

Prof. dr Dragiša Tolmač
Prof. dr Slavica Prvulović

TRANSPORTNI SISTEMI

Univerzitet u Novom Sadu
Tehnički Fakultet "Mihajlo Pupin"
Zrenjanin, 2012.

**Univerzitet u Novom Sadu
Tehnički Fakultet "Mihajlo Pupin"
Zrenjanin**

**Prof. dr Dragiša Tolmač
Prof. dr Slavica Prvulović**

TRANSPORTNI SISTEMI

Zrenjanin, 2012.

Prof. dr Dragiša Tolmač
Prof. dr Slavica Prvulović

TRANSPORTNI SISTEMI

Recenzenti: Prof. dr Miroslav Lambić, dipl. inž.
Prof. dr Živoslav Adamović, dipl. Inž.

Izdavač: Tehnički fakultet "Mihajlo Pupin", Zrenjanin

Za izdavača: Prof. dr Milan Pavlović, dekan

Glavni i odgovorni urednik:
Prof. dr Dragiša Tolmač

Obrada teksta na računaru:
Nedin Aleksandra
Kipić Luka

CIP - Katalogizacija u publikaciji Biblioteke Matice srpske, Novi Sad

ISBN

Tiraž:

Štampa:

SADRŽAJ

1. OPREMA KOD MEHANIČKIH I HIDRO OPERACIJA TRANSPORTA 6

VRSTE OPREME KOD MEHANIČKIH OPERACIJA TRANSPORTA 6

TRAKASTI TRANSPORTERI	7
REDLERI	15
ELEVATORI	18
KONVEJERI	22
ZAVOJNI TRANSPORTERI	25
INERCIJALNI TRANSPORTERI	30
VALJKASTI TRANSPORTERI	33

HIDRAULIČNI TRANSPORT 36

UREĐAJI HIDRAULIČNOG TRANSPORTA 36

PUMPE ZA MEŠAVINU	36
PNEUMOHIDRAULIČNI LIFT	38
EJEKTORI	39

2. MAŠINE I UREĐAJI PNEUMATSKOG TRANSPORTA 41

PNEUMATSKI TRANSPORTERI	42
VRSTE SISTEMA	43
CIKLONSKI SEPARATORI	48
GEOMETRIJSKE MERE CIKLONSKIH SEPARATORA	52
VREĆASTI FILTERI	55
CIKLON FILTER	58
TOTALNI ODVAJAČ	59
ROTACIONI IZUZIMAČ	60
PRORAČUN PNEUMATSKOG TRANSPORTA	61
TEHNIČKI KAPACITET POSTROJENJA	62
RAČUNSKA DUŽINA CEVOVODA	62
KOEFICIJENT KONCENTRACIJE SMEŠE	63
GUBICI PRITISKA PRI STRUJANJU SMEŠE VAZDUHA I MATERIJALA	64
PRORAČUN POTISNIH I USISNIH SISTEMA PNEUMATSKOG TRANSPORTA	66

3. PUMPE, KOMPRESORI, VENTILATORI 69

3.1 PUMPE 69

TEORIJSKA VISINA PUMPANJA	73
STEPEN ISKORIŠĆENJA PUMPE	76
POGONSKA KARAKTERISTIKA PUMPNOG POSTROJENJA	77
PARALELNI POGON PUMPI	80
USISNA VISINA PUMPE	81

3.2 KOMPRESORI 88

TURBO KOMPRESORI	88
SNAGA I STEPEN KORISNOSTI	88
SPECIFIČNI BROJ OBRTAJA	89
RADNE KRIVE	89
KLIPNI KOMPRESORI	90
SNAGA I STEPEN KORISNOSTI	91
DIJAGRAM RADA	93
SMETNJE PRI RADU KOMPRESORA	93

3.3 VENTILATORI	97
CENTRIFUGALNI VENTILATORI	97
AKSIJALNI VENTILATORI	98
RADNA TAČKA VENTILATORA U NEKOM SISTEMU	98
STATIČKI, DINAMIČKI I UKUPNI NAPOR VENTILATORA	101
PRIMERI MERENJA UKUPNOG NAPORA VENTILATORA	102
SPREZANJE VENTILATORA	106
IZBOR VENTILATORA	107
4. VODOVODI	109
HIDRAULIČKI PRORAČUN MAGISTRALNIH VODOVODA	111
HIDRAULIČNI PRORAČUN MAGISTRALNIH VODOVODNIH MREŽA	112
ZAŠTITA CEVI OD HIDRAULIČNOG UDARA	114
5. NAFTOVODI	117
TEHNOLOGIJA TRANSPORTA SIROVE NAFTE NAFTOVODIMA	118
HIDRAULIČNI PRORAČUN NAFTOVODA PRI IZOTERMNOM STRUJANJU	121
6. GASOVODI	122
VRSTE I PROIZVODNJA GASA	122
KLASIFIKACIJA I ELEMENTI GASOVODA	123
IZGRADNJA GASOVODA	124
HIDRAULIČNI PRORAČUN GASOVODA PRI IZOTERMNOM STRUJANJU	125
7. PAROVODI	127
HIDRAULIČNI PRORAČUN CEVOVODA ZA TRANSPORT PREGREJANE VODENE PARE	127
HIDRAULIČNI PRORAČUN CEVOVODA ZA TRANSPORT SUVOZASIĆENE I VLAŽNE PARE	129
LITERATURA	130

1. OPREMA KOD MEHANIČKIH I HIDRO OPERACIJA TRANSPORTA¹⁾

VRSTE OPREME KOD MEHANIČKIH OPERACIJA TRANSPORTA

U procesnoj industriji transport čvrstog materijala se ostvaruje uređajima koji se prema načinu rada dele u tri grupe:

- transportni uređaji neprekidnog transporta;
- transportni uređaji prekidnog transporta (dizalice);
- transporteri podnog i vazdušnog transporta.

Za potrebe procesne industrije od velikog značaja je prva grupa transportnih uređaja, jer se često javlja potreba za premeštanjem velikih količina sitnozrnastog i komadastog materijala u neprekidnom toku.

Operacija neprekidnog transporta je zastupljena u gotovo svim industrijskim procesima: transport sirovina, otprema finalnog proizvoda itd.

Faktori koji utiču na vrstu transporta se klasifikuju kao: količina materijala, veličina i oblik materijala i naravno pravac prenosa materijala (horizontalan, vertikalni ili kos). Ukoliko je materijal koji se transportuje sitniji, sam transport se lakše ostvaruje, mašine (uređaji) su jednostavnije, a sam postupak jeftiniji.

Sam postupak izbora transportnog sredstva pa i sam proračun i projektovanje instalacija za transport materijala, još uvek se bazira na stečenim iskustvima projektanata u ovoj oblasti.

Podela uređaja za transport materijala prikazana je u sledećem pregledu

¹⁾ Dedijer, S. : Osnovi transportnih uređaja, 1978.
S. Končar-Đurđević., Grbavčić.: Hemijsko inženjerstvo, 1987.
R.H. Peryy., C.H. Chilton.: Chem. Eng. Handbook, 1984.
Šašić, M.: Transport fluida i čvrstih materijala cevima, 1990.

Transportni uređaji neprekidnog transporta:

Uređaji sa vučnim elementom:

Trakasti transporteri,
Redleri,
Elevatori,
Konvejeri.

Uređaji bez vučnog elementa:

Zavojni transporteri,
Vibracioni i inercioni transporteri,
Valjkasti transporteri,
Pneumatski transporteri,
Hidraulični transport,
Gravitacioni transporteri.

Navedeni redosled, iskorišćen je u izlaganju pojedinih tipova transporta koji će biti obrađen u ovoj knjizi. Transporteri prekidnog transporta su izostavljeni, iz razloga što je ova tematika vezana za poseban predmet proučavanja.

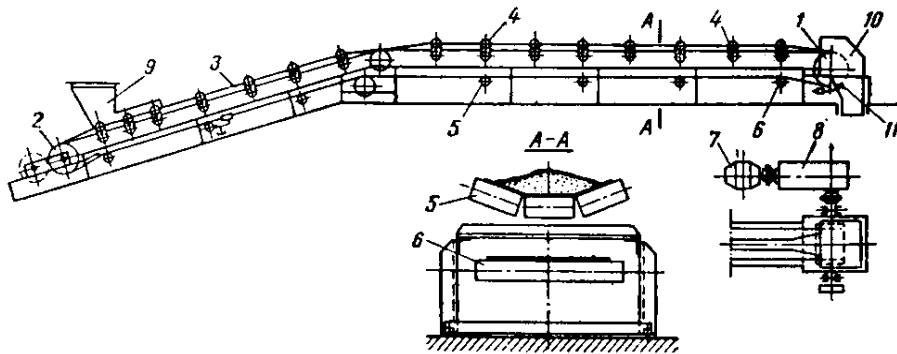
TRAKASTI TRANSPORTERI

Trakasti transporteri su rasprostranjene mašine neprekidnog transporta. Oni mogu transportovati rasipne materijale i komadaste terete po horizontalnoj i po nagnutoj (kosoj) površini.

Veoma velika primena trakastih transportera omogućena je nizom njihovih eksploatacionih prednosti: jednostavna konstrukcija, veliki kapacitet, miran i bešuman rad.

Jedan trakasti transporter čini dva bubnja (1) i (2), od kojih je jedan pogonski a jedan zatezni, i jedna beskrajna traka (3), koja prelazi preko njih. Pogonski bubanj dobija kretanje od elektromotora (7) preko reduktora (8). Traka naleže svojom dužinom na male valjke (4) i (5), čime se sprečava ugib same trake (sl.1.1). Za povećanje ugla obuhvata trake oko pogonskog bubnja služi valjak za upravljanje (6). Iz razloga što se traka isteže u toku eksploatacije (uticaj vlažnosti, temperature i starenja u toku rada), a da bi se sprečilo eventualno proklizavanje preko pogonskog bubnja, vrši se čeonno zatezanje trake.

Za sipanje rasipnog materijala na noseći deo trake služi levak 9. Grebač (11) služi da se traka očisti od nalepljenog materijala.



Sl. 1.1 Trakasti transporter

Traka se zateže na taj način, što se osovinu bubnja posebnim zavrtnjima može pomerati prema potrebi ili je pak potrebno opteretiti tegovima određene mase koji omogućavaju zatezanje.

U praksi postoje mnogi tipovi trakastih transportera, pa ih možemo klasifikovati na nekoliko načina:

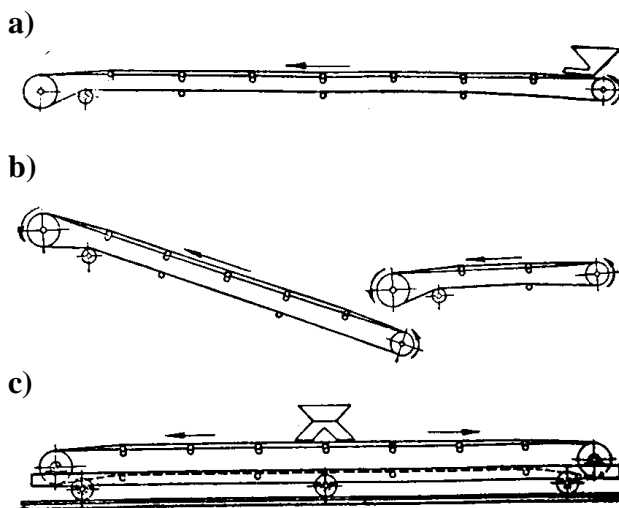
- po obliku trake:** ravna ili olučasta;
- po tipu trake:** sa gumiranom, metalnom i armiranom trakom (sa žičanom mrežom, metalnim šipkama ili drvenim letvama);
- po vrsti pogona:** pogon na jedan ili oba bubnja, sa jednim bubnjem i priteznim valjkom, sa jednim bubnjem i priteznom trakom;
- po načinu sipanja materijala na transportnu traku :** sa sipanjem materijala na krajnjem bubnju i na rasponu između dva bubnja;
- po načinu skidanja materijala sa transportne trake:** sa pluznim skidačima materijala, sa specijalnim kolicima za skidanje materijala.

Na sl. 1.2 prikazani su šematski neki od karakterističnih tipova trakastih transportera.

Slika 1.2a prikazuje konstruktivnu šemu normalnog horizontalnog trakastog transportera. Na sl. 1.2b prikazana je transportna traka podeljena na dva dela, jedan deo je horizontalan a drugi je kos, dok je na sl. 1.2c prikazana šema specijalnog tipa trakastog transportera ugrađenog na jednom krutom ramu sa točkovima. Ovakav transporter se može pomerati po šinama na određenom putu. Traka na ovakvim

transporterima se može kretati u oba pravca, pri čemu se materijal može istovarivati na jednom ili drugom kraju. Ovim se dobija mogućnost raspoređivanja

materijala po celoj površini čija je dužina jednaka približno dvema dužinama transportera.



Sl. 1.2. Konstruktivne šeme trakastih transportera

Za pravilan rad trakastog transportera bitna je ravnomerna opterećenost transportne trake. Ugao nagiba trake treba da bude za 10° manji od ugla klizanja materijala koji se transportuje po traci, kada se ona ne kreće:
Ugao nagiba trake može se usvojiti iz tabele 1.

Tabela 1 - Dozvoljeni najveći nagib glatke trake olučastog oblika

Vrsta materijala	Ugao nagiba u stepenima	Vrsta materijala	Ugao nagiba u stepenima
Ugalj orašast, antracit	17	Vlažna šljaka kamenog uglja	22
Koks drobljeni i prosejani	17	Suvi pesak	24
Ugalj sortirani, drobljeni kamen, sortirani koks	18	Drobljena ruda	25
Ruda u krupnim komadima	18	Vlažan pesak	27
Zrno (pšenica, kukuruz itd)	20	Ugljena prašina	28
Cement	20	Komadni teret	20
Sitan sortirani ugalj	20-22	Briketi	12

Pri ravnomernom napajanju trake sa materijalom ugao nagiba transportera može biti blizu ugla trenja materijala o traku. Povećanje ugla nagiba transportne trake povlači za sobom izradu specijalne vrste traka sa poprečnim rebrima. Ugao nagiba transportera sa ovakvim trakama se penje i do 60°.

Kapaciteti trakastih transportera koji transportuju rasipne materijale dostižu vrednosti i nekoliko stotina tona na čas, a u specijalnim slučajevima i do 1000t/h. Treba imati u vidu da dužina transportera može biti i više od 500m, a sama dužina transportera, obično se ograničava jačinom transportne trake.

Profil transportne trake zavisi od konstrukcije (profila) nosećih valjaka. Da bi se sprečilo rasipanje sitnozrnastog materijala traka se obično izvodi kao olučasta. Ovo se postiže na taj način što se valjci postave pod nagibom (koso). Bez obzira na složenost konstrukcije, olučast profil trake obezbeđuje veći kapacitet transporta materijala i to pri jednakoj širini sa ravnom trakom.

Transportna traka treba da je dovoljno elastična i otporna na habanje i udare koji nastaju u transportu. Kao takva se izrađuje iz nekoliko slojeva tekstilnih vlakna sjedinjenih međusobno vulkanizovanom gumom. Traka je, sa obe strane, pokrivena slojevima gume u svrhu zaštite od habanja i raznih mehaničkih oštećenja.

Broj slojeva trake je određen opterećenjem trake u procesu transporta, odnosno kapacitetom i širinom trake, pa prema tome trake mogu biti jednoslojne ili višeslojne.

