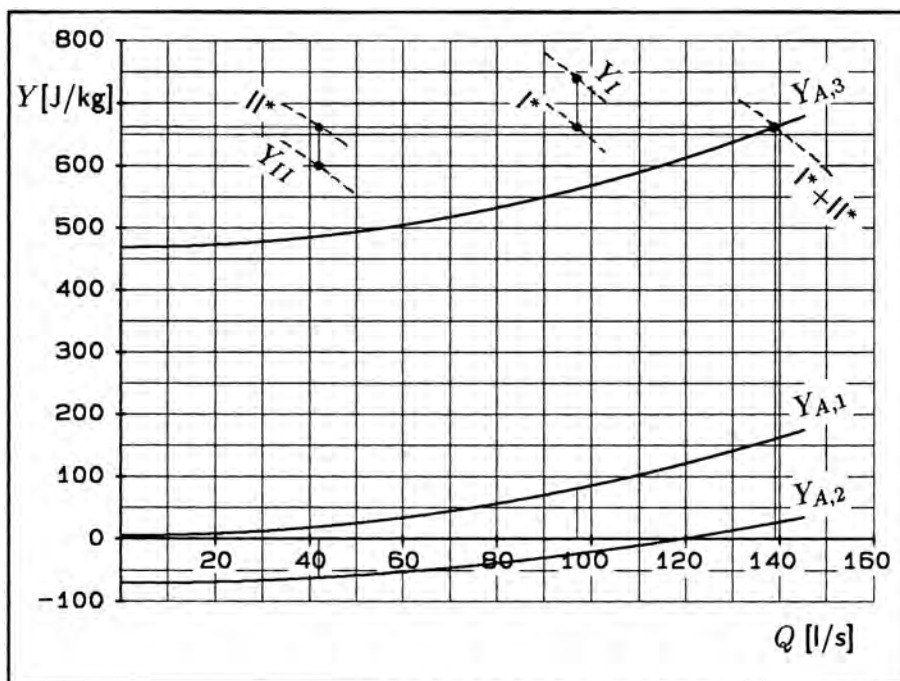
Pri tom protoku, potreban napor deonice 3 biće:

$$Y_3 = 661,88 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Dati napor predstavlja stanje u račvi pri kome se paralelno sprežu redukovane karakteristike pumpi I (kondenzatne) i II (drenažne). Dakle, za traženi protok kondenzatne pumpe

$$Q_1 = 350 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 97 \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

redukovana karakteristika I^* mora proći kroz tačku sa navedenim parametrima Q_1 i Y_3 .



Za traženi protok drenažne pumpe

$$Q_2 = 150 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 42 \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

redukovana karakteristika II^* mora proći kroz tačku sa navedenim parametrima Q_2 i Y_3 . Izvorne karakteristike pumpi moraju imati napor i za savladjivanje gubitaka u deonicama u kojima su pumpe postavljene, tako da na tačku kroz koju prolazi redukovana kriva pumpe treba dodati napor koji odgovarajuća deonica ima. Time se zaključuje da izvorna kriva kondenzatne pumpe mora proći kroz tačku sa parametrima:

$$Q_I = 97 \frac{\text{l}}{\text{s}} \quad Y_I = 742,642 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

a izvorna kriva drenažne pumpe kroz tačku:

$$Q_{II} = 42 \frac{\text{l}}{\text{s}} \quad Y_{II} = 600,13 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Ako su zadate vrednosti kavitacijskih rezervi pumpi pri projektovanim protocima, tada pumpe moraju biti postavljene na sledećim usisnim visinama:

- kondenzatna pumpa:

$$H_{sgeo,I} = \frac{1}{9,81} \cdot \left[\frac{(0,0432 - 0,042417) 10^5}{1000} - 15 - \frac{0,008}{4} \cdot 97^2 \right]$$

$$H_{sgeo,I} = -3,44 \text{ m}$$

- drenažna pumpa:

$$H_{sgeo,II} = \frac{1}{9,81} \cdot \left[\frac{(1 - 0,31161) 10^5}{1000} - 35 - \frac{0,005}{4} \cdot 97^2 \right]$$

$$H_{sgeo,II} = +3,22 \text{ m}$$

gde su vrednosti pritiska isparavanja za odgovarajuće vrednosti temperature uzete iz tablica. Pritom se vidi da kondenzatna pumpa mora biti spuštena (potopljena) u odnosu na nivo vode u kondenzatoru.

U drugom sistemu, od napojnog rezervoara do kotla, cevovod je prost, i njegova karakteristika otpora glasi:

$$Y_{A,4} = \frac{(200 - 4) 10^5}{1000} - 9,81 \cdot 4 + 0,02 \cdot Q^2$$

Pošto je protok zadat, to se lako nalazi potreban napor napojne pumpe:

$$Y_{III} = 19\,947,18 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Maksimalna usisna visina postavljanja napojne pumpe je:

$$H_{sgeo,III} = \frac{1}{9,81} \cdot \left[\frac{(4 - 0,19919) 10^5}{1000} - 50 - \frac{0,02}{4} \cdot 139^2 \right] = +23,8 \text{ m}$$

što praktično znači da je rad ove pumpe u odnosu na pojavu kavitacije uvek bezbedan.

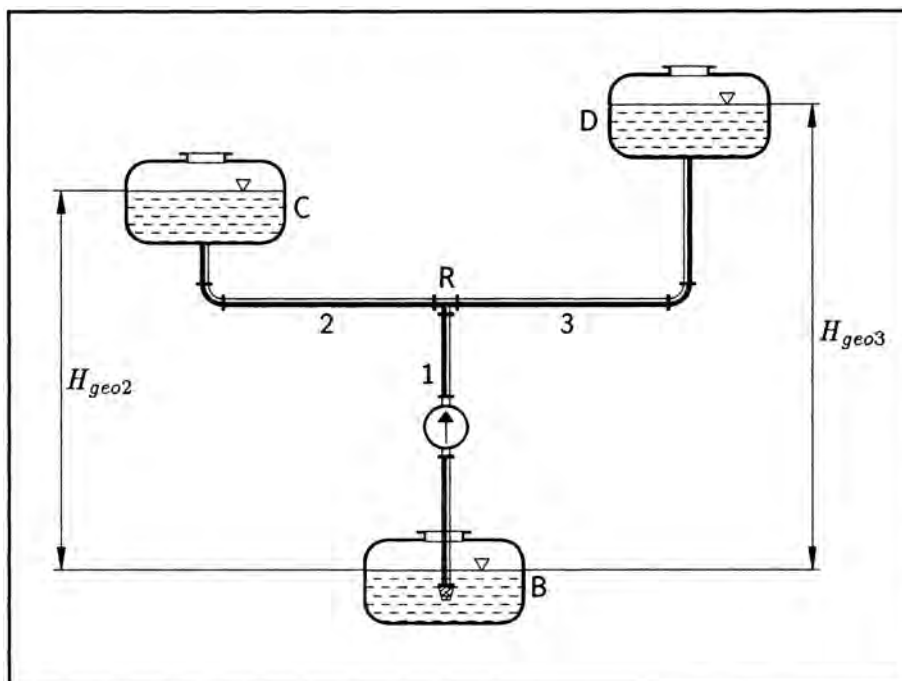
85. Pri brzini obrtanja $n = 1450 \text{ min}^{-1}$, radialna pumpa sa karakteristikama:

$$Y = 300 - 30\,000 \cdot Q^2$$

$$\eta = 30 \cdot Q \cdot (1 - 10 \cdot Q)$$

$$NPSEP = 30 + 6\,500 \cdot Q^{1,8}$$

radi u postrojenju prikazanom na skici.



Podaci:

- Koeficijenti otpora pojedinih deonica su:
 - $m_1 = 16875 \text{ (J/kg)/(m}^3/\text{s)}^2$,
 - $m_2 = m_3 = 22550 \text{ (J/kg)/(m}^3/\text{s)}^2$,
- Koeficijent otpora do usisne prirubnice pumpe $m_{1,s} = m_1/3$,
- Geodezijska visina $H_{geo2} = 9 \text{ m}$.
- Razlika između atmosferskog pritiska i pritiska zasićene vodene pare:

$$p_b - p_D = 0,98 \text{ bar}$$

Traži se:

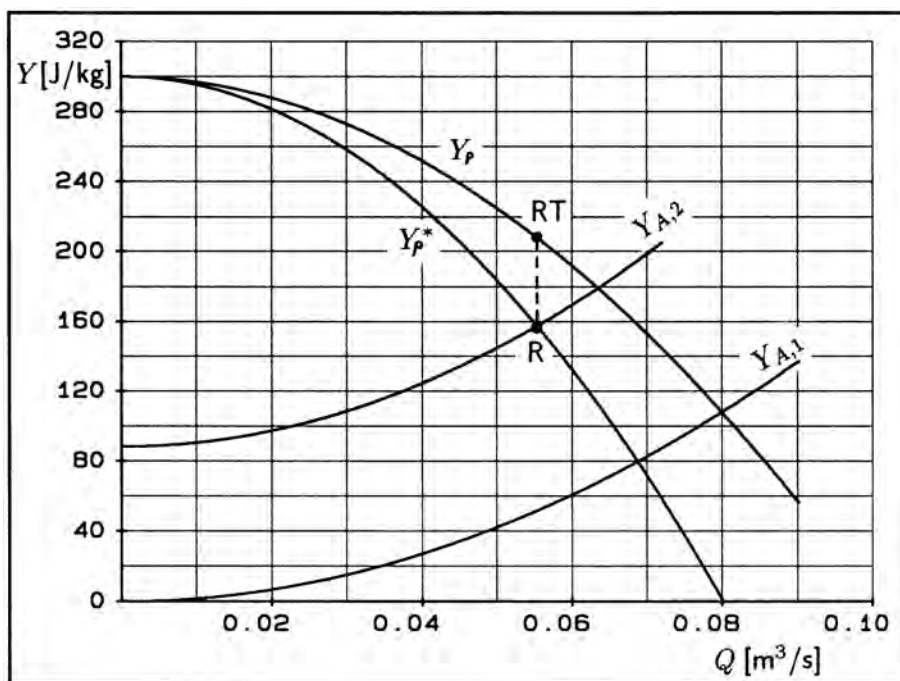
- odrediti kolika bi trebalo da bude geodezijska visina H_{geo3} da bi tečnost u grani 3 mirovala. Kolika bi tada bila snaga pumpe?
- ako se pumpa nalazi 2 m iznad rezervoara B, ispitati da li radi u bezkavitacijskom režimu.
- ako bi se brzina obrtanja pumpe smanjila za 20%, koliki bi bili protoci u pojedinim granama, i kolika bi bila snaga pumpe u radnoj tački.

REŠENJE:

- dijagram prikazuje karakteristiku pumpe, kao i karakteristike cevovoda 1 i 2, za referentnu ravan u nivou rezervoara B, jer je tada:

$$Y_{A,1} = m_1 \cdot Q^2$$

$$Y_{A,2} = g H_{geo2} + m_2 \cdot Q^2$$



- Oduzimanjem napora cevovoda 1 od napora pumpe (kriva Y_p^* na dijagramu), i sprezanjem sa cevovodom 2, dobija se napor u račvi:

$$Y_R = 157 \frac{J}{kg}$$

Ukoliko je napor deonice 3, odnosno statički deo tog napora – član $g \cdot H_{geo3}$ (koji mora da se odnosi na istu ranije postavljenu referentnu ravan), manji ili veći od napora u račvi, postojaće strujanje u grani 3. Zbog toga se geodezijska visina H_{geo3} , za koju tečnost u grani 3 miruje, nalazi iz uslova:

$$g H_{geo3} = Y_R$$

Zamenom vrednosti dobija se:

$$H_{geo3} = \frac{157}{9,81} = 16 \text{ m}$$

Radna tačka pumpe pritom je definisana sledećim parametrima:

$$Q_{RT} = 0,0552 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad Y_{RT} = 208,6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad \eta_{RT} = 0,742$$

Snaga pumpe je:

$$P_{RT} = \frac{\rho Q_{RT} Y_{RT}}{\eta_{RT}} = 15,5 \text{ kW}$$

b) protok za koji se ispituje bezkavitacijski režim rada pumpe isti je kao u prethodnoj tački:

$$Q = 0,0552 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Za ovaj protok kavitacijska rezerva pumpe je:

$$NPSE_P = 30 + 6\,500 \cdot Q^{1,8}$$

$$NPSE_P = 30 + 6\,500 \cdot 0,0552^{1,8} = 65,35 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

i kavitacijska rezerva postrojenja:

$$NPSE_A = \frac{p_b - p_D}{\rho} - g H_{sgeo} - m_s \cdot Q^2$$

$$NPSE_A = \frac{p_b - p_D}{\rho} - g H_{sgeo} - \frac{m_1}{3} \cdot Q^2$$

$$NPSE_A = \frac{0,98 \cdot 10^5}{1000} - 9,81 \cdot 2 - \frac{16875}{3} \cdot 0,0552^2 = 61,24 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Pošto se iz dobijenih vrednosti vidi da je:

$$NPSE_A < NPSE_P$$

to znači da u postrojenju ima manje rezerve nego što to traži pumpa, i da pumpa radi u kavitacijskom režimu.

c) pri smanjenoj brzini obrtanja:

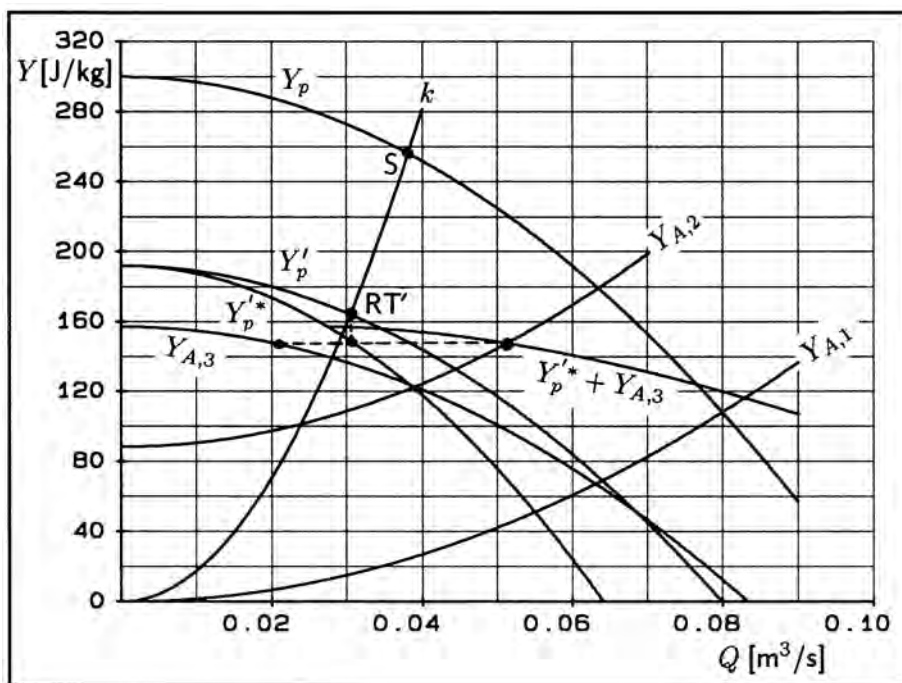
$$n' = 0,8 \cdot n = 0,8 \cdot 1450 = 1160 \text{ min}^{-1}$$

nova karakteristika pumpe biće određena odnosima koji proističu iz zakona sličnosti:

$$Q' = \frac{n'}{n} \cdot Q = 0,8 \cdot Q$$

$$Y' = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 \cdot Y = 0,64 \cdot Y$$

Dijagram prikazuje novu karakteristiku pumpe - kriva Y'_p .



Oduzimanjem karakteristike napora cevovoda 1 od nove krive pumpe, i sprezanjem sa cevovodom 2, nalazi se novi napor račve, koji je (zbog manje brzine obrtanja pumpe) manji od napora $g H_{geo3}$, što znači da će se voda u grani 3 kretati, i to nadole. Time je cevovodska deonica 3 definisana sa:

$$Y_{A,3} = g H_{geo3} - m_3 \cdot Q^2 = 157 - 22\,550 \cdot Q^2$$

i takodje je ucrtana na dijagramu.

Kako se protoci kroz pumpu (deonicu 1) i deonicu 3 sabiraju, i odlaze deonicom 2 u rezervoar C, to važi:

$$Q_1 + Q_3 = Q_2$$

pa se formira paralelna sprega redukovanog napora pumpe i napora cevovoda 3. Zbirna kriva $Y_p'^* + Y_{A,3}$ spreže se sa krivom cevovoda 2, i dobija radni protok sistema:

$$Q_{sprege} = Q_2 = 0,0512 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Vraćanjem do elemenata koji su činili spregu, nalaze se:

$$Q_3 = 0,0206 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad Q_1 = 0,0306 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Nova radna tačka pumpe odredjena je sledećim parametrima:

$$Q' = 0,0306 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad Y' = 165 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Da bi se izračunala nova snaga pumpe, najpre se primenom zakona sličnosti nalazi stepen korisnosti u novoj radnoj tački pumpe. Koeficijent krive sličnosti je:

$$k = \frac{Y'}{Q'^2} = 176214,28 \frac{\text{J/kg}}{(\text{m}^3/\text{s})^2}$$

Dijagram prikazuje krivu sličnosti, i njen presek (tačka S) sa karakteristikom pumpe pri prvobitnoj brzini obrtanja ($n = 1450 \text{ min}^{-1}$), za koju postoje podaci o stepenu korisnosti:

$$Q_S = 0,03825 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad \eta_S = 0,709$$