Doziranje materijala na transportnu traku i njegovo skidanje se može obavljati ručno i automatski (slučaj sa sitnozrnastim materijalima).

Doziranje se obično izvodi pomoću pužnih transporterera, rotacionih dodavača ili preko oluka i levkova po kojima se spuštaju komadasti ili sitnozrnasti materijali. Zadatak oluka je da se usmerava materijal na traku i da uz to sprečava udare. Pri tome se oluk postavlja po takvim uglom da se brzina materijala koji klizi ka traci približi brzini trake, u cilju smanjenja njenog habanja.

Skidanje materijala sa trake vrši se na nekoliko načina: pomoću ploča-skidača, pomoću bočnih valjaka i pomoću istovarnih kolica.

Da bi se trakasti transporter proračunao, potrebni su nam sledeći parametri:

- potreban kapacitet transporta, Q (t/h);
- nasipna gustina materijala, ρ_m (t/m^3);
- najveće dimenzije komada, d_{max} (mm);
- karakteristike samog transporterera - rastojanje između centara doboša, dužine horizontalnih delova trake, ugao nagiba itd.

Kapacitet trakastog transporterera pri transportu rasipnih materijala dat je sledećom formulom:

$$Q = 3600 \cdot A \cdot v \cdot \rho \quad [t/h]$$

gde su:

A - površina poprečnog preseka nasutog materijala u m^2 ;

v - brzina kretanja trake u m/s.

Prilikom proračuna može se aproksimirati, da se materijal na ravnoj traci kreće u obliku trougla, pri čemu je širina sloja, radi sprečavanja prosipanja materijala:

$$b = 0.8 \cdot B \quad [m]$$

gde je :

B - širina trake u (m).

Najveća visina materijala na traci se definiše kao:

$$h = \frac{b}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

gde je:

α - ugao osnove trougla.

Površina preseka materijala na traci je, za ovaj najjednostavniji slučaj:

$$A = \frac{b \cdot h}{2} = 0.16 B^2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \quad [\text{m}^2]$$

Svaki naredni složeniji profil preseka površine treba razložiti na elementarne geometrijske oblike, a zatim sve površine pojedinačno računati i na kraju izračunati ukupnu površinu koja figuriše u jednačini (1).

Tabela 2. - Kapaciteti trakastih transportera:

Vrsta materijala	Ugao sopstvenog pada pri kretanju u stepenima	Kapacitet ravne trake (t/h)	Kapacitet olučaste trake (t/h)
Ugalj, koks i dr.	30	$Q=155 B^2 v \rho$	$Q=310 B^2 v \rho$
Ruda, šljunak i dr.	35	$Q=180 B^2 v \rho$	$Q=338 B^2 v \rho$
Zrno	25	$Q=128 B^2 v \rho$	$Q=284 B^2 v \rho$

Problemi vezani za praksu upravo obrnuto zadaju problem, kapacitet je poznat, potrebno je dimenzionisati transportnu traku. Kombinacijom jednačina (1, 2 i 3) dobija se potrebna širina trake:

$$B = \sqrt{\frac{Q}{v \cdot \rho \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot 576}} \quad [\text{m}]$$

Iz obrasca se može videti da povećanjem brzine trake može se skratiti širina trake i broj njenih slojeva; dalje dobija se i potrebnii reduktor sa manjim prenosnim odnosom pa i lakši i jeftiniji pogon.

Pri dimenzionisanju trake treba voditi računa da širina trake odgovara krupnoći materijala koji se transportuje, odnosno širina trake treba da je $2 \div 2.4$ puta veća od gabarita najvećeg granulata i da je $4 \div 5$ puta veća od srednje dimenzije komada.

Za transport komadastog materijala, kapacitet se računa po formuli:

$$Q = 3.6 \cdot \frac{G \cdot v}{L} \quad [\text{t/h}]$$

gde je:

G - masa pojedinačnog komada koji se transportuje;

L - rastojanje između dva uzastopna komada materijala.

U slučajevima povećanja ugla nagiba bočnih valjaka - koji daju olučast profil traci - povećava se kapacitet trake i do 25%, ali dolazi do pojave opterećenja trake na mestima pregiba, pa se rešenje traži u ugrađivanju elastičnije trake.

Obično je brzina transporterera između $1 \div 2$ m/s, dok je kod nekih transporterera brzina i 5m/s, pri širini trake $1600 \div 2000$ mm. Treba napomenuti da se brzina traka ispod 0.75m/s ne preporučuju, izuzev u specijalnim slučajevima kada se transporterom prenose komadni materijali.

Gornju granicu brzine trake ograničava nekoliko faktora:

- krtost materijala, što je važno pri sipanju i skidanju materijala sa trake;
- porast dinamičkih opterećenja na ležajevima oslonaca nosećih valjaka, kao i usled statičke neuravnoteženosti valjaka;
- povećanje habanja na mestima gde materijal pada na traku, kao i na mestima gde se traka čisti.

U tabeli 3, dati su podaci za uobičajene prosečne i maksimalne brzine trake pri transportu raznih vrsta materijala.

Tabela 3 - prosečne i maksimalne brzine trake pri transportu

Vrsta materijala	Brzina trake (m/s) pri različitoj širini trake u mm				
	400	500	650	800-1000	1200-1600
Nerasipni (ugalj) i rasipni (pesak) sitnozrnasti materijal	1.0/1.5	1.5/2.0	1.75/2.5	2.0/3.0	2.25/3.0
Rasipni sitno i srednje komadasti materijal (šljunak, pepeo)	1.0/1.25	1.25/1.5	1.5/2.0	1.75/2.5	2.0/2.5
Rasipni krupnokomadasti materijal (kamen, ruda)	1.0/1.5	1.25/1.75	1.15/1.75	1.5/1.75	1.5/1.75
Prašinasti materijal	0.8/1.0	0.8/1.0	0.8/1.0	0.8/1.0	0.8/1.0

Snaga utrošena na prenošenje materijala data je sledećom relacijom:

$$N = k \left(c L_1 v + 0.00015 Q L_1 \pm \frac{Q L_2}{367} \right) \quad [\text{kW}]$$

gde je:

- k - koeficijent u funkciji dužine transportera L, tabela 4;
- c - koeficijent u funkciji širine trake; kod transportera kod kojih su valjci oslonjeni u kugličnim ležajevima c se uzima iz tabele 5;
- Q - kapacitet transporta, t/h;
- v - brzina transportera, m/s;
- L₁ - horizontalna dužina transportera, m;
- L₂ - vertikalna dužina transportera, m.

Tabela 4 - Koeficijent k u funkciji L

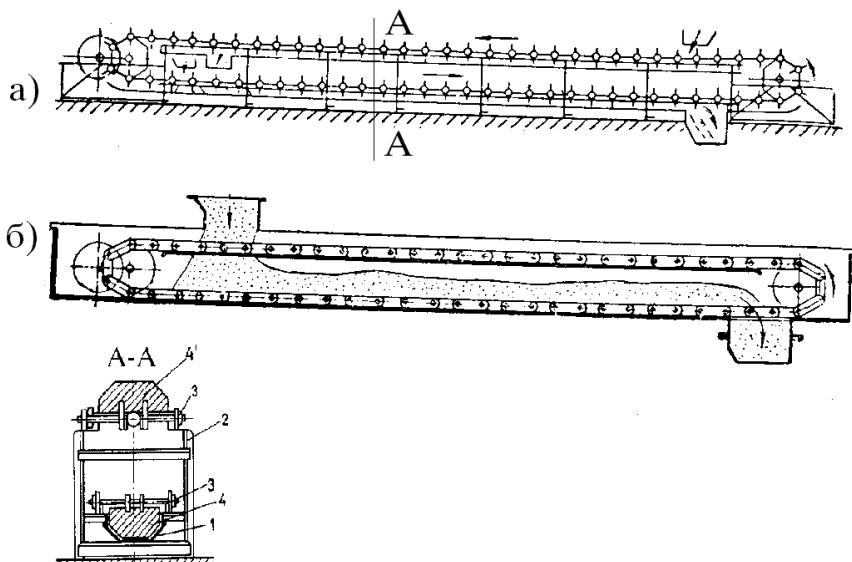
L	< 15m	16 - 30m	30 - 45m	> 45m
k	1.25	1.10	1.05	1.00

Tabela 5 - Koeficijent c

Širina trake, mm	500	650	800	1000	1200
Koeficijent c	0.018	0.023	0.028	0.038	0.048

REDLERI

Redler ili grabuljasti transporter je prikazan na sl. 1.3. Sastoji se iz nepokretnog korita (oluka) (1) koje je učvršćeno na nosećoj konstrukciji (2) transportera i vučnih lanaca sa točkovima (3) koji nose između sebe grabulje ili lopatice za potiskivanje materijala u žlebu. Lopatice (4) potiskuju a (4') se vraćaju.



Sl. 1.3 Redler transporter

Radna strana transportera može da bude gornja ili donja, međutim treba imati u vidu da je sipanje materijala iz transportera znatno lakše ako je radna strana donja.

Pri kretanju uzduž žleba, grabulje ne bi trebalo da menjaju svoj položaj usled delovanja sila otpora pri guranju materijala. Iz tog razloga bira se određena veličina koraka i veličina grabulja, kako se materijal ne bi gomilao između njih. Pored radnih žlebova pravougaonog oblika postoje i sa kosim stranama, koji imaju prednost u tome što se stvaraju mnogo manji otpori pri kretanju materijala (i do 20%). Pošto se kod ovih transportera materijal prenosi klizanjem po nepokretnom koritu, to su potrošnja energije i habanje žlebova veći nego kod trakastih transportera.

Osnovne mane redlera u odnosu na trakaste i pločaste transportere su: veća potrošnja energije, mogućnost drobljenja transportovanog materijala i habanje žlebova. Međutim redleri imaju i svoje prednosti koje se ogledaju u: mogućnosti istovara materijala na željenom mestu, manja im je težina i cena nego pločastih transportera, i mogu zahvatati materijal iz gomile što je u nekim slučajevima veoma važno.

Kapacitet redlera se kreće od 100÷150t/h a dužina na koju se materijal transportuje ne prelazi 50÷60m.

Kapacitet redlera se računa po sledećem obrascu:

$$Q = 3600 \cdot B \cdot h \cdot \beta \cdot \psi \cdot \rho \cdot v \quad [t/h]$$

gde je:

B - širina korita (m);

h - visina korita (m);

β - koeficijent koji vodi računa o srednjoj efektivnoj površini preseka materijala

(tabela 6);

ψ - koeficijent punjenja (0.5 ÷ 0.6) .

Q - kapacitet transporta, t/h;

v - brzina transportera, m/s

Tabela 6 - Koeficijent β

Karakteristika transportovanog materijala	Koeficijent β pri nagibu transportera					
	0°	10°	20°	30°	35°	40°
Lako rasipni materijali	1	0.85	0.65	0.5	----	---
Teško rasipni materijali	1	1	0.85	0.75	0.6	0.5

Za orijentaciono određivanje snage elektromotora za pogon redlera koristi se sledeći obrazac:

$$N = \frac{Q \cdot L_1 \cdot \varpi}{367 \cdot \eta} \quad [\text{kW}]$$

gde je:

Q - kapacitet transporta u t/h;

L_1 - dužina transportera izmerena po horizontali u m;

ϖ - koeficijent čija se veličina bira iz tabele 7, u zavisnosti od tipa lanca i kapaciteta transportera;

η - stepen korisnosti (0.8 - 0.85).

Tabela 7 - Koeficijent ϖ

Tip transportera	Koeficijent ϖ pri kapacitetu transportera (t/h)					
	4.5	9	18	27	36	45
Sa lancima sa točkicama	2.25	1.7	1.3	1.1	1.05	0.7
Sa lancima bez točkića	4.2	3.0	2.25	1.9	1.7	1.6

ELEVATORI

Elevatori su mašine neprekidnog transporta koji služe za prenos sitnozrnastog i komadastog materijala, i to kako u vertikalnom pravcu tako i u kosom prema horizontali. U ovom drugom slučaju ugao varira u intervalu od 60° do 75° .

Na sl.1.4 dat je jedan elevator kofičar koji se sastoji iz vučnog organa-trake (1) na koju se pričvršćuju kofice (2), gornje remenice (3), donje remenice (4). Radni organ elevatora je obložen oklopom od lima, koji se sastoji iz gornjeg dela glave (5), srednjeg dela-elevatorskih cevi (6) i donjeg dela-noge (7). Za pogon radnog organa služi mehanizam koji se sastoji iz motoreduktora (8) i spojnice (9) koja povezuje motoreduktor sa vratilom gornje remenice. Vratilo je snabdeveno kočnicom (10) radi obezbeđenja opterećenog kraka radnog organa od vraćanja pri zaustavljanju motora, ukoliko nije predviđen samokočeći motoreduktor.

Tehnološki proces transportovanja elevatorima, sastoji se u sledećem: Materijal se na donjem delu opterećenog kraka transportne trake izručuje preko levkastog otvora A u kofice, ili kofice zahvataju već nasuti materijal preko otvora B, iz donjeg dela oklopa. Posle zahvatanja, materijal se diže zajedno sa koficama vertikalno, te prelazeći preko gornje remenice kofice se izvrću i istresaju materijal kroz levak C. Pražnjenje se vrši pomoću centrifugalne sile, koja dolazi do izražaja usled bržeg okretanja kofice oko gornje remenice. Materijal tako ispada iz kofice, u obliku kosog hica, kada kofica pređe gornju ivicu gornje remenice i pada u izlazni levak C. Da bi povraćaj materijala, a time i lom zrna sveo na najmanju moguću meru, ugrađen je pomični šuber D.

Zbog dejstva centrifugalne sile i učestalih udara zrnaste mase, u stranicu E, i ona je izvedena kao dvostruka, tako da se unutrašnja stranica može povremeno zameniti. Elevatori su snabdeveni dubokim koficama kao radnim organima, kada se koriste za transport zrnastih materijala, a poludubokim koficama kada se koriste za transport brašnatih materijala.

Elevatori se dele na nekoliko grupa:

- po vrsti konstrukcije na vertikalne i kose;
- po vrsti vučnog elementa na trakaste i lančaste;
- po brzini kretanja kofica na brzohodne i sporohodne;
- po rasporedu kofica.

Zajedno sa trakastim transporterima, elevatori su najčešće primenjivani uređaji neprekidnog transporta. U poređenju sa drugim uređajima elevatori zauzimaju manji prostor.

Kapacitet kofičastog elevatora dat je jednačinom:

$$Q = 3.6 \cdot \frac{V_k}{a} \cdot \psi \cdot \rho \cdot v \quad [\text{t/h}]$$

gde je:

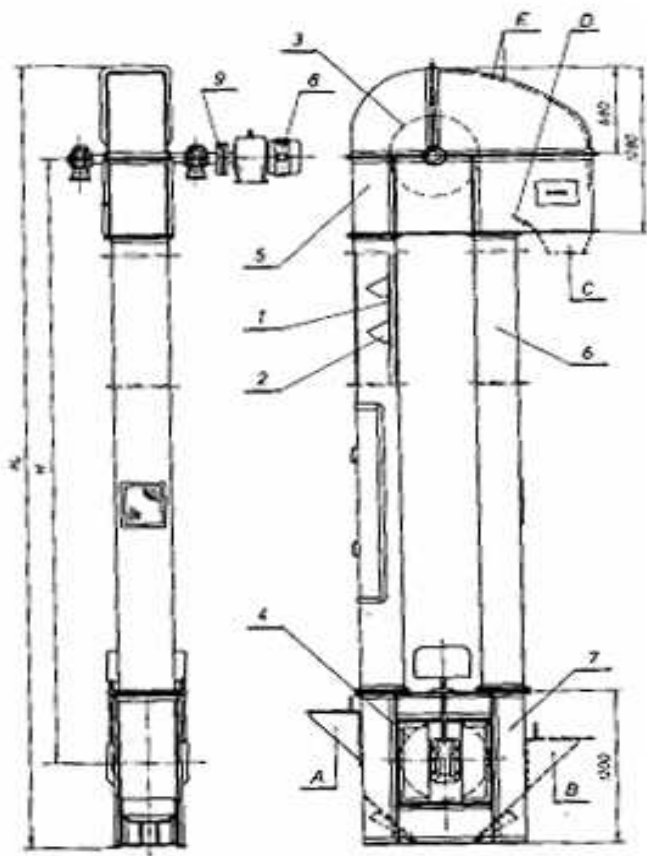
- V_k - zapremina kofice u litrima;
- a - rastojanje između kofica u (m);
- ψ - koeficijent punjenja kofice;
- v - brzina kretanja elevatora u (m/s).

Poslednju jednačinu možemo iskoristiti za izračunavanje potrebne zapremine kofice za dati materijal i željeni kapacitet:

$$\frac{V_k}{a} = \frac{Q}{3.6 \cdot \psi \cdot \rho \cdot v}$$

Same kofice za rasuti materijal imaju zapreminu od 1-3 litara, a za krupan materijal od 15-100 litara.

Na traci ili lančaniku se postavljaju tako da ne smetaju jedna drugoj pri punjenju i pražnjenju. Brzina kretanja trake iznosi od 0.75 do 1.25m/s, dok je visina dizanja do 50m, a u izuzetnim slučajevima i više. Koeficijent korisnog dejstva je $\eta=0.4\div 0.75$.



Sl. 1.4. Elevator kofičar

U tabeli 8, date su brzine kretanja elevatora u funkciji nekoliko parametara.

Tabela 8 - Brzine kretanja elevatora

Priroda rasipnog materijala	Primeri tipičnog materijala	Tip kofice	Koeficijent ψ	Pri brzini v m/s	
				traka	lanci
Prašinasti materijal	Ugljena prašina	duboka	0.85	-----	0.6-0.8
	Cement	duboka	0.75	1.25-1.8	----
Sitnokomadasti i zrnasti materijal	Kameni ugalj	duboka	0.7-0.8	1.25-2	1.25-1.6
	Šljunak Ruda	preklapajuća	0.7-0.85	0.8-1	0.8-1
	Pesak suvi	duboka	0.7-0.8	1.6-1.8	----
	Pesak vlažni	plitka	0.4-0.6	1.25-1.8	1.25-1.6
Materijal srednje krupnoće	Kameni ugalj	preklapajuća	0.6-0.8	----	0.6-0.8
	Tucanik ruda	preklapajuća	0.6-0.8	----	0.5-0.8

Snaga motora za pogon može se orijentaciono izračunati po obrascu:

$$N = \frac{Q \cdot H}{367 \cdot \eta} (1.15 + \xi \cdot v) \quad [\text{kW}]$$

gde je:

- Q - kapacitet, t/h;
- H - visina dizanja materijala, m;
- ξ - koeficijent iz tabele 9;
- v - brzina elevatora, m/s;
- η - stepen iskorišćenja prenosnika.

Tabela 9 - Koeficijent ξ

Kapacitet elevatora Q u t/h	Trakasti elevatori		Elevatori sa jednim lancem		Elevatori sa dva lanca	
	Duboke i plitke kofice	Preklapa- juće kofice	Duboke i plitke kofice	Preklapa- juće kofice	Duboke i plitke kofice	Prekl apaju će kofic e
	ξ	ξ	ξ	ξ	ξ	ξ
< 100	0.95	-----	1.4	-----	-----	-----
100 - 250	0.8	-----	1.05	0.9	1.7	-----
250 -500	0.7	0.65	0.8	0.7	1.3	-----
500 -1000	0.6	0.6	0.65	0.65	1.05	0.9

Neke od važnijih karakteristika ovog tipa transportera su: mogućnost mnogostruke primene, mogućnost kosog i vertikalnog transporta, veliki kapacitet i siguran rad. Međutim, ovaj tip transportera ima i svoje mane koje se ogledaju u: mogućnosti začepeljivanja i zalepljivanja ukoliko se prenosi lepljiv materijal, mogućnost sudara kofica usled slabog zatezanja trake i udaranje u zidove oklopa, usled čega nastaje oštećenje i buka.

KONVEJERI

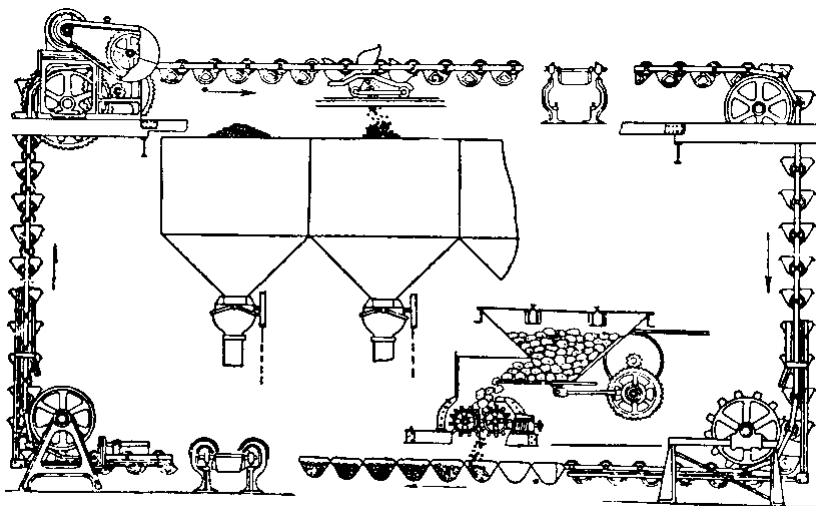
Konvejeri služe za transport materijala u vertikalnom i horizontalnom pravcu, pri čemu je kretanje omogućeno točkicama na vučnim lancima.

Konvejeri se mogu podeliti na one koji prenose sitnozrnaste materijale i na viseće konvejere koji su sastavni deo nekog proizvodnog procesa i koji čine odvojenu grupu, mada i oni služe za transport materijala.

Prilikom transporta sitnozrnastog (rasipnog) materijala u upotrebi su kofičasti konvejeri sa okretnim koficama, i kofičasti konvejeri sa neokretnim koficama. Glavna prednost kofičastih konvejera je u tome što mogu da prenose sitnozrnasti materijal u više pravaca bez pretovarivanja. Okretne kofice imaju

prednost što je potrebna manja snaga za utovar i istovar i za transport, i što manje drobe materijal.

Na slici 1.5, dat je jedan kofičasti konvejer sa okretnim koficama. Materijal se prenosi u koficama kako na vertikalnom tako i na horizontalnom putu, pri čemu se kretanje omogućuje točkićima ugrađenim na vučnim lancima. Kofice su zglobno vezane običnim lancima, tako da se kreću paralelno same sebi u svim delovima konvejera. Kofice sa materijalom se obično prazne u gornjem horizontalnom delu staze i to okretanjem pomoću posebnih, za tu svrhu određenih savijenih šina.



Sl. 1.5. Kofičasti konvejer sa okretnim koficama

Prema uzajamnom položaju kofica na vučnom elementu ovi konvejeri se dele na; konvejere sa zbijenim koficama - vezanim neposredno jedna uz drugu, tako da ne postoji razmak između kofica, i konvejere kod kojih postoji određeno rastojanje između kofica.

Ovi tipovi transportera se međusobno razlikuju po načinu utovara materijala. Prvi tip zahteva padanje materijala i zasipanje kofica neprekidnim tokom, dok drugi zahteva doziranje materijala i njegovo sipanje u koficama u određenim količinama.

Što se tiče pogona konvejera, on se postavlja u njegovom gornjem delu, na jednom od graničnih mesta; zatezni uređaj se ugrađuje na jednom od donjih čvorova konvejera.

Glavna prednost kofičastih konvejera je što mogu da prenose rasipne materijale u više pravaca bez pretovarivanja. Kao jedna od prednosti nad konvejerima sa neokretnim koficama je i ta da troše manje snage za transport usled manjih otpora, i što manje drobe materijal. Međutim, mana im je u težem i komplikovanijem punjenju kofica materijalom.

Pri proračunu ovih konvejsera otpori na horizontalnim delovima se računaju kao i za grabuljaste transportere, dok na vertikalnim delovima kao za elevatore.

Kapacitet kofičastih konvejsera se izračunava kao i za elevatore po obrascu:

$$Q = 3.6 \cdot \frac{V_k}{a} \cdot \psi \cdot \rho \cdot v \quad [\text{t/h}]$$

gde je:

V_k - zapremina kofice u litrima;

a - rastojanje između kofica u (m);

ψ - koeficijent punjenja kofice; za konvejsere sa okretnim koficama uzima se od 0.65-0.8, a sa neokretnim koficama ≈ 0.8 ;

v - brzina kretanja kofice (m/s); za konvejsere sa okretnim koficama uzima se od $v \approx 0.15-0.30\text{m/s}$, a sa neokretnim koficama $v \approx 0.40-0.50\text{m/s}$.

Viseći konvejseri nalaze svoju najveću primenu u fabrikama gde se proizvode delovi u serijskoj proizvodnji, odnosno pomoću ovih konvejsera prenose se komadni tereti koji su postavljeni na nosače. Njihova prednost je u tome što se mogu primeniti za najrazličitiju putanju kretanja materijala. Ovom vrsto konvejsera često se povezuju i po nekoliko odeljenja jedne fabrike, prelazeći i spratove ponekad.

Viseći konvejseri se sastoje iz noseće šine, koja je obično I profil, pri čemu se po donjem pojasu profila kreću pomoću dva točkića noseće površine.

Kada je u pitanju dužina ovih konvejsera, ona može biti različitih dužina a sve u zavisnosti od mesnih uslova pa i dostiže dužinu od nekoliko stotina metara.

Snaga motora potrebna za pogon može se odrediti iz sledeće jednačine:

$$N = \frac{(F_N - F_s) \cdot \xi \cdot v}{\eta} \quad [\text{kW}]$$

gde je:

F_N - sila u delu vučnog lanca koji nailazi na pogonski lančanik u kN;

F_s - sila u delu koji silazi sa lančanika u kN;

ξ - 1.02 ÷ 1.04, koeficijent otpora vučnog lančanika (ili kotura);

η - stepen korisnosti pogonskog mehanizma.

v - brzina transporta u m/s.

ZAVOJNI TRANSPORTERI

Zavojni transporteri (pužni transporteri) (sl. 1.6) se primenjuju za transport rasutog materijala na manja odstojanja, a najviše do 30m. Transportna linija je većinom horizontalna, ali je moguće racionalno ostvariti i kosi transport ovim transporterima. Domen primene ovih transportera, s obzirom na osobine tereta je dosta ograničen. Nisu pogodni za grube materijale krupnih komada, kao ni za one koji se lako drobe, niti za lepljive ili za materijale koji se grudvaju. Najpogodniji za transport su sitnozrnasti i brašnasti materijali. Transport pomoću pužastih transportera predstavlja ravnomeran priliv materijala, a što znači ravnomeran tok transporta duž cele transportne linije. Ovaj transporter ne podnosi preopterećenje jer nastaje zagušivanje na pojedinim mestima unutar transportne cevi, a posebno na mestima gde se nalaze srednji ležajevi. To su mašine sa velikim mogućnostima primene a sve u zavisnosti od vrste materijala koji se transportuje.

Zavojni transporter se sastoji iz polukružne cevi (1), spirale puža (2) i pogonskog dela (3). U cevi se nalaze srednji ležaji (4) koji nose osovinu puža. Jedan od krajnjih ležaja (5) je čeon, koji preuzima na sebe aksijalnu silu puža.

Zavisno od smera transporta kretanje materijala u polukružnoj cevi ostvaruje se okretanjem spirale puža, koja je pogonjena od motora preko zupčastog, pužnog, lančanog ili remenskog prenosa. Remenski prenos se primenjuje kod kraćih transportera i sa prečnikom puža do $\varnothing 300\text{mm}$. Kod većih transportera primenjuju se zupčasti prenosi.

Transportovani materijal vrši translatorno kretanje kližući unutar polukružne cevi transportera pogonjen od spirale puža. Težina materijala i malo trenje između zidova cevi i materijala, sprečava okretanje materijala zajedno sa spiralom puža. Dobre osobine ovih transportera su u: jednostavnoj konstrukciji, lakom održavanju i relativno malim dimenzijama, što znači da ne zahtevaju puno prostora. S obzirom da se polukružna cev može dobro zaptiti, ovi transporteri su pogodni za transport brašnog materijala kao i materijala sa visokim temperaturama, ili sa neprijatnim i škodljivim mirisom. Sem napred iznetog, dobra osobina ovih transportera je i u tome što se dovođenje kao i odvođenje materijala može vršiti na više mesta duž čitave transportne linije uz primenu odgovarajućih otvora i zatvarača

Kao nedostaci ovih transportera mogu se uzeti veliko tranje između materijala i spirale puža kao i zidova polukružne cevi, znatna potrošnja energije, brzo habanje spirale puža i polukružne cevi iz napred navedenih razloga, kao i drobljenje materijala. Iz ovih razloga se pužni transporteri primenjuju za kratka transportovanja kao hranitelji drugih pretovarno-transportnih mašina bilo na početku ili u međutransportu.

Materijal izrade zavojnog transportera je čelični lim i čelični profil a manjim delom čelični liv. Zavojnica puža se izrađuje iz čeličnog lima izvlačenjem kao spirala ili kao segment. Pogon transportera može biti direktan ili pod uglom u zavisnosti mogućnosti postavljanja transportera.

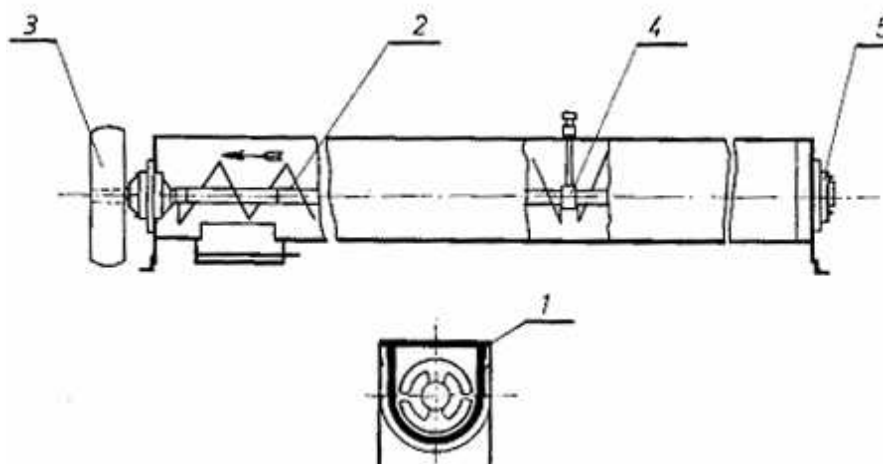
Kapacitet zavojnih transportera iznosi od 20÷40 m³/h, dok se pri većim dimenzijama same zavojnice dostiže i 100 m³/h.