Pošto duž krive sličnosti važi da je:

$$\eta' = \eta_S$$

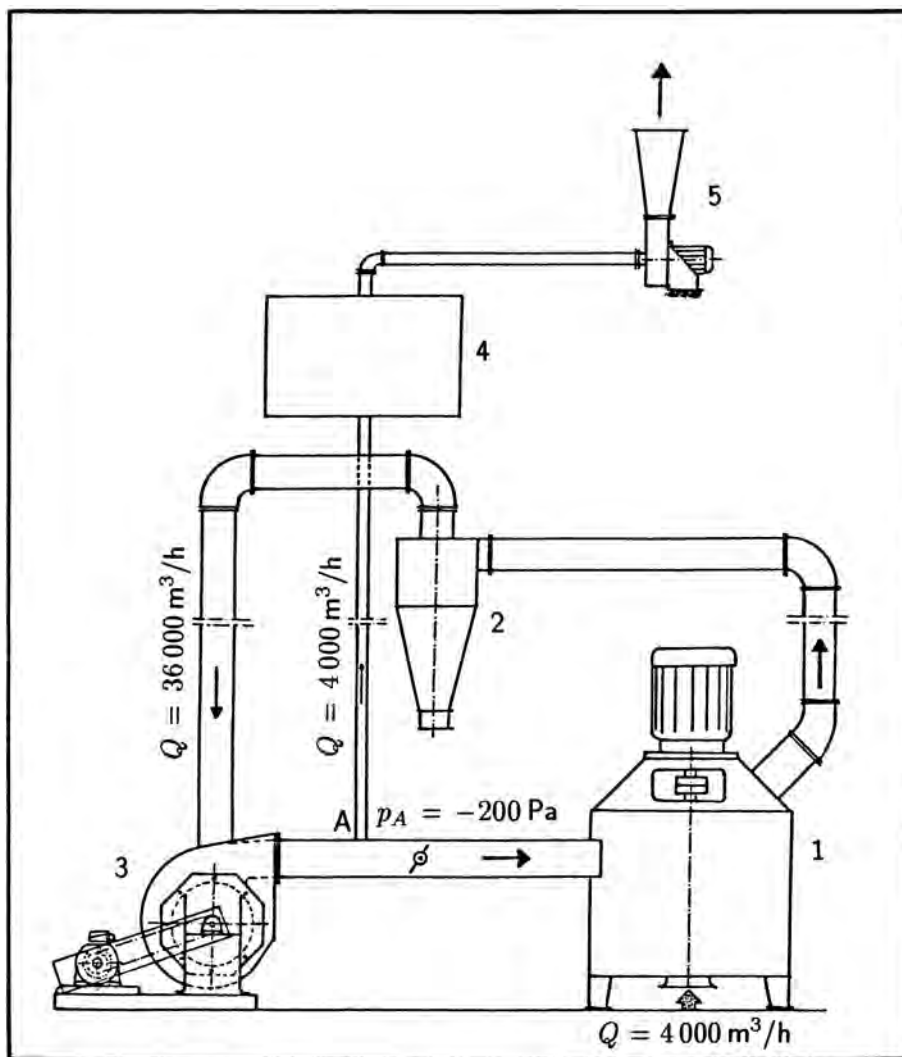
to je stepen korisnosti pumpe pri novoj brzini obrtanja:

$$\eta' = 0,709$$

pa je snaga pumpe u novoj radnoj tački:

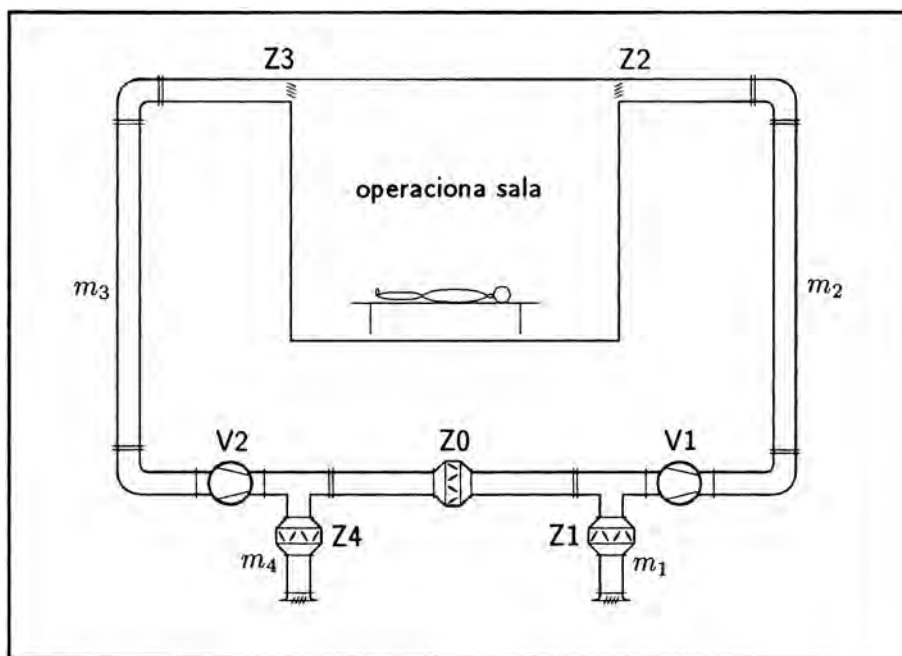
$$P' = \frac{\rho \cdot Q' \cdot Y'}{\eta'} = 7,12 \text{ kW}$$

sekundarnog cevododa (tačka A) iznosi 200 Pa. Padovi pritiska u mlinu i ciklonu pri zadanom protoku iznose po 1000 Pa. Sekundarni cevovod ima ukupnu dužinu 35 m. Pad pritiska po jedinici njegove dužine iznosi 28,55 Pa/m, a pad pritiska u filteru 1200 Pa. Za gustinu mešavine smatrati da je svuda ista i da iznosi $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$.



Traži se:

- odrediti totalne i statičke pritiske na ulazu i izlazu ventilatora pri zadanom protoku, kao i napor ventilatora.
- odrediti napor ventilatora sekundarnog sistema.



Traži se:

- odrediti snage sa kojima rade ventilatori i definisati položaj nultih tačaka sistema (mesta gde su pritisci jednaki barometarskom pritisku) kada se radi samo sa svežim vazduhom (žaluzina Z0 je zatvorena).
- odrediti silu na vratima operacione sale, ako površina vrata iznosi 4 m^2 , i smer te sile - od sale ka hodniku ili obrnuto.
- ako se jedna od nultih tačaka ne nalazi u operacionoj sali već u kanalskom razvodu, pomoću žaluzina Z1 i Z4 izvršiti podešavanje tako da nulta tačka bude u operacionoj sali. Protok odredjen u tački a) pritom ne treba da bude promenjen. (Odrediti nove vrednosti za m_1 i m_4 , pošto zbog podešavanja režima rada promenom položaja žaluzina Z1 i Z4 dolazi i do promene navedenih koeficijenata otpora.)
- prethodno pomenuti zadatak rešiti promenom brzine obrtanja ventilatora (ne menjajući položaj žaluzina). Izračunati potrebne brzine obrtanja.
- odrediti radnu tačku sistema, snagu ventilatora, pritisak u operacionoj sali i silu na vratima kada ventilator II ispadne iz pogona. Pretpostaviti da ventilator II pritom ne pruža nikakav dodatan otpor strujanju.

4.6 Pogonske krive napora sa labilnim delom karakteristike

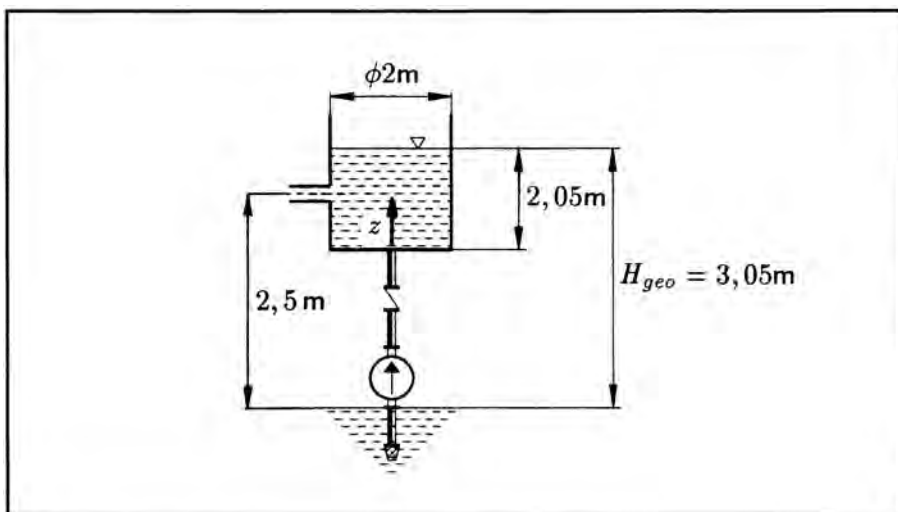
104. Pumpno postrojenje prikazano na šemi, sastoji se od radijalne pumpe, rezervoara u koji se voda potiskuje, usisnog i potisnog cevovoda (sa povratnim ventilom) koji su tako dimenzionisani da se strujni gubici u njima mogu zanemariti. U zavisnosti od potreba potrošača, postrojenje treba da radi sa različitim protocima, a u pogonu treba da ostane i onda kada se potrebe potrošača svedu na minimum protoka ($Q = 0$).

Podaci:

- Karakteristika pumpe zadaje se u analitičkom obliku:

$$Y = -0,294 \cdot Q^2 + 2,65 \cdot Q + 40$$

- Prečnik rezervoara iznosi 2 m, a dno i vrh rezervoara nalaze se na 1 m odn. 5 m iznad postolja (ose) pumpe,
- Cev za ispuštanje vode iz rezervoara smeštena je 2,5 m iznad postolja (ose) pumpe,
- Koeficijent proticanja na ispusnoj cevi usvojiti $\mu = 0,8$.