Po načinu konstrukcije zavojnice transporteri mogu biti :

- sa punom zavojnicom ,
- sa trakastom zavojnicom,
- sa profilisanom zavojnicom i,
- sa lopatastom zavojnicom .

Transportna zavojnica se sastoji iz osovine na koju su privareni čelični zavojci koji su izrađeni od odvojenih, presovanih delova debljine 3 - 6mm.

Za grube materijale, koji habaju delove transportera, zavojnice se izrađuju iz odvojenih sekcija od livenog gvožđa.



Sl. 1.6. Zavojni transporter

Korak zavojnice se može računati po sledećem obrascu:

$$S = \pi \cdot D \cdot \operatorname{tg}\alpha = \varphi \cdot D \quad [\text{m}]$$

gde je:

D - spoljni prečnik zavojnice u m;

α - ugao nagiba 14 - 18°;

φ - 0.8 - 1.0.

U tabeli 10, date su karakteristike materijala u zavisnosti od načina transporta zavojnim transporterima.

Tabela 10 - Karakteristike materijala i zavojnog transportera

Materijal	Tip zavojnice	Koeficijent punjenja žleba ψ	Broj obrtaja zavojnice n [o/min]
Vrlo rasipni materijal	Pune zavojnice	0.30 - 0.45	50 - 120
Komadasti materijal	Trakaste ili loptaste zavojnice	0.25 - 0.40	40 - 100
Testasti i mokri materijali	Loptaste ili profilisane zavojnice	0.15 - 0.30	30 - 60

Samo vratilo zavojnice je na svakih 2.5 do 3.0m oslonjeno na ležišta koja se vezuju za gornji deo žleba ili za njegovu bočnu stranu, suprotnu od one kojom se kreće materijal pod uticajem okretanja zavojnice. Pored ovoga, vratilo ima i aksijalno ležište koje prima podužnu silu zavojnice.

Pogon zavojnice se izvodi preko reduktora. Vratila zavojnice i reduktora se međusobno vezuju spojnicom koja može da radi i pri malim odstupanjima pravaca ovih osa, dok se vratila elektromotora i reduktora vezuju elastičnom spojnicom.

Kapacitet zavojnog transportera se određuje na sledeći način:

$$Q = 3600 \cdot A \cdot \rho \cdot v \cdot \beta \quad [t/h]$$

gde je:

A - površina poprečnog preseka sloja materijala u žlebu

$$A = \frac{(D^2 - d^2) \cdot \pi}{4} \cdot \psi;$$

D - prečnik zavojnice, m;

d - prečnik osovine, m;

ψ - koeficijent punjenja žleba, 0.15 - 0.45;

β - koeficijent koji uzima u obzir nagib transportera; pri uglovima nagiba od $\alpha=15 - 18^\circ$, može se uzeti $\beta \approx 0.02\alpha$;

v - brzina kretanja materijala

$$v = S \cdot \frac{n}{60};$$

S - korak zavojnice;

n - broj obrtaja zavojnice.

Kombinacijom gornjih jednačina može se izraziti prečnik zavojnice, a on se nadalje usvaja prema standardnim veličinama prečnika zavojnih transportera: 150, 200, 250, 300, 400, 500, 600mm.

U zavisnosti od veličine prečnika zavojnice i od osobina transportovanog materijala, usvaja se broj obrtaja zavojnice ovih transportera.

Tabela 11 - Brojevi obrtaja zavojnice

Prečnik zavojnice u mm	Broj obrtaja u minuti	
	najmanji	najveći
150	24.0	150
200	24.0	150
250	24.0	118
300	19.0	118
400	19.0	95
500	19.0	95
600	15.0	75

Snaga motora zavojnog transportera troši se na savlađivanje otpora koji nastaju pri procesu transporta. Ti otpori su uglavnom; otpori pri dizanju materijala, trenje materijala o žleb, trenje o zavojnicu, trenje u ležištima, otpor od mešanja i drobljenja materijala, otpor trenja u prenosnom mehanizmu.

Snaga na vratilu zavojnice se računa kao:

$$N_{vz} = \frac{k \cdot Q}{367} (L \cdot \xi \pm H) \quad [\text{kW}]$$

gde je:

- Q - kapacitet transportera u [t/h];
- L - dužina horizontalne projekcije transportera u m;
- ξ - koeficijent otpora kretanja materijala koji se može uzeti: za teške habajuće materijale (cement, gips, pesak ...) $\xi=4$, a za ugalj $\xi=2.5$;
- H - visina dizanja materijala u m;
- k - 1.15÷1.25 - stepen sigurnosti.

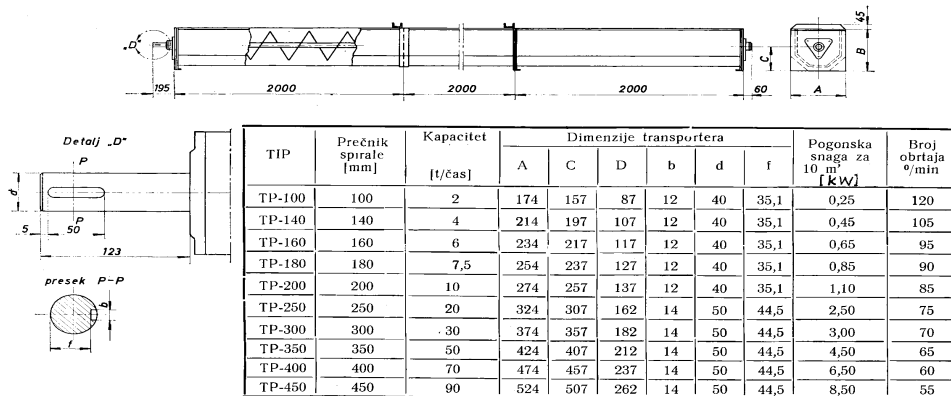
Snaga motora za okretanje zavojnice se računa kao:

$$N_m = \frac{N_{vz}}{\eta} \quad [\text{kW}]$$

gde je:

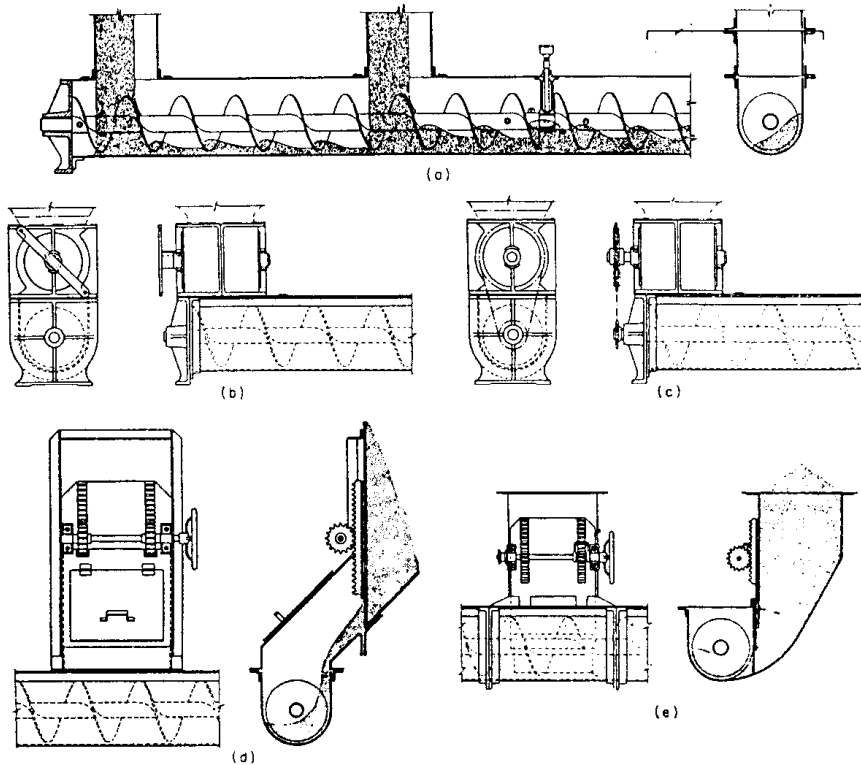
- η - stepen korisnosti transportera (0.8-0.85)

Na sl.1.7. prikazani su razni tipovi pužnih transportera sa osnovnim karakteristikama.



Sl.1.7. Pužni transportera sa osnovnim karakteristikama (nevedeni kapacitet u tabeli odnosi se na žitarice $\rho=760 \text{ kg/m}^3$)

Na sl.1.8. prikazan je pužni transporter sa priključcima za punjenje.



Sl.1.8. Pužni transporter sa priključcima za punjenje

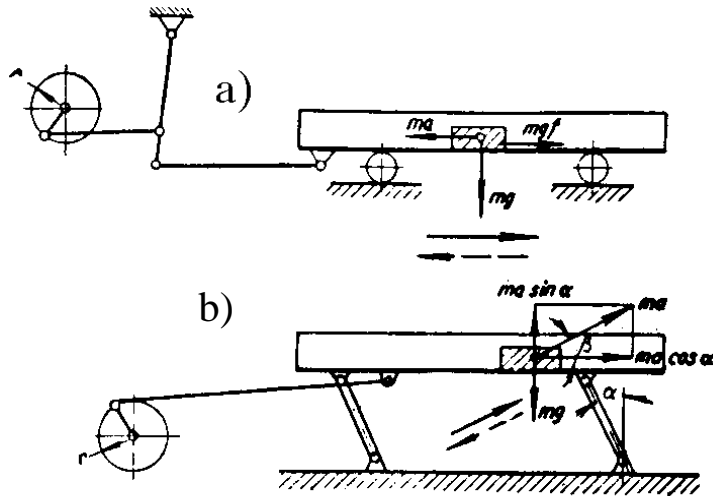
INERCIJALNI TRANSPORTERI

Za transport rasipnih materijala i dodavanje materijala drugim transportnim aparatima, koriste se inercijalni transporteri. Ukoliko prenose materijal ukoso naviše, kapacitet im jako opada. Kod ovih transportera usled pojave oscilacija, udara i trenja materijala koji se prenosi, dolazi do izražaja inercija što vodi kretanju materijala unapred.

Osnovni deo je žleb (sl. 1.9), koji se kreće oscilatorno. Pri kretanju žleba unapred, usled pojave atheziona sile i materijal se kreće zajedno sa njim, dok u povratku žleba nastaje klizanje materijala jer je tada atheziona sila mala.....

Transporteri sa oscilatornim kretanjem žleba se dele u dve grupe:

1. sa stalnom silom trenja (1.9a);
2. sa promenljivom silom trenja (1.9b).



Sl. 1.9. Inercijalni transporteri

Žleb transportera sa stalnom silom trenja se kreće oscilatorno, pri čemu gradi nesimetričan dijagram brzina. Pri kretanju žleba unapred usled pojave sile trenja i materijal se kreće unapred pri čemu se brzina povećava ravnomerno i blago. Na kraju hoda žleba, brzina žleba se smanjuje, a materijal zbog inercije nastavlja svoje kretanje. Kada se žleb kreće unazad njegova brzina naglo raste, i materijal po inerciji nastavlja da se kliže kao i na kraju prethodnog perioda, sve dok pri kraju povratnog hoda brzina žleba ne opadne, i materijal ne počne da se kreće opet sa žlebom. Ovakav način kretanja se postiže primenom krivajnog mehanizma.

Kod drugog tipa transportera, sa promenljivom silom trenja, žleb je postavljen na nosače nagnute pod izvesnim uglom prema vertikali (α), to je zbog toga i pravac oscilovanja pod izvesnim uglom prema žlebu (strelice na slici). Pri kretanju žleba napred sa ubrzanjem, vertikalna komponenta sile inercije povećava pritisak tereta na žleb, dok je pri hodu nazad smanjuje, čime se, znači, postiže promenljivi pritisak na žleb, pa i promenljiva sila trenja.

Ako je:

$m \cdot a \cdot \sin \beta < m \cdot g$ - teret se premešta po žlebu klizanjem;

$m \cdot a \cdot \sin \beta > m \cdot g$ - teret se odvaja sa žleba i kreće se poskakivanjem.

Prema amplitudi i frekvenciji oscilovanja žleba, ove transportere delimo na tri grupe, kao u tabeli 12.

Tabela 12 - Podela inercijalnih transportera

Naziv	Broj oscilacija u minuti	Amplituda [mm]
LJuljajući transporteri	50 - 100	100 - 300
Tresući transporteri	300 - 500	10 - 20
Vibracioni transporteri	1000 - 3000	1.5 - 5

Kada su u pitanju mane inercijalnih transportera, možemo izdvojiti sledeće:

- pojava dinamičke sile pri radu;
- relativno mali kapacitet;
- smanjanje kapaciteta pri transportu pod nagibom prema horizontali;
- veći utrošak energije nego kod trakastih i lančastih transportera.

Prednosti inercijalnih transportera nad trakastim i lančastim su:

- jednostavna konstrukcija;
- manje koštaju;
- niska osetljivost prema neravnomernom proticanju materijala.

Kapacitet inercijalnih transportera izračunava se kao:

$$Q = 3.6 \cdot B \cdot h \cdot \rho \cdot v_{sr} \quad [t/h]$$

gde su:

- B - širina žleba u m;
- h - visina sloja materijala u m;
- ρ - gustina materijala u t/m^3 .

Preporučena visina materijala se uzima iz tabele 13 kao:

Tabela 13 - Visina sloja materijala

Vrsta materijala	h (m)
prašinski materijali	0.02 - 0.03
zrnasti materijali	0.04 - 0.06
komadasti materijali	0.07

U zavisnosti od koeficijenta trenja μ , u tabeli 14 date su srednje brzine kretanja materijala pri horizontalnom transportovanju materijala.

Tabela 14 - Srednje brzine kretanja materijala

μ	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
v_{sr}	0.13-0.14	0.2-0.25	0.27-0.32	0.33-0.38	0.35-0.4	0.38-0.42	0.4-0.45

Srednja brzina kretanja materijala kod transportera čiji se žleb kreće pravolinijski može se orijentaciono odrediti po obrascu:

$$v_{sr} \approx \frac{\sqrt{\mu \cdot r}}{40}$$

gde je r poluprečnik krivaje u mm.

Snaga za pogon transportera sa pravolinijskim kretanjem žleba može se orijentaciono odrediti po jednačini:

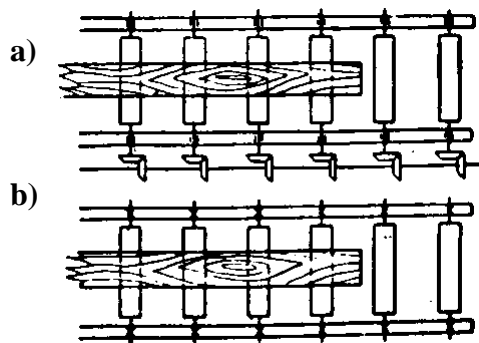
$$N = 0.0025 \cdot G \quad [\text{kW}]$$

gde je G masa žleba i materijala koji se nalaze u njemu izražena u kg.

VALJKASTI TRANSPORTERI

Za prenošenje teških komadnih tereta na horizontalnim ili blago nagnutim deonicama, koriste se valjkasti transporteri.