Traži se:

- odrediti položaj radne tačke pumpe pri njenom puštanju u pogon smatrajući pritom da je rezervoar u potpunosti prazan.
- odrediti vreme za koje će pumpa napuniti rezervoar do ose ispusne cevi na rezervoaru tj. do kote 2,5 m.

- c) odrediti nivo tečnosti u rezervoaru i protok pumpe kada se isticanje vode iz rezervoara bude ustalilo, kao i vreme za koje će se taj nivo dostići.
- d) šta bi se dogodilo ako bi se potrošnja vode iz rezervoara smanjivala u odnosu na prethodno određeni protok ?
- e) zašto se prikazana karakteristika napora pumpe, u domenu od protoka pri najvećem naporu do protoka 0 smatra labilnom, kada je pomenuti deo karakteristike pri merenjima na opitnim instalacijama utvrđivan bez ikakvih pojava nestabilnog rada ?

REŠENJE:

a) s obzirom da se otpori u usisnom i potisnom cevovodu, kao i gubitak u ispusnoj cevi na rezervoaru mogu zanemariti, to će karakteristika pumpe glasiti:

$$-0,294 \cdot Q^2 + 2,65 \cdot Q + 40 = 9,81 \cdot H_{geo} \quad (1)$$

gde je $Y = Y_A = g \cdot H_{geo}$. Protok pumpe pri startovanju može se odrediti direktno iz dijagrama, ili zamenom $H_{geo} = 1$ m u prethodnoj jednačini. Radna tačka je K, a parametri pumpe su:

$$Q_K = 15,597 \text{ m}^3/\text{h} \quad \text{i} \quad Y_K = 9,81 \text{ J/kg.}$$

b) proces punjenja rezervoara do nivoa $H_{geo} = 2,5$ m može se predstaviti jednačinom:

$$Q = \frac{dz}{dt} \cdot A_R$$

gde je: dz/dt - srednja brzina podizanja nivoa tečnosti u rezervoaru, a A_R - površina poprečnog preseka rezervoara. Vreme punjenja rezervoara od kote 1 m do ose cevi za isticanje vode, tj. do kote 2,5 m, biće:

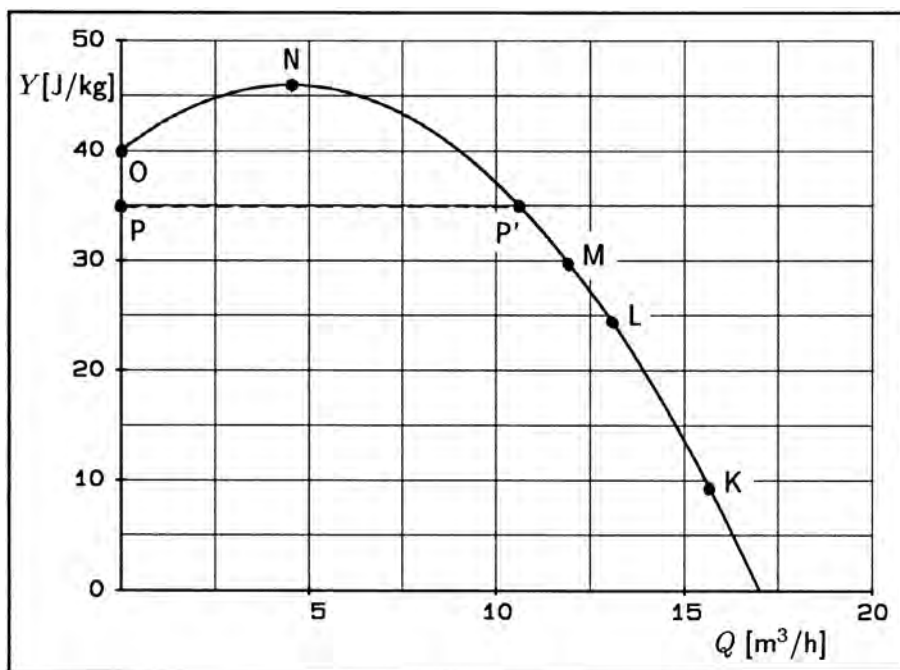
$$t = \int_1^{2,5} \frac{2^2 \pi}{4 \cdot Q} dz$$

gde je $dz = dH_{geo}$. Kada se u prethodni izraz unese karakteristika pumpe (1) rešena po nezavisno promenljivoj, tj.:

$$Q = 4,5068 + 0,5 \cdot \sqrt{(9,0136^2 + 4 \cdot (33,3673 z + 136,0544))}$$

u kojoj je H_{geo} zamenjeno nezavisno promenljivom z , onda se primenom numeričkog integraljenja dobija vreme punjenja rezervoara do nivoa ispusne cevi (tačka L):

$$t = 0,335 \text{ h.}$$



c) pri daljem radu pumpe, nivo tečnosti u rezervoaru i dalje će rasti ali će brzina porasta nivoa zavisiti od toga da li potrošač uzima jedan deo tečnosti ili ne. S obzirom da je zadatkom postavljeno da se isticanje tečnosti vrši samo pod uticajem geodezijske visine, to se brzina isticanja može predstaviti izrazom:

$$c = \mu \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot (H_{geo} - 2,5)}$$

dok će protok vode kroz ispusni otvor biti:

$$Q = c \cdot A = 0,8 \cdot \sqrt{19,62 (H_{geo} - 2,5)} \cdot 0,04^2 \pi/4 \quad (2)$$

gde je A površina preseka ispusnog otvora. Ako potrošač koristi maksimalnu količinu vode, onda će se nivo vode u rezervoaru ustaliti na koti na kojoj će količina upumpane vode biti jednaka količini koja će isticati na ispusnom otvoru, tj.:

$$Q_{(1)} = Q_{(2)}$$

Rešavanjem prethodno postavljenog uslova određuju se radni parametri pumpe (radna tačka M):

$$Q_M = 11,8944 \text{ m}^3/\text{h} \quad \text{i} \quad Y_M = 29,926 \text{ J/kg.}$$

$$H_{geo,M} = 3,05 \text{ m} \quad (\text{tačnije } H_{geo,M} = 3,050539 \text{ m})$$

Vreme punjenja rezervoara od kote 2,5 m do 3,05 m odrediće se na isti način kao pod b), sa tom razlikom što će granice integraljenja biti promenjene i što će protok vode, koji utiče na povišenje nivoa u rezervoaru, biti:

$$Q = Q_{(1)} - Q_{(2)}$$

Prema tome, vreme izravnjanja protoka, odnosno vreme koje će proteći do ustaljenja nivoa biće:

$$t = \int_{2,5}^{3,05} \frac{A_R}{Q} dz$$

Numeričkim rešavanjem integrala, vreme izravnjanja će iznositi:

$$t = 7,13 \text{ h.}$$

Ovde treba primetiti da je dobijeno vreme neuporedivo veće od vremena određenog pod b) iako je u ovom slučaju promena geodezijske visine praktično tri puta manja od prethodne. Razlog je svakako u tome što se u ovom drugom slučaju radi o asimptotskom problemu.

d) ako bi potrošnja vode počela da se smanjuje, jasno je da bi nivo vode u rezervoaru ponovo počeo da raste iznad tačke M. Na taj način radni režim pumpe mogao bi dostići i radnu tačku N sa najvećim naporom odn. geodezijskom visinom .

Pri daljem smanjenju potrošnje u smeru od N ka O nivo vode u rezervoaru bio bi viši od nivoa koji doseže pumpa. Dakle, javila bi se tendencija suprotnosmernog strujanja, od rezervoara ka pumpi. Pošto to nije moguće jer će povratni ventil, smešten iznad pumpe sprečiti takav smer strujanja jer će se pod pritiskom vode zatvoriti. Potrošač će i dalje imati doticanje vode iz rezervoara, dok će pumpa raditi sa protokom $Q = 0$. Takvo stanje održavaće se sve dok se nivo vode ne spusti ispod tačke O, npr. do tačke P, kada će pumpa biti u stanju da podigne klapnu povratnog ventila i početi ponovo da potiskuje vodu. Medjutim, pošto u sistemu nema otpora, to će se radna tačka pumpe prebaciti na desnu granu u tačku P'. Ovakvo ponašanje pumpe ponavljalo bi se sve dotle, doklegod bi se ponavljalo i ponašanje potrošnje koja je i dovela do ove pojave. Učestano ponavljanje ove pojave moglo bi vrlo lako dovesti do neželjenih posledica.

e) ovakve karakteristike napora nazivaju se labilnim, a ne i nestabilnim, zato što do pojava nestabilnosti dolazi samo od spoljašnjih uzroka. Drugim rečima spoljašnji uticaj je taj koji pobudjuje pumpu da radi nestabilno. Iz tih razloga, pumpe koje rade u kotlovskim postrojenjima kao napojne pumpe, kod kojih se protoci ponekad smanjuju do protoka bliskih nuli, moraju imati karakteristike napora sa jednoznačnom zavisnošću napora i protoka, tj. bez maksimuma.

4.7 Regulisanje pumpi i ventilatora

Regulisanjem se vrši podešavanje radnih parametara (najčešće protoka) prema nekom unapred zadatom programu ili uslovima koji se stiču u toku rada postrojenja.

Regulisanje se obavlja:

- prigušivanjem
- promenom brzine obrtanja
- promenom ugla lopatica obrtnog kola
- promenom ugla lopatica pretkola

Regulacijsko podešavanje vrši se:

- pri konstantnom pritisku
- pri konstantnom protoku
- pri istovremenoj promeni protoka i pritiska

Regulacijski zadaci su:

- primarni zadatak regulisanja kojim se izvršava podešavanje radnih parametara
- sekundarni zadatak regulisanja kojim se rešava pitanje uštede u pogonskoj snazi u procesu izvodjenja primarnog zadatka

105. U ventilacionim i sličnim postrojenjima, ponekad je potrebno da se odgovarajući radni režimi ostvaruju i putem ugradnje optočnog voda ('by-pass'-a). Iako se za ovakvu vrstu regulisanja protoka najčešće koriste ventilatori sa strmim karakteristikama, kao što su aksijalni i visoko-učinski radijalni ventilatori, ipak je interesantno obrazložiti zašto je ovakav način regulisanja ponekad neracionalan, naročito kada se regulisanje vrši na delu karakteristike napora sa pozitivnim nagibom.

Podaci:

Dobošasti ventilator GFAF-3-063, pri brzini obrtanja $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, daje sledeće radne parametre:

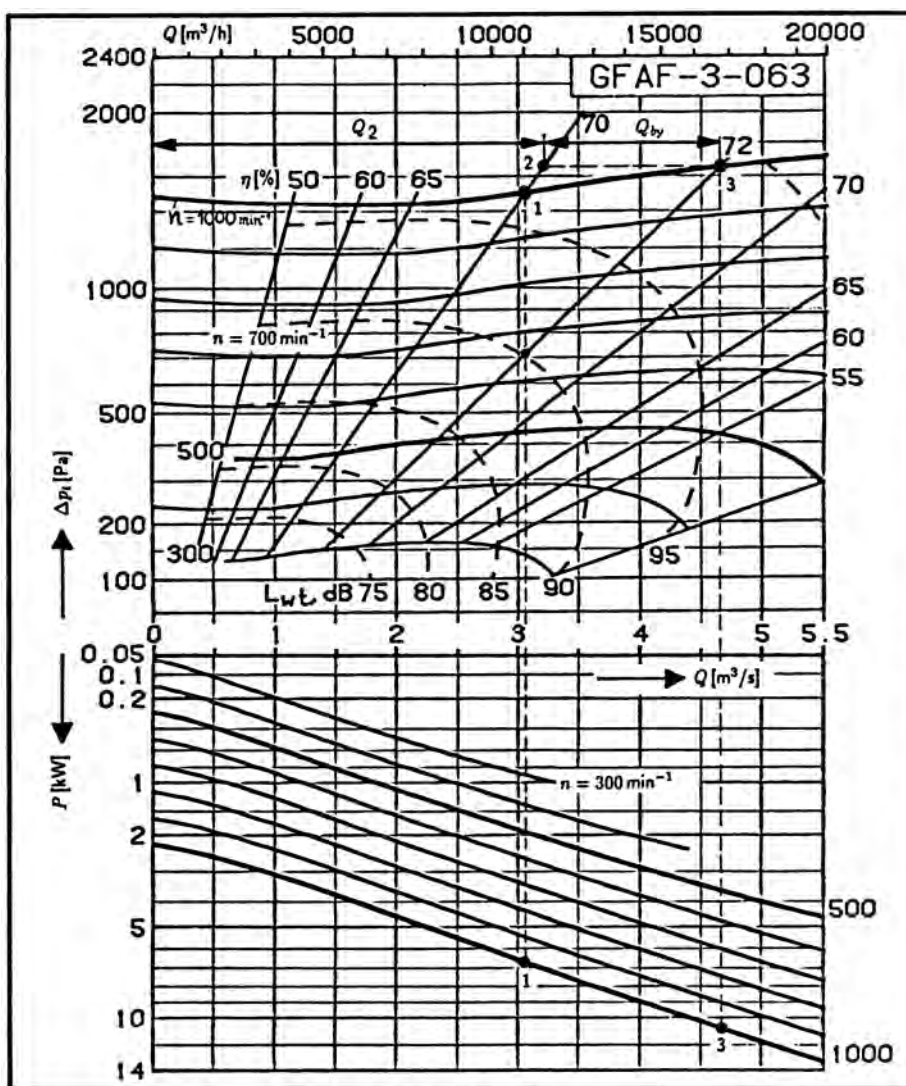
- maksimalan protok postrojenja $Q = 11\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ vazduha,
- totalan napor ventilatora $\Delta p_t = 1500 \text{ Pa}$,

Traži se:

Odrediti protok, napor i snagu ventilatora pri potpuno otvorenom leptirastom zatvaraču u optočnom vodu, kada se njegovim otvaranjem otpor postrojenja snizi za 770 Pa u odnosu na otpor pri potpuno zatvorenom leptirastom zatvaraču.

REŠENJE:

Radna tačka, označena sa 1 na dijagramu, predstavlja pogonsku tačku s maksimalnim protokom $Q = 11\,000\text{ m}^3/\text{h}$ pri potpuno zatvorenom leptirastom zatvaraču u optočnom vodu. Pogonska snaga iznosi $P = 6,7\text{ kW}$.



Ako se otpor u postrojenju, otvaranjem leptirastog zatvarača, snizi za 770 Pa, onda se karakteristika otpora poklapa sa pravom za $\eta = 0,72 = const.$ Radna tačka ventilatora biće tačka 3 sa parametrima:

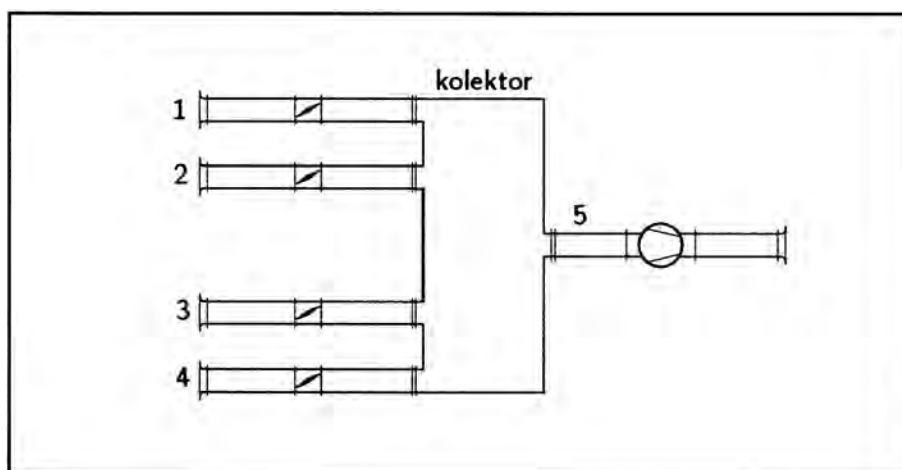
$$Q_3 = 16\,800 \text{ m}^3/\text{h}, \Delta p_{t,3} = 1660 \text{ Pa i } P_3 = 10,8 \text{ kW}.$$

Tačka 2, koja leži na osnovnoj karakteristici otpora, određuje protok koji odlazi potrošaču $Q_2 = 11\,650 \text{ m}^3/\text{h}$, tako da je protok koji se optočnim vodom vraća na ulaz u ventilator $Q_{by} = 5\,150 \text{ m}^3/\text{h}$.

Kao što se može videti, umesto da se otvaranjem leptirastog zatvarača u optočnom vodu protok vazduha ka potrošaču smanji, on se povećava. Doduše ne mnogo, i uz neznatno povećanje napora od tačke 1 do 2.

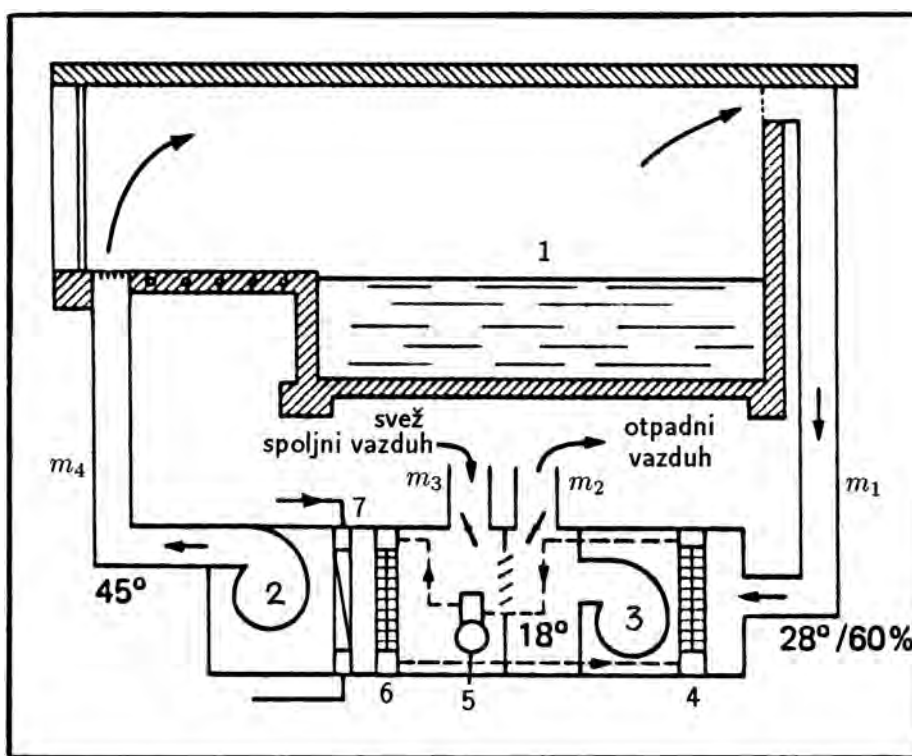
PRIMEDBA: Iz dobijenih rezultata može se videti da se kod dobošastih ventilatora, sa karakteristikama kao u ovom primeru, pri otvaranju leptirastog zatvarača ne dobija, ne samo smanjenje protoka, već ni smanjenje snage, iako je opšte poznato, da se regulisanje putem optočnog voda po pravilu primenjuje uglavnom onda, kada se sa smanjenjem protoka želi i eventualno smanjenje snage. To je i osnovni razlog što se u tu svrhu najviše koriste ventilatori sa negativnim nagibom karakteristike snage, što svakako nije slučaj kod dobošastih ventilatora.