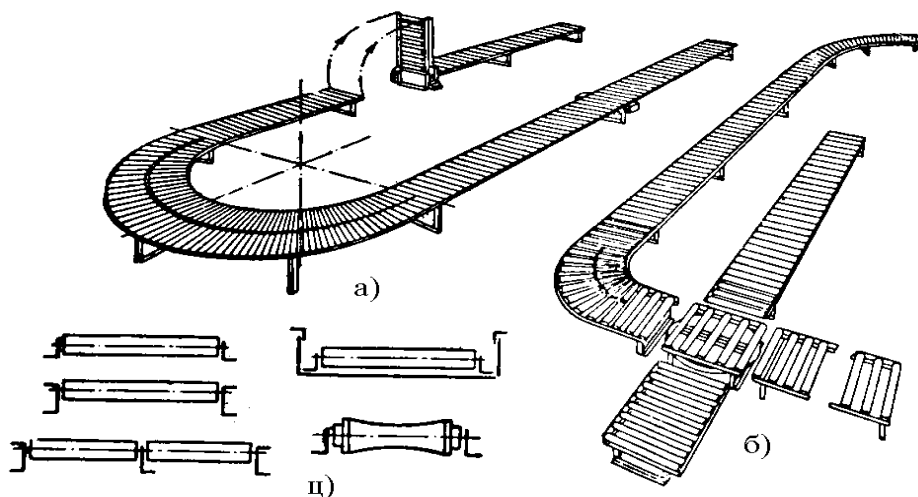
Valjkasti transporteri mogu biti sa sopstvenim pogonom ili bez njega. U prvom slučaju valjci dobijaju okretanje od motora i trenjem saopštavaju translatorno kretanje materijalu koji se nalazi na transporteru, kao na sl.1.10.



Sl.1.10. Valjkasti transporter

Kod valjkastih transportera koji nemaju sopstveni pogon, teret se kreće ili pomoću vučnog lanca, ili ručno, ali i pod uticajem sopstvene težine. Mogućnost samostalnog kretanja materijala zahteva nagnutost transportera za više od $1.5\div 3\%$. Teret treba da se oslanja na najmanje dva valjka pri čemu korak treba da bude $1/3$ do $1/4$ dužine tereta.

Na sl.1.11 prikazane su moguće izrade valjkastih transportera, a prikazane su i šeme ugradnje valjaka u noseću konstrukciju izrađenu od valjanih profila.



Sl.1.11. Valjkasti transporter u zavisnosti od mesnih uslova

Kapacitet valjkastih transportera se izračunava po sledećem obrascu:

$$Q = 3.6 \cdot \frac{Q_1 \cdot v}{a} \quad [\text{t/h}]$$

gde su:

Q_1 - masa jediničnog tereta koji leži na valjcima u kg,

v - brzina kretanja u m/s,

a - rastojanje između tereta u m.

Snaga motora pri ustaljenom kretanju se računa kao:

$$N = \frac{F_\omega \cdot v}{\eta} \quad [\text{kW}]$$

gde su:

F_ω - otpor kretanju tereta, kN,

η - stepen korisnosti (0.8 - 0.85).

HIDRAULIČNI TRANSPORT

Pod hidrauličnim transportom se podrazumeva transport usitnjenog materijala tečnim fluidom (voda ili sl.). Danas se hidraulično transportuje uglavnom pesak, šljunak, krečnjak, pepeo, šljaka, ugalj i sve vrste ruda, njihovih jalovina i drugo. Kao početak ozbiljnijeg korišćenja hidrauličnog transporta uzima se 1900. godina u SAD za transport fosfatne rude na Floridi. Tek posle 1950. godine, kada su stvorene i strujne mašine visokog pritiska, mogao je i hidraulični transport brže da se razvija i da u pogledu dužine cevovoda praktično bude neograničen. Pun razvoj hidrauličnog transporta uglavnom se vezuje za 1957.-u godinu kada je u SAD pušten u pogon cevovod za transport mlevenog uglja od rudnika u *Kadizu (Cadis)* do termoelektrane u *Klivelendu (Cleveland)*. Ovaj cevovod je dužine 172km, prečnika 254mm i ima ukupno tri pumpne stanice.

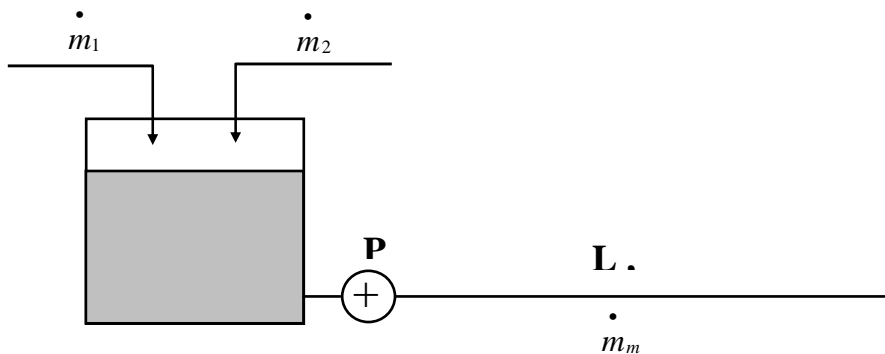
UREĐAJI HIDRAULIČNOG TRANSPORTA

Pored cevovoda u uređaje hidrauličnog transporta spada i oprema za pravljenje mešavine čestica materijala i vode, uvodnici usitnjenog materijala u vodenu struju, oprema za odvajanje materijala od vode na kraju transporta i strujne mašine koje odavajući vid energije pretvaraju u strujnu energiju transportovane mešavine.

PUMPE ZA MEŠAVINU

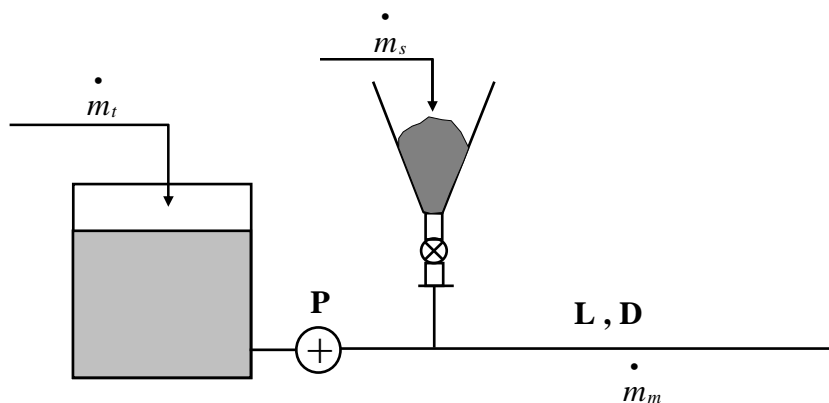
Hidraulični transport usitnjenih materijala vrši se centrifugalnim i klipnim pumpama. Klipne pumpe se koriste za hidraulični transport suspenzija i sitnih materijala u vidu nehomogene mešavine. Koriste se za transport na veća rastojanja, jer se njima može ostvariti veći pritisak koji je potreban za savlađivanje otpora strujanja za vrme transporta. Dobra strana klipnih pumpi je i ta što one daju konstantan protok bez obzira na promenu pritiska u cevovodu, ukoliko je instalisana snaga dovoljna. One imaju veći stepen korisnosti od centrifugalnih pumpi. Mane koje imaju klipne pumpe su pojava habanja klipa, cilindra i ventila, osetljivost na hidraulični udar i najzad njihova cena i veći pogonski troškovi kod kraćih cevovoda.

Centrifugalne pumpe se primenjuju za transport krupnijih materijala u većim količinama i za manja rastojanja. Projektuju i izrađuju se kao pumpe za mešavinu i kao pumpe za čistu vodu. U prvom slučaju, one iz rezervoara usisavaju pripremljenu mešavinu koju, zatim, potiskuju kroz cevovod do odredišta (sl. 1.12).



Sl. 1.12. Sistem sa pumpom za mešavinu

Očigledno u ovom slučaju mešavina usitnjenog materijala i vode prolazi kroz pumpu, haba njene okvašene površine i otežava zaptivanje prostora između pokretnih delova. Samo habanje se donekle smanjuje izradom odgovarajućih delova od vrlo tvrdog materijala ili se potpuno izbegava oblaganjem tvrdom gumom svih okvašenih površina pumpe. Zaptivanje se obavlja ubacivanjem čiste vode posebnom pumpom u zaptivna mesta. Ovakav način rešavanja problema je prema tome moguć, ali se uvek postavlja pitanje ekonomske računice. Iz tog razloga sve se više ide na rešenje transporta pumpama za čistu vodu, uvođenjem usitnjenog materijala u cevovod iza pumpe (sl. 1.13). U ovom slučaju uvođenje usitnjenog materijala u cevovod iza pumpe nije uvek lako, naročito kada u njemu vlada visok pritisak diktiran samim transportom. Uvođenje usitnjenog materijala u cevovod pod pritiskom obavlja se pomoću sektorskih i komornih dozatora i pomoću ejektora.



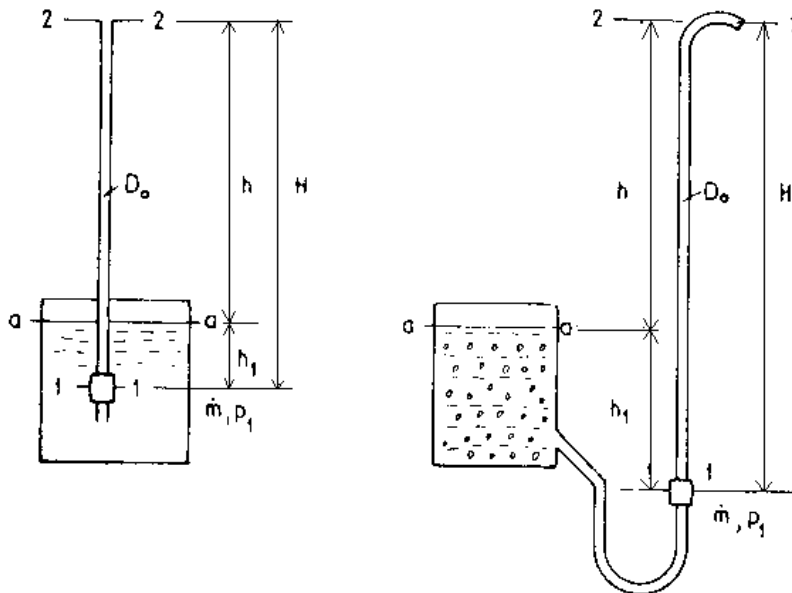
Sl. 1.13. Sistem sa pumpom za vodu

Da bi se izbeglo habanje i smanjili problemi oko zaptivanja kod pumpi za mešavine i iskoristile dobre strane kod pumpi za vodu (veći stepen korisnosti i lakše zaptivanje) u poslednje vreme se sve više koriste kombinovani sistemi transporta koristeći osobine obe pumpe. U ovom slučaju pumpa za mešavinu ubacuje mešavinu u cevovod, koju potom pumpa za čistu vodu potiskuje u potisni cevovod radi transporta.

Ovo rešenje se veoma često koristi za hidraulični transport pepela i šljake jer su ovi materijali poznati kao veoma abrazivni.

PNEUMOHIDRAULIČNI LIFT

Pneumohidraulični lift predstavlja jedna cev konstantnog preseka, koja je uronjena u rezervoar sa tečnošću ili sa mešavinom tečnosti i usitnjenog materijala i u koju se na određenoj dubini ubrizgava gas pod pritiskom p_1 u što većem broju mehurića (sl. 1.14).



Sl. 1.14. Pneumohidraulični lift

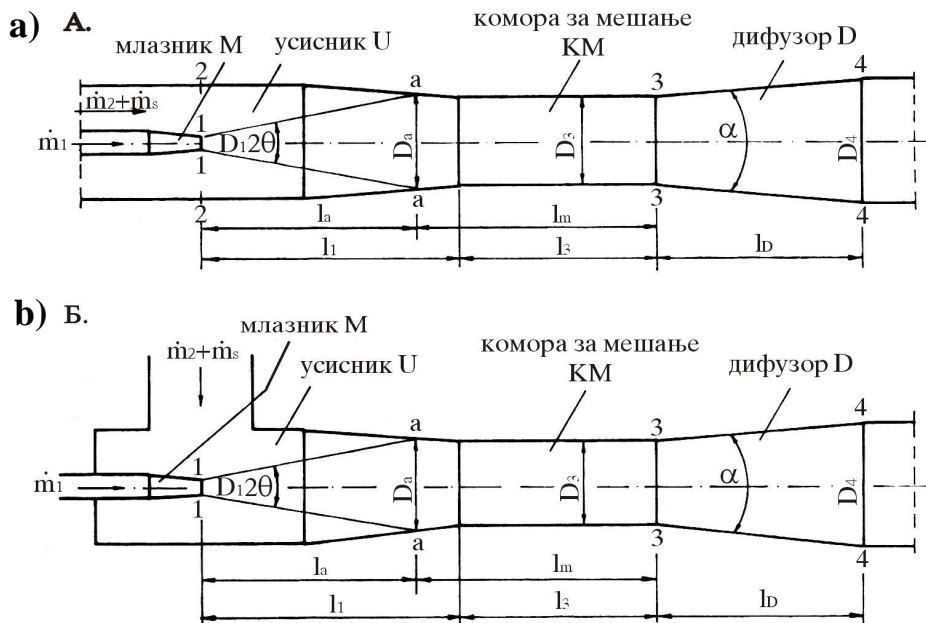
Mehurići gasa kreću se vertikalno naviše, odnosno izronjavaju, pod dejstvom Arhimedove sile, povlačeći za sobom tečnost silom trenja, a ova, opet silom trenja, čestice usitnjenog materijala ka izlaznom preseku 2-2. Prema tome gas je ovom prilikom obavio vertikalni transport tečnosti ili mešavine tečnosti i usitnjenog materijala. Pneumohidraulični lift ima primenu u crpljenju vode iz bunara i sirove nafte iz bušotinskih ležišta sa nedovoljnim pritiskom, za transport

pepela i šljake od kotlova do deponije, za podizanje peska i šljunka sa dna reka prilikom bagerisanja, za transport šećerne repe u fabrikama šećera za vreme pranja itd.

Iako mu je stepen korisnosti relativno nizak (0.15-0.45) pneumohidraulični lift se često upotrebljava jer je proste izrade, nema pokretnih delova, nije osetljiv na habanje, jeftin je itd. Najviše se upotrebljava za podizanje mešavine pepela, šljake i vode do ulaza i kosi cevovod radi transportovanja do deponije.

EJEKTORI

Ejektori su uređaji koji služe za stvaranje strujne energije radi transporta neke tečnosti ili mešavine tečnosti i usitnjenog materijala. Nemaју pokretnih delova i prave se od kružnih i konusnih cevi spojenih po određenom redosledu. Na sl.1.15 prikazana su dva tipa ejektora sa potrebnim oznakama.



Sl. 1.15. Ejektori

Kroz mlaznik M ističe radni fluid velikom brzinom, koji silom trenja na graničnoj površini mlaza povlači za sobom usisavani fluid ili mešavinu usitnjenog materijala i fluida, da bi se u komori za mešanje KM izvršila potpuna homogenizacija. U difuzoru se ova mešavina usporava da bi se na kraju difuzora ostvario onaj pritisak koji je potreban za transport mešavine kroz cevovod na koji je ejektor priključen.