106. Za ventilaciju četiri objekta položena su četiri cevovoda, od pojedinih objekata do zajedničkog razdelnog kolektora. Zbog tehničkih zahteva, u objektima se mora održavati pritisak niži od atmosferskog pritiska.



Iz kolektora vazduh se zajedničkim odsisnim cevovodom odvodi do ventilatora, iza koga se kroz dimnjak izbacuje u atmosferu.

117. Hotelski bazen za kupanje (1), prikazan na šemi, pored dva ventilatora, za ubacivanje (2) i izvlačenje (3) vazduha, ima i ugradjenu toplotnu pumpu koja se sastoji od isparivača (4), kompresora (5) i kondezatora (6). Za dogrevanje vazduha, iza kondezatora ugradjen je i jedan dogrejač (7). Postrojenje takodje raspolaže sa kanalima za dovod svežeg i odvod otpadnog vazduha, kao i sa žaluzinama za regulisanje odnosa svežeg i recirkulacijskog vazduha. U prosečnim uslovima, u kupališni prostor vazduh se ubacuje sa temperaturom od 45°C , i relativnom vlažnošću od 15%, dok se iz njega izvlači sa temperaturom od 28°C i vlažnošću od 60%.



Podaci:

- Količina ubačenog vazduha iznosi $2880 \text{ m}^3/\text{h}$, od čega je svežeg vazduha 15,2%. Pri zadatom protoku su:
 - pad pritiska u isparivaču $\Delta p = 200 \text{ Pa}$,
 - pad pritiska u kondenzatoru $\Delta p = 200 \text{ Pa}$,
 - pad pritiska u dogrejaču $\Delta p = 200 \text{ Pa}$.

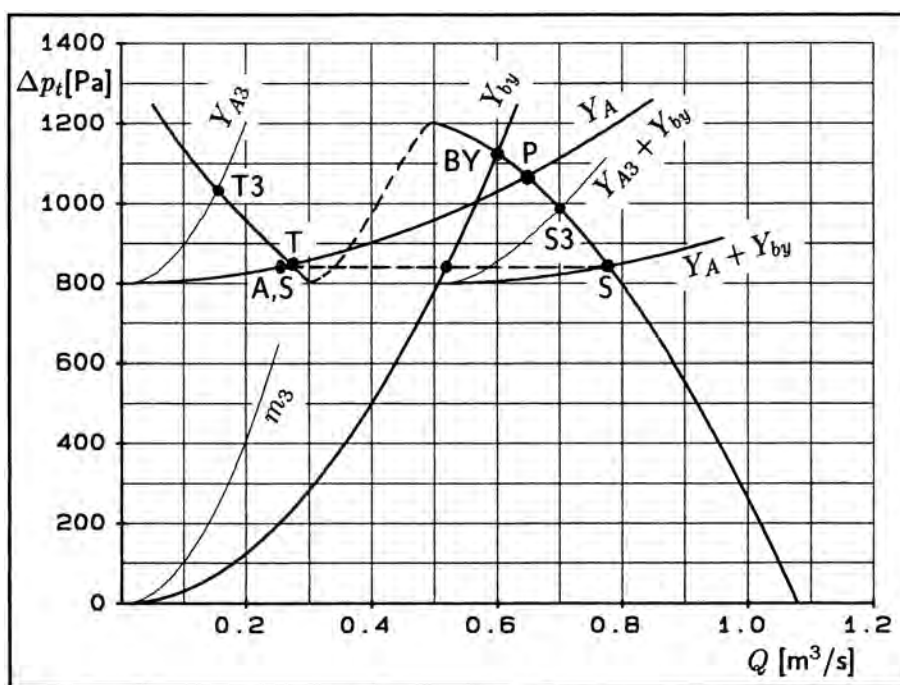
REŠENJE:

a) projektovana karakteristika postrojenja (glavnog cevovoda) je:

$$Y_A = \Delta p_{A2} + m_1 \cdot Q^2 = 800 + 639 \cdot Q^2$$

(To je zbir otpora 1 i 2, jer je pri potpuno otvorenom položaju leptirastog zatvarača (3) otpor 3 zanemarljiv).

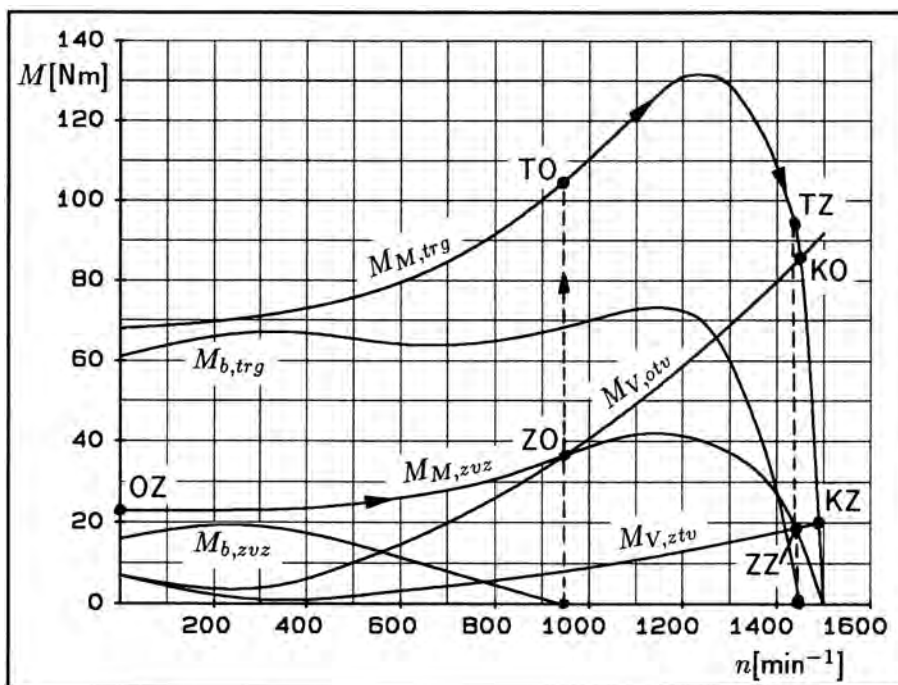
Nakon puštanja ventilatora u pogon, i delimičnog otvaranja zatvarača (3) (npr. tanka linija na dijagramu je nacrtana za $m_3 = 10\,200$), radna tačka postrojenja uspostaviće se u nekom od režima (npr. tačka T3) definisanih presekom karakteristike napora ventilatora i karakteristike postrojenja prigušene otporom 3 (Y_{A3}).



Protok koji bi se uspostavio je: $Q_{T3} = 0,16 \text{ m}^3/\text{s}$. Potpunim otvaranjem leptirastog zatvarača (3) u cilju postizanja većeg protoka, mogla bi se ostvariti samo tačka T (koja se nalazi na karakteristici otpora glavnog cevovoda Y_A), odnosno protok $Q_T = 0,27 \text{ m}^3/\text{s}$. Ovo ograničenje dolazi otuda, što se zbog propusne moći cevovoda i karaktera krive napora ventilatora, radni režim nikako ne može prebaciti na glavnu granu karakteristike napora.

b) za normalno funkcionisanje postrojenja potrebno je ugraditi optočni vod (4) sa leptirastim zatvaračem. Tada će puštanje postrojenja u rad ići preko ovog

(gde je ukupni moment inercije $J = J_M + J_V \cdot (n_V/n_M)^2 = 4,0 \text{ kg m}^2$,
i $\bar{M}_b = M_M - M_V$ osrednjena razlika momenata motora i ventilatora koja se koristi za povećanje brzine obrtanja),



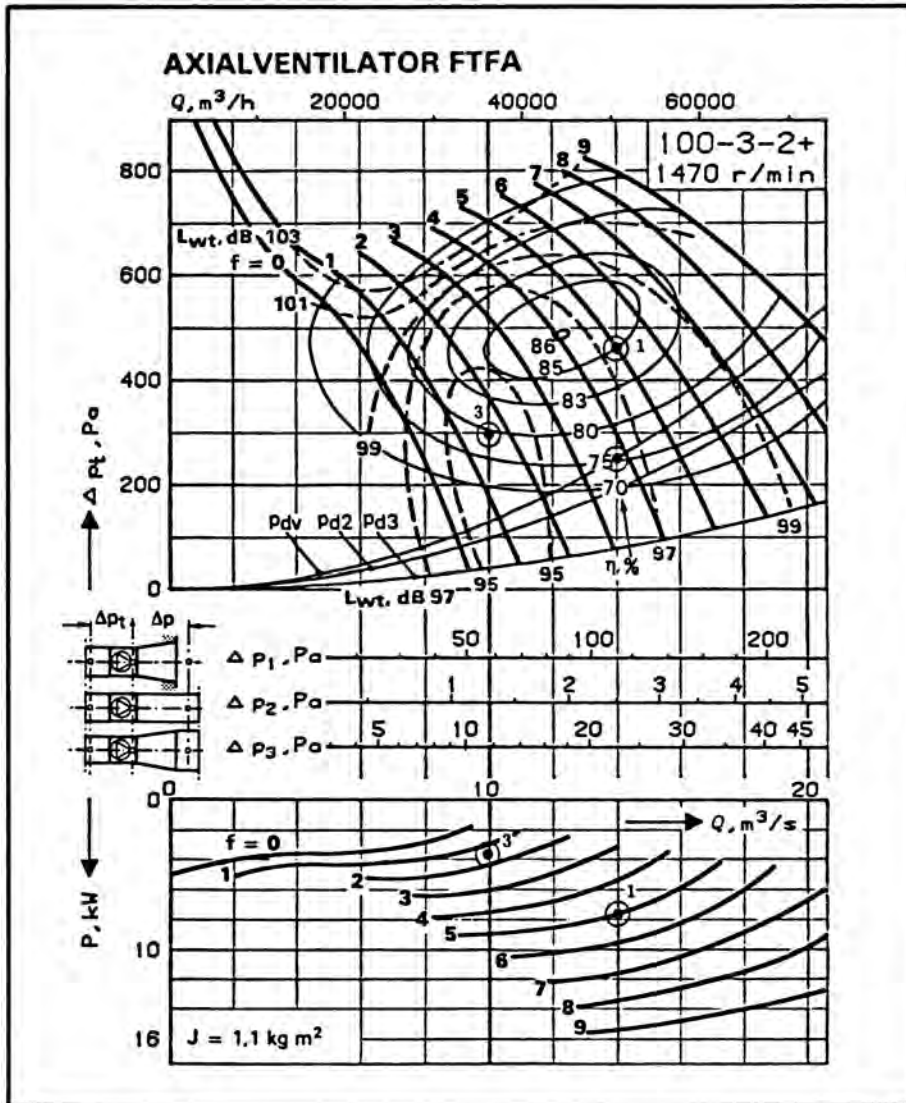
može se uspostaviti zavisnost vremena zaletanja i brzine obrtanja. Naime, do $n = 940 \text{ min}^{-1}$, promena razlika momenata izmedju motora i ventilatora data je krivom $M_{b,zvz}$, tako da se aproksimacijom ove krive nekom od raspoloživih metoda, može dobiti tražena zavisnost. Od $n = 940 \text{ min}^{-1}$ do $n = 1450 \text{ min}^{-1}$, prelazi se na momentnu krivu motora pri radu u *troughu*, i po njoj do konačne radne tačke KO. U tom delu razlika momenata data je krivom $M_{b,trg}$.

Odredjivanje zavisnosti vremena i brzine obrtanja ovde će biti rešeno diskretno, odnosno naći će se vrednosti vremena u kojima se postižu određene brzine obrtanja. Tabela data na sledećoj strani prikazuje vrednosti srednjih momenata određenih metodom splajnova¹⁶, kao i odgovarajućih vremena.

Na osnovu dobijenih vrednosti, na dijagramu (takodje datom na sledećoj strani) prikazana je zavisnost vremena i brzine obrtanja.

¹⁶Čitaocu se ostavlja da odredjivanje srednjih momenata izvrši na način koji mu se čini najjednostavnijim i najbržim.

132. Topografski dijagram aksijalnog ventilatora (dijagram prikazan na slici), određen je na postrojenju sa sledećim oblikom ugradnje ventilatora: slobodno usisavanje iz atmosfere ili iz cevovoda, i izduvanje u cevovod na izlazu iz ventilatora. Izmerene karakteristike napora predstavljaju u tom slučaju priraštaje totalnog pritiska neposredno ispred ulaza u ventilator i totalnog pritiska u prstenastom preseku na izlazu iz ventilatora.



Na dijagramu, slovom 'f' (od 0 do 9) označeni su položaji lopatica obrtnog kola.

Osim toga, na dijagramu su ucrtane i krive za dinamički pritisak u prstenastom preseku na izlazu ventilatora p_{dv} .

Medjutim, nezavisno od ovog osnovnog načina ugradnje, ventilator se može ugradjivati na različite načine, kao na primer: sa izduvavanjem u slobodnu atmosferu, sa izduvavanjem u difuzor a zatim u atmosferu ili neku veću prostoriju, sa izduvavanjem u cevovod istog preseka ili preko difuzora u cevovod većeg prečnika. U svim ovim slučajevima, ugradne karakteristike ventilatora će biti različite, i zavisice od načina njihove ugradnje.

Jedan od pomenutih načina je ugradnja ventilatora sa slobodnim izduvavanjem, što znači da će ventilator na usisnoj strani imati cevovod, a na potisnoj slobodno izduvavanje u atmosferu ili ekvivalentni neograničeni prostor.

Podaci:

Aksijalni ventilator je prečnika 1000 mm i brzine obrtanja 1470 min^{-1} . Napor postrojenja, pri zadatom protoku od $50\,400 \text{ m}^3/\text{h}$ vazduha ($\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$), iznosi $\Delta p_A = 210 \text{ Pa}$.

Traži se:

- odrediti potreban napor i snagu ventilatora pomoću datog dijagrama.
- odrediti dimenzije ventilatora pri kojima bi se mogla smanjiti snaga za pogon ventilatora ne menjajući brzinu obrtanja.

REŠENJE:

- za zadati protok $Q_1 = 50\,400 \text{ m}^3/\text{h}$ iz topografijskog dijagrama nalazi se izlazni gubitak pri slobodnom izduvavanju:

$$p_{dv,1} = 250 \text{ Pa}$$

Totalni napor ventilatora, prema tome, biće:

$$\Delta p_{t,1} = \Delta p_A + p_{dv,1} = 210 + 250 = 460 \text{ Pa}$$

Na dijagramu, ova tačka označena je sa 1, pa se zaključuje da je položaj lopatica obrtnog kola označen sa $f=5$. Potrebna snaga za pogon ventilatora, takodje označena sa 1, iznosiće:

$$P_1 = 7,7 \text{ kW}$$

- s obzirom da se sniženje snage ventilatora može postići smanjenjem izlaznog gubitka, a isti se postiže povećanjem prečnika ventilatora, to će se za dalju

analizu, kao varijantno rešenje, usvojiti prvi veći standardni prečnik

$$D_{a,2} = 1120 \text{ mm}$$

Za zadati protok i povećani prečnik kola, dinamički pritisak biće:

$$p_{dv,2} = p_{dv,1} \cdot \left(\frac{D_{a,1}}{D_{a,2}} \right)^4 = 250 \cdot \left(\frac{1000}{1120} \right)^4 = 159 \text{ Pa}$$

pa je napor ventilatora u tački 2:

$$\Delta p_{t,2} = \Delta p_A + p_{dv,2} = 210 + 159 = 369 \text{ Pa}$$

Napominje se da tačka označena sa 2, ne pripada topografijskom dijagramu budući da se odnosi na prečnik $D_{a,2} = 1120 \text{ mm}$, ali će poslužiti za određivanje njoj slične tačke 3 koja pripada topografijskom dijagramu.

Primenom zakona sličnosti, pri nepromenjenoj brzini obrtanja, protok i napor u tački 3 biće:

$$Q_3 = Q_2 \cdot \left(\frac{D_{a,1}}{D_{a,2}} \right)^3 = 50\,400 \cdot \left(\frac{1000}{1120} \right)^3 = 35\,874 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\Delta p_{t,3} = \Delta p_{t,2} \cdot \left(\frac{D_{a,1}}{D_{a,2}} \right)^2 = 369 \cdot \left(\frac{1000}{1120} \right)^2 = 294 \text{ Pa}$$

Izračunati protok i napor u topografijskom dijagramu određuju tačku 3, kao i položaj lopatica obrtnog kola $f=1,5$.

Pripadajuća snaga za protok $35\,874 \text{ m}^3/\text{h}$ i $f=1,5$ je: $P_3 = 3,7 \text{ kW}$.

Na osnovu sličnosti tačaka 2 i 3, snaga ventilatora biće:

$$P_2 = P_3 \cdot \left(\frac{D_{a,2}}{D_{a,1}} \right)^5 = 3,7 \cdot \left(\frac{1120}{1000} \right)^5 = 6,52 \text{ kW}$$

Na osnovu dobijenih rezultata, smanjenje snage pri povećanju prečnika na 1120 mm iznosilo bi:

$$\frac{7,7 - 6,52}{7,7} \cdot 100\% = 15,3 \%$$

NAPOMENA: Ovaj zadatak mogao je biti lakše i egzaktnije rešen kada bi se raspolagalo topografijskim dijagramom za prečnik kola 1120 mm , jer bi se radna tačka našla direktnim putem. Izloženi postupak omogućuje rešenje zadatka kada se raspolože samo sa jednim dijagramom koji se ne odnosi na optimizirani prečnik ventilatora.