Razlika ova dva tipa ejektora je u kolinearnosti brzina radnog fluida i usisavanog fluida. Očigledno je ejektor tipa A bolji u hidrauličnom smislu jer je njegov stepen sigurnosti veći.

Prilikom određivanja pogonskih karakteristika ejektora, polazi se od toga da je pritisak mlaza radnog fluida jednak pritisku usisavanog fluida u usisniku ejektora, tj. $p_1=p_2$. Ova pretpostavka je opravdana jer je u pitanju nestišljivo strujanje. Mlaz radnog fluida posle izlaska iz mlaznika se širi pod uglom $2\theta=20^\circ$.

Instalisana snaga pumpe, koja potiskuje radni fluid kroz mlaznik ejektora je:

$$N = \frac{\Delta p_1 q_1}{1000 \cdot \eta_p} \quad [\text{kW}]$$

gde je:

$$\Delta p_1 = \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2 (1 + \xi_m) + \Delta p_{c1} \pm \rho_1 g H + (p_1 - p_a) \quad [\text{Pa}]$$

napor te pumpe, pri čemu se znak "+" uzima kad je nivo radnog fluida u rezervoaru ispod ose ejektora, odnosno znak "-" kad je nivo radnog fluida u rezervoaru iznad ose ejektora.

Δp_{c1} - gubici strujne energije u dovodnom cevovodu za radni fluid, računati od nivoa rezervoara do početka mlaznika u Pa.

H - razmak između nivoa radnog fluida u rezervoaru i ose ejektora u m.

ρ_1 - gustina radnog fluida, kg/m^3 .

v_1 - brzina radnog fluida, m/s.

ξ_m - koeficijent lokalnog otpora mlaznika.

p_a - atmosferski pritisak, 10.1325 Pa.

g - ubrzanje Zemljine teže 9.81m/s^2 .

2. MAŠINE I UREĐAJI PNEUMATSKOG TRANSPORTA¹⁾

Uvođenjem savremenih sredstava transporta u svim granama privrede, a naročito, u onim gde transport znatno učestvuje u procesu proizvodnje, rešava se jedan od važnih uslova unapređenja procesa proizvodnje.

U nameri da se kompletiraju saznanja i koriste najviša dostignuća tehnike u program ove knjige uvrštene su i osnovne mašine i uređaji za pneumatski transport rasutog materijala.

Primena uređaja za pneumatski transport je vrlo široka. Primenjuje se u svim slučajevima transportovanja brašnog, zrnastog ili materijala u rasutom stanju.

Transport se može obaviti horizontalno, vertikalno ili kombinovano.

Veličina mašina i uređaja za pneumatski transport zavisi od kapaciteta transporta i vrste materijala.

Osnovne prednosti pneumatskog transportovanja materijala u poređenju sa drugim vrstama transporta su:

1. Manja investiciona ulaganja nego za mehanički uređaj transporta.
2. Siguran rad i mogućnost ostvarenja visokog stepena automatizacije procesa.
3. Potreban je mali prostor za smeštaj i ugradnju, jer se materijal prenosi cevovodom malog prečnika.
4. Obezbeđuje čiste i higijenske uslove rada, ne zagađuje okolinu. Zbog hermetičnosti cevnih vodova neznatno je stvaranje prašine i mali gubici materijala pri transportovanju.
5. Lako rukovanje i jednostavno održavanje.
6. Mogućnost uzimanja materijala na nekoliko mesta utovara, kao i mogućnost istovara materijala na raznim mestima.
7. Mogućnost postizanja velikog kapaciteta, i do 300t/h.
8. Mogućnost obavljanja nekih tehnoloških procesa sa transportovanjem, kao na primer, usisavanje sitnih frakcija iz mlinova.
9. Dodatne funkcije kao što su: hlađenje, grejanje i sušenje.

Nedostaci pneumatskog transporta:

1. Visoka potrošnja energije, koja je oko 10 puta veća u odnosu na potrošnju mehaničkih transportera.
2. Povećano habanje delova instalacije (kolena i sl.).

¹⁾ Tolmač, D. : Pneumatski transport, 1991.

3. Neophodnost efikasnog čišćenja vazduha, u cilju sprečavanja zagađenja okoline.
4. Kod povišene vlažnosti materijala izaziva njegovo slepljivanje na kritičnim mestima (kolena) i narušava optimalan rad uređaja.

Navedene prednosti u odnosu na nedostatke, stavljaju pneumatski transport na prioritetno mesto primene u transportu materijala.

PNEUMATSKI TRANSPORTERI

Jedno od najprimenjenijih tehnika u manipulaciji materijalima u industriji je transport materijala suspendovanog u vazdušnoj struji u horizontalnim i vertikalnim cevovodima, rastojanja od nekoliko metara do nekoliko desetina metara.

Mogu se transportovati materijali od fino praškastih, preko paleta od 6mm, do nasipne gustine više od 1500 kg/m^3 .

Kapacitet sistema pneumatskog transporta zavisi od:

1. zapreminske mase proizvoda i veličine čestica i oblika u izvesnoj meri,
2. sadržaja energije transportovanog vazduha u celokupnom sistemu,
3. prečnika transportne linije i
4. ekvivalentne dužine transportne linije.

Minimalni kapacitet postiže se kad je pritisak transportovanog vazduha taman dovoljan da prenese proizvod kroz liniju bez zaustavljanja. Da bi se sprečilo takvo zaustavljanje, potrebno je obezbediti dodatno povećanje pritiska vazduha, tako da postoji faktor sigurnosti.

Optimalni sistem pneumatskog transporta je onaj, koji kroz operativnu primenu otplati sve projektovane parametre iznad potrebnog minimuma u okviru kriterijuma za povraćaj investicije, utvrđenim od strane investitora.

Kompletna tehnička pomoć koju nude isporučioi mašina i oprema dovela je do trenda rasta nabavke kompletnih sistema pneumatskog transporta i primene u industriji.

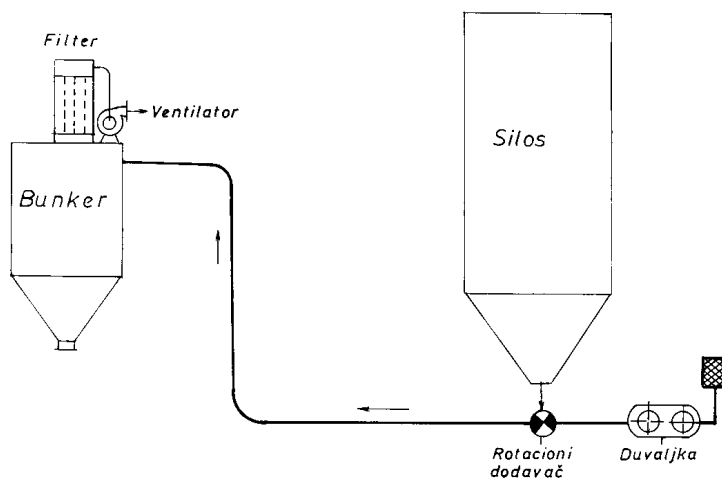
Ovde je dato nekoliko tipičnih sistema pneumatskog transporta u funkciji ekonomičnog iznalađenja rešenja (slika 2.1 i 2.2).

VRSTE SISTEMA

Uopšteno pneumatski transporteri se klasifikuju u četiri osnovna tipa:

- Pod pritiskom,
- Vakuum,
- Kombinacija pritiska i vakuuma i
- Fluidni sistemi.

U sistemu pod pritiskom (sl. 2.1), materijal se uvodi - ispušta u struju vazduha posrestvom rotacionog dodavača. Brzina toka vazduha održava materijal u suspenziji sve dok materijal ne stigne do sabirnog bunkera, gde se razdvaja od vazduha vazдушnim filterom ili ciklonskim separatorom. Sistemi pod pritiskom koriste se za materijale u slobodnom toku skoro svih veličina čestica do 6mm paleta, sa potrebnim kapacitetom preko 10000 kg/h i gde je gubitak pritiska kroz sistem oko 0.4 bar. Ovakvi sistemi efikasno se koriste tamo gde se iz jednog izvora napaja nekoliko prijemnih mesta - potrošača. Vazduh za transport se obezbeđuje duvaljkama.

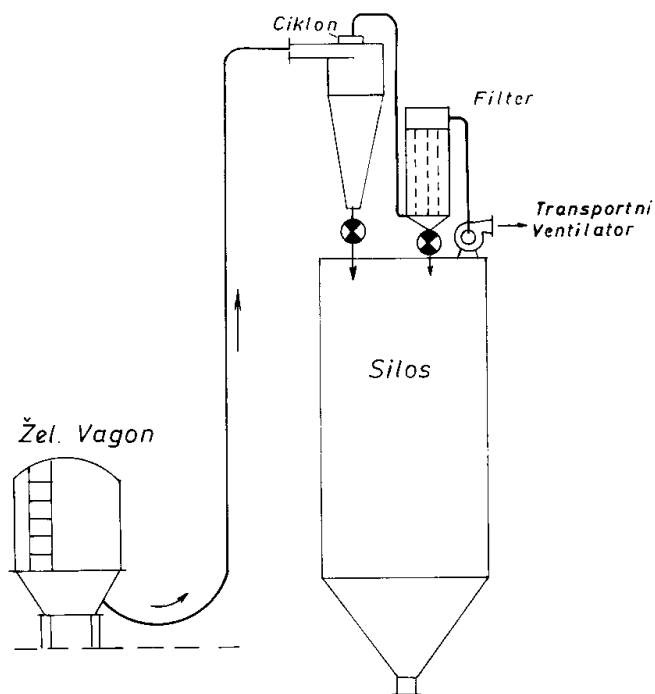


Sl. 2.1. Sistem pneumatskog transporta pod pritiskom

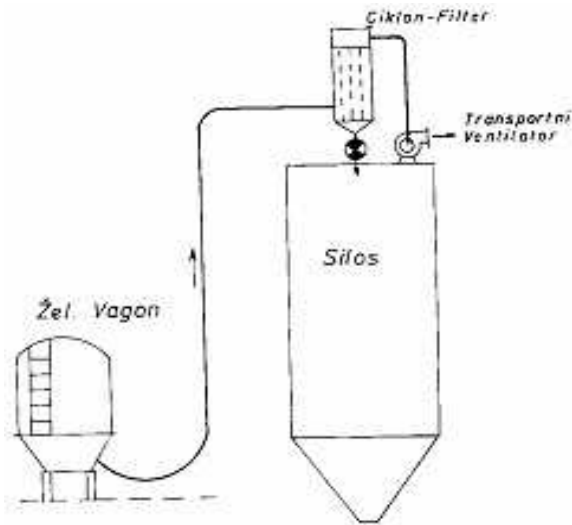
Vakuum sistemi (sl. 2.2a i 2.2b) karakteristični su po kretanju materijala u vazдушnom toku pritiska koji je niži od atmosferskog. Prednosti ovog sistema su da se sva energija pumpanja koristi za pokretanje materijala, a materijal se može usisati u transportni cevovod bez pomoći rotacionog dodavača ili sličnog elementa za zaptivanje između silosa za skladištenje i transportnog cevovoda.

Materijal se transportuje suspendovan u vazdušnom toku dok ne stigne do prijemnika. Tada ciklonski separator ili filter razdvaja materijal od vazduha, koji prolazi kroz separator i filter na usisnoj strani te nakon toga vrši potisno dejstvo.

Vakuum sistemi se koriste na mestima gde kapacitet ne prelazi približno 7000kg/h a ekvivalentna dužina cevovoda je manja od 300m. Od posebnog značaja su vakuum sistemi projektovani za kapacitete ispod 450kg/h i koriste se za materijale na kratkim rastojanjima od bunkera za skladištenje do procesnih uređaja hemijske pripreme. Ova vrsta transporta nalazi sve veću primenu u radu sa brašnjastim i praškastim materijalima u prehrambenoj industriji.

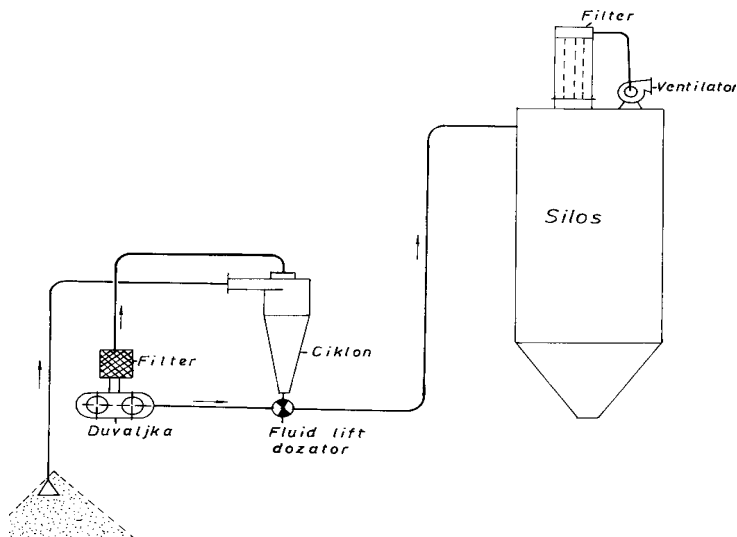


Sl. 2.2a. Vakuum sistem pneumatskog transporta



Sl. 2.2b. Vakum sistem pneumatskog transporta

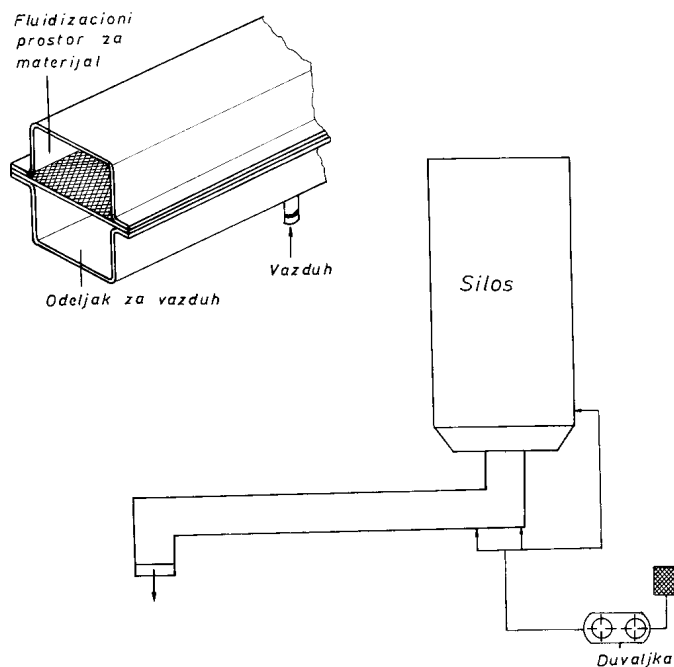
Sistem pritisak - vakuum (sl. 2.3) predstavlja kombinaciju obe metode. Vakuum se koristi za povlačenje materijala u transporter, pomeranjem na kratkom rastojanju od ciklon separatora, izdvojeni vazduh iz ciklona separatora filtrira se, a nakon toga uz pomoć duvaljke vrći se potisno dejstvo materijala kroz cevovod. Preporučene vrednosti brzina transporta date su u tabeli 1.



Sl. 2.3. Transportni sistem: vakuum-pritisk

Fluidni sistemi

Uopšteno transportuju prethodno fluidizovane, fino razdvojene materijale na kratkim rastojanjima. Posebna prednost fluidnog sistema je u primeni na silosima sa skoro horizontalnim dnom. Fluidizovanje se postiže putem komore u kojoj vazduh prolazi kroz poroznu ploču - pregradu koja formira dno transporterera na koju se dovodi materijal za transport. Kako vazduh prolazi kroz poroznu ploču, svaka čestica je okružena slojem vazduha (sl.2.4).



Sl. 2.4. Sistem transporta u fluidizovanom sloju

U momentu izvođenja fluidizacije materijal dobije osobine fluidnog toka i počinje da slobodno teče u pravcu pada korita transporterera. Pravac korita transporterera postavlja se sa padom 2° - 5° , u smeru transporterera.

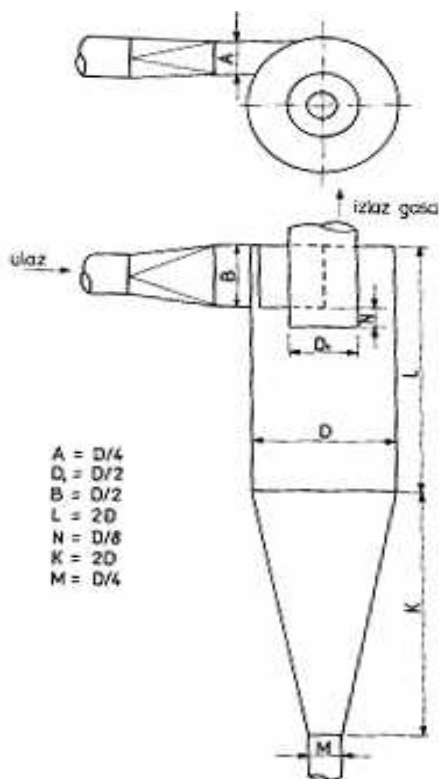
Za transport cementa primenjuje se nagib od 4%, a potrošnja vazduha iznosi do $1.5\text{m}^3/\text{min}$ po kvadratnom metru porozne ploče, nadpritisak vazduha iznosi do 0.04 bar, širina kliznog kanala izvodi se u granicama od 125-500 mm a pri tome se postiže protok od $20\text{-}120\text{ m}^3/\text{h}$. Na dužini kanala od 10-40 m snaga elektomotora na ventilatoru iznosi 0.75-4.0 kW.

Tabela 1. Preporučene vrednosti brzine kod pneumatskog transporta

Nasipna gustina materijala u kg/m^3	Brzina u m/s	Nasipna gustina materijala u kg/m^3	Brzina u m/s
160	14.7	1120	39.0
240	18.2	1200	40.6
320	20.9	1280	41.8
400	23.3	1360	43.1
480	26.6	1440	44.1
560	27.9	1520	45.6
640	29.6	1600	46.7
720	31.3	1680	47.9
800	32.9	1760	49.2
880	34.5	1840	50.2
960	36.3	1920	53.3
1040	37.8		

CIKLONSKI SEPARATORI

Za separaciju materijala iz suspenzije sa vazduhom najčešće korišćena oprema su ciklonski separatori. Gas ulazi u cilindričnu ili konusnu komoru tangencijalno, a izlazi kroz centralni otvor (sl. 2.5).



Sl. 2.5. Proporcije mera ciklona

Prema tome, ciklon je komora u kojoj se vrši talođenje usled delovanja centrifugalnih sila. Pri normalnim uslovima rada ciklona, centrifugalna sila odvajanja ili ubrzanja može imati veličinu i do pet puta veću od gravitacionog ubrzanja. Prema svojoj efikasnosti i načinu dejstva ciklonski separatori nude jedno od najjeftinijih načina sabiranja materijala; prašine sa gledišta eksploatacije i ulaganja.

Cikloni se primenjuju za razdvajanje čvrstih materijala i tečnosti od gasova i čvrstih materijala od tečnosti. Za razdvajanje čvrstih materijala od gasova, primenjuju se cikloni kod čestica preko $5\mu\text{m}$ prečnika. Za čestice krupnoće preko $200\mu\text{m}$ mogu se koristiti cikloni ili gravitacione komore za talođenje, koje su manje podložne abraziji.

U slučajevima kad materijal - prašina pokazuje visok stepen aglomeracije, odnosno kada postoji velika koncentracija prašine (preko 3.5kg/m^3) ciklonom se može ukloniti prašina koja ima i manje čestice. U nekim slučajevima moguće je

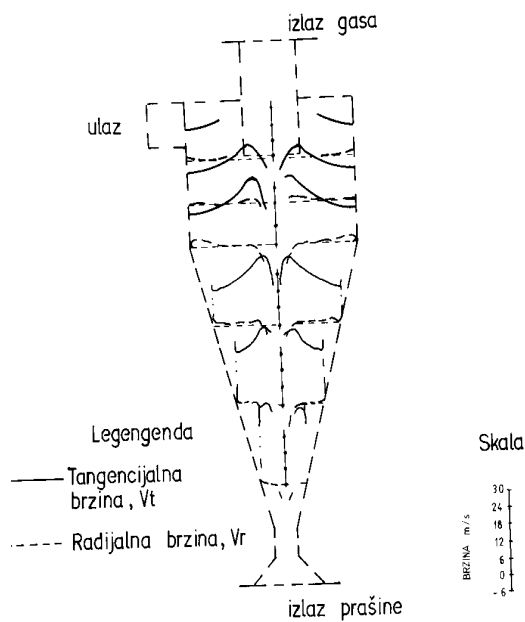
ostvariti efikasnost od 98% na prašini sa veličinom čestice od 1 do 2 μm , zbog preovlađujućeg efekta aglomeracije.

Kada gas uđe u ciklon, brzina gasa se redistribuira tako da se tangente komponente brzina povećavaju sa smanjenjem poluprečnika r , tj:

$$v_{ct} = r^{-n}$$

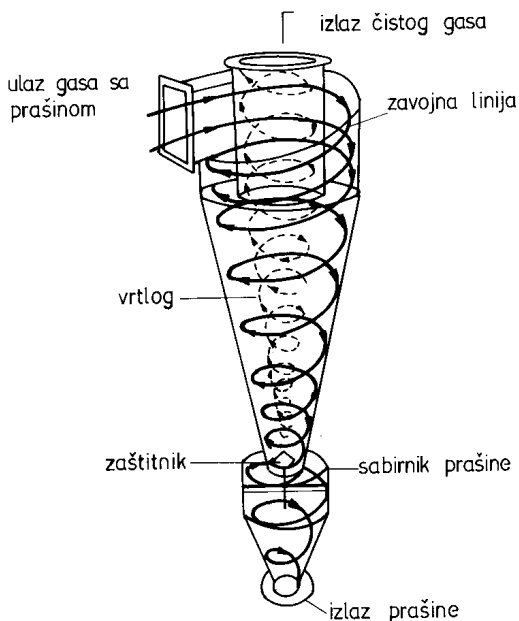
Spiralna brzina u ciklonu može dostići vrednost nekoliko puta veću od prosečne brzine ulaznog gasa. U idealnom slučaju bez trenja čestice o zidove ciklona je $n=1\div 1.5$. Na osnovu rezultata merenja (Shepherd and Lapple Eng. Chem. 1940) pokazano je da n može imati raspon od $0.5\div 0.7$ u velikom delu prečnika ciklona.

Mada brzina dostiže nulu kod zida, merenje brzine u tankom graničnom sloju pomoću Pitoove cevi pokazuje relativno velike tangencijalne brzine (kako je prikazano na sl. 2.6 i 2.7).



Sl.2.6

Sl. 2.6. Promena tangencijalne i radijalne brzine na različitim presecima ciklona



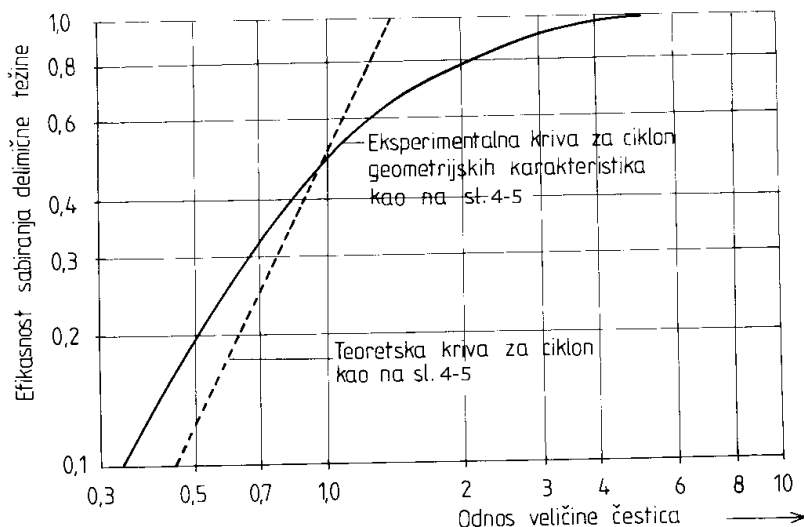
Sl. 2.7

Sl. 2.7. Tipski ciklon sa dodatnim sabirkom prašine

Pad pritiska u ciklonu kao i gubitak usled trenja najprikladnije se izražava kao funkcija ulazne brzine gasa u ciklon:

$$\Delta p_c = \zeta_c \cdot \rho \cdot \frac{v_c^2}{2}$$

Na sl. 2.8 prikazana je efikasnost odvajanja koja se očekuje za datu veličinu čestica, a za ciklone sličnih geometrijskih karakteristika (kao na sl. 2.5).



Sl. 2.8. Efikasnost odvajanja za ciklone

Pri razdvajanju čestica prašine u ciklonu, pod pretpostavkom da su čestice kuglastog oblika, i da je koeficijent otpora $\psi = 3\pi/r_c$, može se izračunati najmanji prečnik čestice koju će ciklon efikasno odvojiti.

$$d_o = 3 \sqrt{\frac{\mu_v(r - r_1)}{\pi n v_g \rho_s}}$$

gde je:

- μ_v - viskozitet gasa - vazduha u Ns/m^2 ,
- r - poluprečnik ciklona u m,
- r_1 - poluprečnik izlazne cevi ciklona u m,
- n - broj obrtaja gasne struje u ciklonu,
- v_g - obimna brzina gasa u ciklonu u m/s,
- ρ_s - gustina mase čestica u kg/m^3 .

Obimna brzina gasa u ciklonu se kreće u granicama $0.7v_c \leq v_g \leq 0.75v_c$, gde je $v_c=16-20\text{m/s}$ - ulazna brzina gasa u ciklon.

Projektovanje ciklona izvodi se tako da se zadovolje određene granice pada pritiska. Za instalacije pneumatskog transporta i rad ciklona pri približno atmosferskom pritisku, maksimalni dozvoljeni pad pritiska odgovara ulaznoj brzini u rasponu od $v_c=15-20\text{m/s}$.

Efikasnost odvajanja ciklona direktno zavisi od prečnika ciklona. Pri projektovanju ciklona primarni faktor je određivanje njegovog prečnika, a ostale geometrijske mere proporcionalno zavise od prečnika.

Ciklon sa manjim prečnikom ima veću efikasnost odvajanja od ciklona sa većim prečnikom, a pri konstantnom padu pritiska. Međutim, cikloni sa manjim prečnikom zahtevaju konstrukciona rešenja paralelnog povezivanja u jednu celinu, za dati kapacitet. Konačno rešenje projekta obuhvata kompromis između efikasnosti odvajanja ciklona - dva ili više ciklona u bateriji i kompleksnosti opreme - jednostruki ciklon za dati kapacitet. Uobičajeno je projektovati jednostruki ciklon za dati kapacitet.

Projektovanje ciklona u redovima odnosno u parovima 2, 4 do 6, opravdano je u slučajevima gde je efikasnost odvajanja ciklona neadekvatna za jednostruki ciklon. Smanjenjem prečnika cevi za izlaz gasa iz ciklona povećava se efikasnost odvajanja i pad pritiska. Odnosno, gubitak pritiska u ciklonu ima direktno dejstvo na potrebni statički pritisak i snagu koju ventilator mora razviti da bi savladao između ostalog i otpor ciklona.

Povećavanjem dužine ciklona povećava se i efikasnost odvajanja. Ne postoje strogo određene proporcije geometrijskih mera ciklona. Neophodno je da ulazni prelaz u ciklon bude postepen da bi se izbegao veliki pad pritiska zbog ubrzavanja gasa u njegovoj komori. Većina ciklona sa velikom efikasnošću imaju dužinu konusa u rasponu od $(1.6 \div 3.0) d$.

Cikloni su jednako efikasni ukoliko rade na potisnoj ili usisnoj strani ventilatora, ukoliko je prijemnik prašine nepropustan za vazduh. Najveći uzrok slabog rada ciklona je propuštanje vazduha i izlaz prašine. Propuštanje vazduha na ciklonu ima za rezultat pad efikasnosti odvajanja, posebno fine prašine. Za ciklon pod pritiskom, nedopustivo je propuštanje vazduha, pre svega zbog stvaranja lokalne prašine.

GEOMETRIJSKE MERE CIKLONSKIH SEPARATORA

Efikasnost ciklona direktno zavisi od njegovog prečnika. Ne postoje tačno utvrđene metode proračuna prečnika ciklona u zavisnosti od količine gasa koju odvaja ciklon. Kada je poznata količina gasa koju ciklon treba da izdvoji od materijala i prašine, ipak se može približno izračunati njegov prečnik. Za praktičnu upotrebu, prečnik ciklona može se odrediti na osnovu podataka proizvođača za ovu vrstu opreme.

Na osnovu konstatacije da efikasnost ciklona direktno zavisi od prečnika može se izvršiti dimenzionisanje ciklona koristeći podatak za faktor $k=1.7\div 2.1\text{m}^3/\text{m}^2\text{s}$, faktor efikasnog odvajanja za ciklon. U tabeli 2, date su dimenzije visoko efikasnog ciklona (sl. 10) proizvođača opreme.