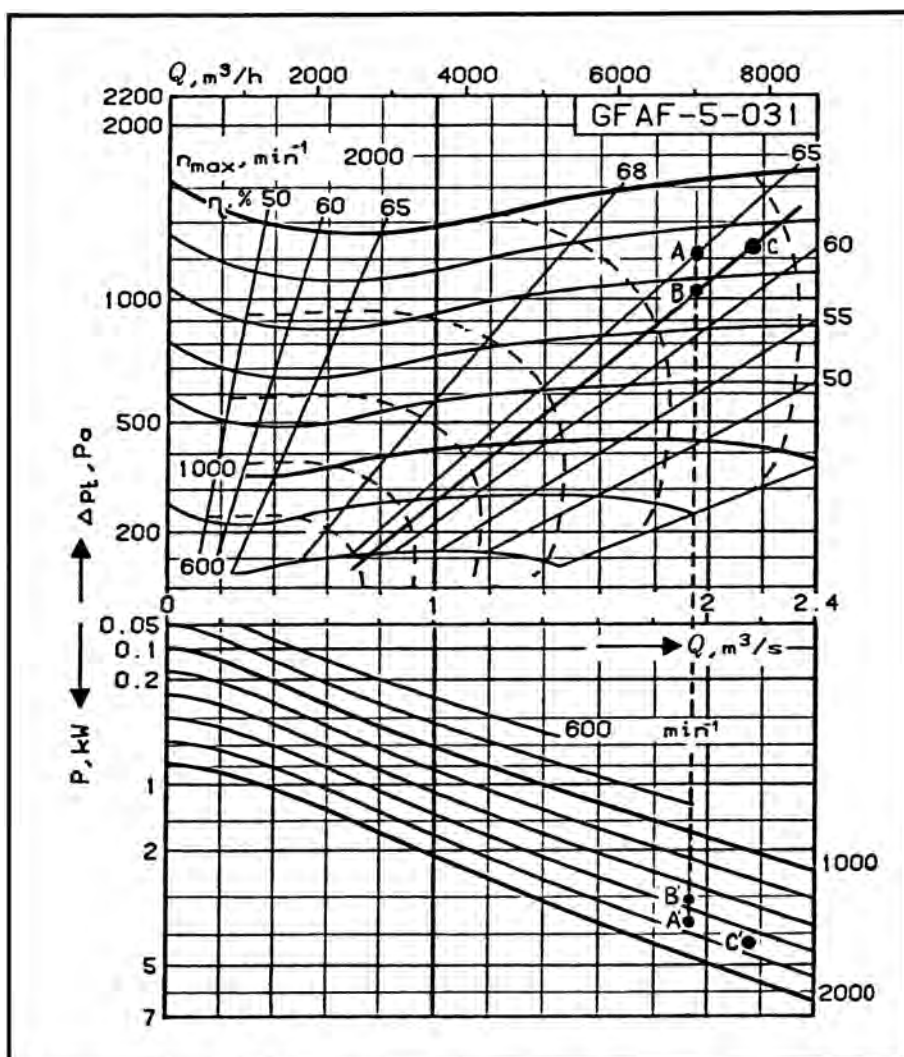
$$p_{s,2} = p_{t,2} - p_{d,2} = 530 - 230 = 300 \text{ Pa}$$

Pri izduvavanju vazduha, iz preseka A_2 u kanal preseka A_3 , nastaje dopunski gubitak Borda-Karno

$$\Delta p_{23} = \zeta_{23} \cdot p_{d,3} = 0,167 \cdot 230 = 38 \text{ Pa}$$

jer je $A_2/A_3 = 0,59$, i $\zeta_{23} = 0,167$. Prema tome, totalni pritisak u preseku 3 biće:

$$p_{t,3} = p_{t,2} - \Delta p_{23} = 530 - 38 = 492 \text{ Pa}$$



Literatura

- Obradović N.: *Osnove turbomašina*, Gradjevinska knjiga, Beograd 1973.
- Pfeleiderer C.: *Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase*, Fünfte Auflage, Springer-Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg 1961.
- Eck B.: *Ventilatoren*, Vierte Auflage, Springer-Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg 1962.
- Troškolański A., Lazarkiewicz S.: *Kreiselpumpen*, Birkhäuser Verlag, Basel und Stuttgart 1975.
- Kováts A. de, Desmur G.: *Pumpen, Ventilatoren und Kompressoren*, Verlag G.Braun, Karlsruhe 1968.
- Karassik I.J., Carter R.: *Centrifugal pumps. Selection, operation and maintenance*, New York 1960.
- Stepanoff A.J.: *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, Second Edition, John Wiley & Sons, New York 1957.
- Lomakin A.: *Centrobežnie i osevie nasosi*, Mashinostroenie, Moskva 1966.
- Lexis J.: *Ventilatoren in der Praxis*, Gentner Verlag, Stuttgart 1983.
- VEB Kombinat Pumpen und Verdichter: *Technisches Handbuch Pumpen*, VEB Technik Verlag, Berlin 1976.
- SIHI Gruppe: *Grundlagen für die Planung von Kreiselpumpenanlagen*, Schweiz 1978.
- Babić M., Stojković S.: *Osnove turbomašina. Principi dejstva i matematičkog modeliranja*, Naučna knjiga, Beograd 1991.
- Karassik I., Krutzsch W., Fraser W., Messina J.: *Pump Handbook*, McGraw-Hill Book Company, New York 1976.
- Solomahova T., Bruk A., Matikašvili T., Nevelson M., Raer G., Judin E.: *Centrobežnie ventilatori*, Mašinostroenie, Moskva 1975.
- Daly B.: *Woods practical guide to fan engineering*, England 1978.
- Kessler und Luch: *Lufttechnisches Taschenbuch*, Fa Kessler + Luch KG, Giesen 1970.
- KSB: *Kreiselpumpen Lexikon*, KSB AG, Frankenthal 1989.

- Šašić M.: *Transport fluida i čvrstih materijala cevima*, Naučna knjiga, Beograd 1990.
- Šašić M.: *Proračun transporta fluida i čvrstih materijala cevima*, Naučna knjiga, Beograd 1989.
- Djordjević V.: *Dinamika jednodimenzijских strujanja fluida*, Gradjevinska knjiga, Beograd 1986.
- Šašić M., Djordjević V., Bukurov Z., Petrović Lj., Protić Z., Benišek M., Babić M.: *Transport fluida i čvrstih materijala cevima*, NIRO "OMO", Beograd 1990.
- Babić M.: *Zbirka rešenih zadataka iz turbomašina*, Naučna knjiga, Beograd 1983.
- Čantrak S., Benišek M., Pavlović M., Marjanović P., Crnojević C., Petković Z.: *Rešeni zadaci iz mehanike fluida sa izvodima iz teorije*, Gradjevinska knjiga, Beograd 1984.
- Čantrak S., Crnojević C.: *Hidraulika. Teorija, problemi, zadaci*, Gradjevinska knjiga, Beograd 1990.
- KSB: *Auslegung von Kreiselpumpen*, Technisches Anhang, KSB AG, Frankenthal 1981.
- Cordier O.: *Ähnlichkeitsbedingungen für Strömungsmaschinen*, VDI Berichte Bd.3, Berlin 1955.
- Fläkt: *Axialventilatoren Kennlinien AXIAD von FTFA Ventilatoren*, Fläkt AG Ventilatoren Katalog, Jönkeping, Sweden 1988.
- Fläkt: *Radialventilatoren Kennlinien von GFAF und GFAB Ventilatoren*, Fläkt AG Ventilatoren Katalog, Jönkeping, Sweden 1988.
- LTG: *Hochleistungs-Axialventilatoren, Kennlinien von VAN und VAH Ventilatoren*, LTG AG Ventilatoren Katalog, Stuttgart 1974.
- LTG: *Hochleistungs-Radialventilatoren, Kennlinien von Ventilatoren*, LTG AG Ventilatoren Katalog, Stuttgart 1974.
- Etablissement NEU: *Ventilateur centrifuges Courbes de selection*, Lille, France, 1980.
- Lamport L.: *L^AT_EX, A Document Preparation System*, Addison-Wesley Publishing Company 1986.

CIP - Каталогизација у публикацији
Народна библиотека Србије, Београд

621.675(075.8)

621.63(075.8)

ПРОТИЋ, Зоран, 1922-2010

Pumpe i ventilatori : problemi, rešenja, teorija : sa 214 slika / Zoran Protić, Miloš Nedeljković. - 7. izd. - Beograd : Mašinski fakultet Univerziteta, 2021 (Beograd : Planeta print). - IV, 467 str. : graf. prikazi, tabele ; 25 cm. - (Edicija Mehanika fluida i Hidraulične mašine)

Tiraž 300. - Napomene uz tekst. - Bibliografija: str. 466-467.

ISBN 978-86-6060-098-3

1. Недељковић, Милош, 1957- [аутор]

а) Турбопумпе б) Вентилатори

COBISS.SR-ID 52188681