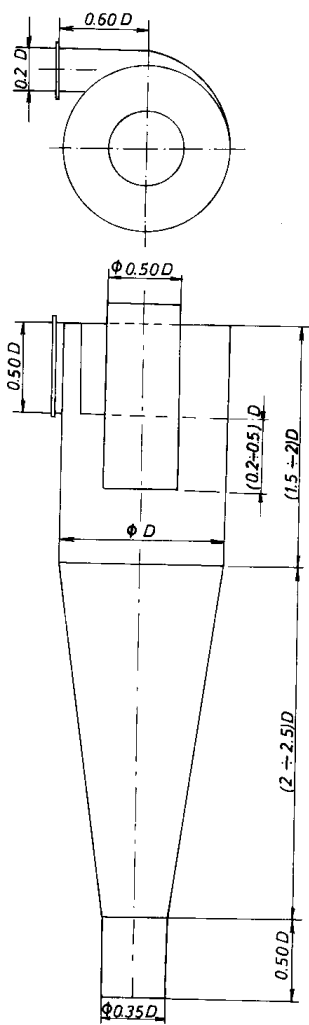
Za poznatu količinu gasa koju treba da izdvoji ciklon, može se izračunati njegov prečnik pomoću formule:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_c}{\pi}} \quad [\text{m}]$$

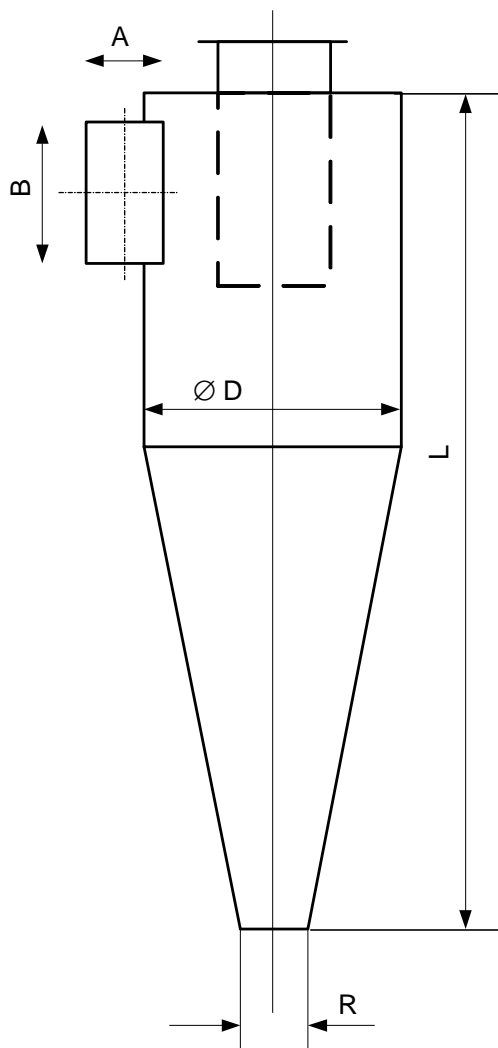
gde je:

F_c - površina poprečnog preseka ciklona u m.

Ostale geometrijske mere ciklona proporcionalno zavise od prečnika ciklona (sl. 2.9).



Sl. 2.9. Osnovne mere ciklona



Sl. 2.10. Visokoefikasni ciklon

Tabela 2. Dimenzije visoko efikasnog ciklona pri otporu između 1800-2000 N/m²

A [mm]	B [mm]	D [mm]	L [mm]	R [mm]	Q [m ³ /h]
20	45	100	390	40	50
30	68	150	586	60	130
40	92	200	781	80	240
50	115	250	967	100	370
61	137	300	1171	120	540
73	164	360	1407	144	770
81	183	400	1562	160	960
93	211	460	1797	184	1270
102	228	500	1953	200	1500
122	274	600	2342	240	2150
142	320	700	2734	280	2950
162	366	800	3124	320	3850
172	389	850	3317	340	4300
183	411	900	3515	360	4900
193	434	950	3709	380	5400
203	457	1000	3950	400	6000

Izdvajanje prašine iz struje vazduha vrši se iz dva osnovna razloga:

- da bi se zadržala korisna supstanca i
- da bi se sprečilo zagađivanje vazduha - okoline.

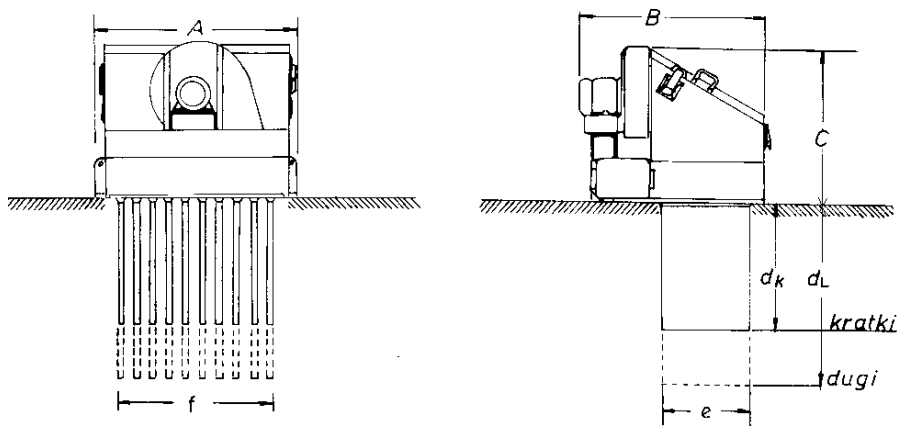
Efikasnost odvajanja izražava se stepenom odvajanja. Prema propisima efikasnost odvajanja određuje se na osnovu graničnih vrednosti emisije (GVE) praha.

Prema postojećim pravilnicima o zaštiti vazduha od zagađivanja propisane su sledeće GVE:

- 150 mg/m³ za netoksični prah za protok od 10000 m³/h i veći, a 500 mg/m³, za protok od 3000 m³/h i manji,
- 100 mg/m³ od transportnih uređaja, a pri protoku preko 3000m³/h.

VREĆASTI FILTERI

Na sl.2.11, data je silosna izvedba vrećastog filtra sa dobrim iskorišćenjem i filtracijom, kao i sa stalno visokim stepenom izdvajanja pri konstantnom otporu filtera. Ovi filteri koriste se u sistemu pneumatskog transporta sa nadpritiskom ili sa vakuumom. Filtracione vreće su u obliku xepova i zauzimaju mali prostor.



Model	VENTILATOR motor kW	Dimenzije							Težina
		A	B	C	d_k	d_l	e	f	
F-4	0.75	700	955	770	700	-	480	470	145kg
F-6	0.75	700	955	770	-	1000	480	470	160kg
F-7	1.5	1100	985	840	700	-	480	820	280kg
F-10	1.5	1100	985	840	-	1000	480	820	305kg
F-12	3.0	700	1610	885	-	1000	1005	470	300kg
F-14	3.0	1100	1610	885	700	-	1005	820	385kg
F-20	4.0	1100	1620	935	-	1000	1005	820	435kg

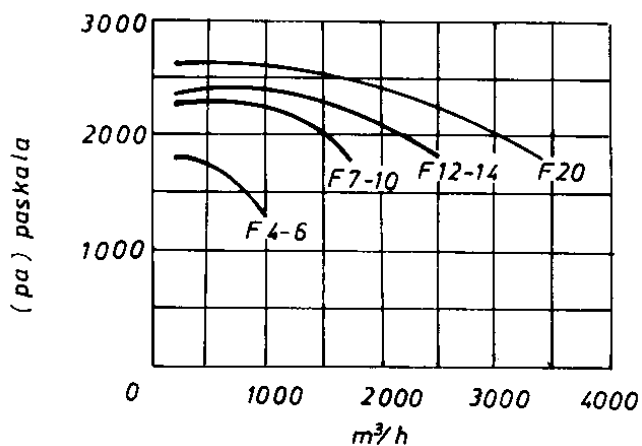
Sl. 2.11. Vrećasti filter

Inspekциони pregled i upravljanje izvode se na strani čistog gasa. Elektronski regulacioni uređaj za protiv-strujno čišćenje vreća izveden je u kompaktnoj izradi. U tabeli 3, data je zavisnost između površine filtera i količine izdvojenog vazduha.

Tabela 3. Odnos površine filtera i količine vazduha

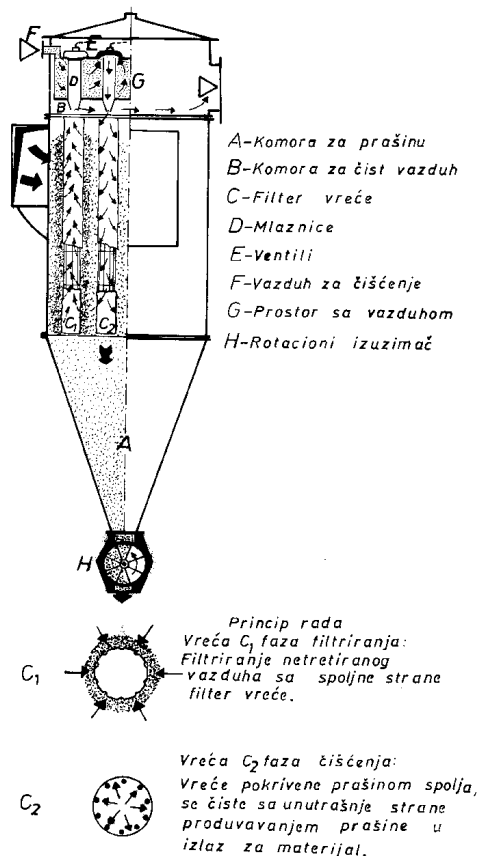
Ukupna filtraciona površina [m ²]	Filterski elementi broj i veličina	Količina vazduha [m ³ /h]
F - 4	6 - KRATKI	700
F - 6	6 - DUGI	1000
F - 7	10 - KRATKI	1250
F - 10	10 - DUGI	1750
F - 12	12 - DUGI	2000
F - 14	20 - KRATKI	2500
F - 20	20 - DUGI	3500

Faktor opterećenja ovih filtera približno iznosi 175 m³/m²h. Na sl. 2.12, dat je dijagram zavisnosti količine vazduha i otpora filtera.



Sl. 2.12. Zavisnost otpora filtera i količine vazduha

Na sl. 2.13 prikazan je vrećasti filter sa filterskim maramama cilindričnog oblika. Koristi se za otkanjanje čestica prašine iz mešavine prašina-gas.



Sl. 2.13. Vrećasti filter sa filterskim maramama cilin. Oblika

Okruglo filtarsko kućište omogućava prvu separaciju putem centrifugalnih sila. Naknadna filtracija kroz filter maramu čisti vazduh u velikoj meri zadovoljavajući sve propise za očuvanje okoline. Osobine ovakvih filtera:

Pad pritiska:

- vakuum do 0.25bar
- nadpritisak do 0.05bar.

Sistem za čišćenje - otresanje vreća sa visokoeffikasnim čišćenjem troši:
 $0.035 \div 0.04 \text{ [m}^3\text{/vreći]} \times (\text{broj otresanja}).$

Ovi filteri rade efikasno čak i pri velikim opterećenjima, omogućavaju maksimalno čišćenje filtarskih vreća i daju visok stepen čistoće vazduha.

Faktori koji određuju opterećenje filtera:

Maksimalno opterećenje je $9\text{m}^3/\text{m}^2\text{min}$ sa dužinom vreće od 2.4m.

Faktori koji utiču na opterećenje filtera:

- veličina čestica,
- pneumatski sistem aspiracije,
- fizičko svojstvo prašine,
- koncentracija prašine u netretiranom vazduhu,
- elektrostatičko pražnjenje.

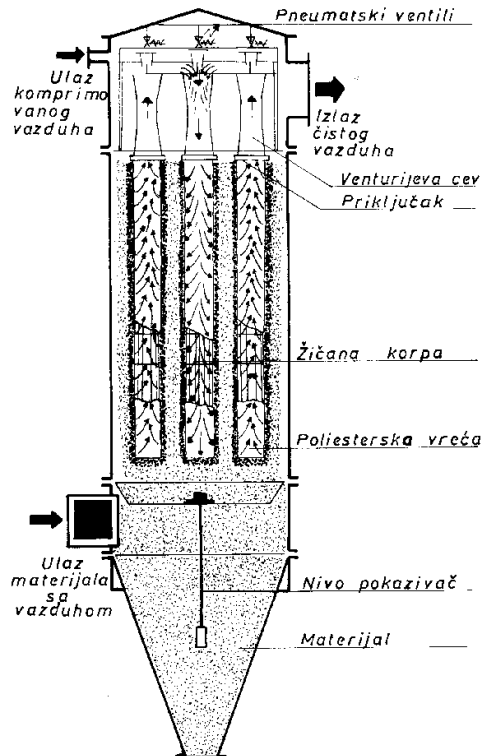
CIKLON FILTER

Objedinjavanjem funkcije ciklonskog odvajanja i filtriranja vazduha dobijen je uređaj koji istovremeno obavlja dve funkcije: odvajanje materijala od vazdušne struje i prečišćavanje vazduha.

Telo ciklon-filtera je cilindričnog oblika (sl. 2.14). Na glavi ima grupu elektromagnetskih ventila za regulaciju dotoka komprimovanog vazduha kroz dizne za uduvavanje (kroz venturijeve cevi) u kojima se struja vazduha približno podešava na brzinu zvuka. Na venturi cevi su pričvršćene filterske vreće sa zaštitnom korpom.

Čišćenje poliestarskih filter vreća obavlja se pritisnim vazduhom, u intervalima od 1 do 30 sekundi, a u zavisnosti od količine prašine. Pomoću elektronskog uređaja reguliše se interval protivstrujnog otresanja vreća, tako što se otvara elektromagnetski ventil u glavi odvajача ciklon-filtera.

U srednjem delu ugrađen je izmenljivi deo i u nekim slučajevima je snabdeven zaštitnom rešetkom, na kojoj se pričvršćuje pokazivač nivoa. Ovakvi ciklon-filteri mogu da podnesu veliko preopterećenje u radu, jer imaju sopstveni sistem čišćenja.

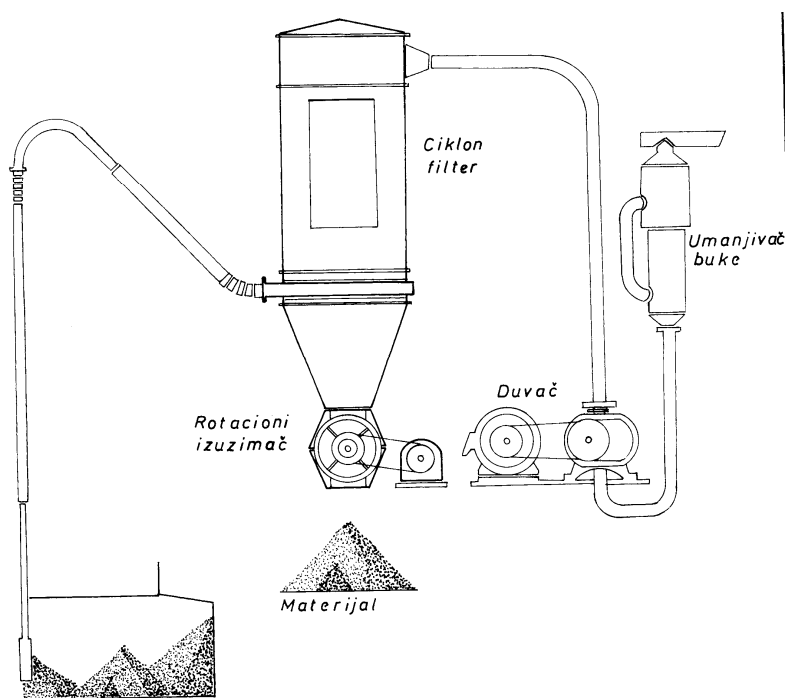


Sl. 2.14. Ciklon filter

TOTALNI ODVAJAČ

Jedna od mogućih primena ciklon-filtera u sistemu pneumatskog transporta prikazana je na sl. 2.15. Dobre osobine ovakvog sistema su:

- Nema gubitaka materijala, jer ima potpuno odvajanje prašine.
- Potpuno se prečišćava izlazni vazduh, a time se čuva klipni sistem duvača.
- Mali su troškovi održavanja, jer je mali broj delova izlođen zapušavanju.
- Mali je gubitak pritiska i zbog toga povećani kapacitet transporta.
- Mala potreba za smeštajnim prostorom, laka i kompaktna konstrukcija.



Sl. 2.15. Totalni odvajač

ROTACIONI IZUZIMAČ

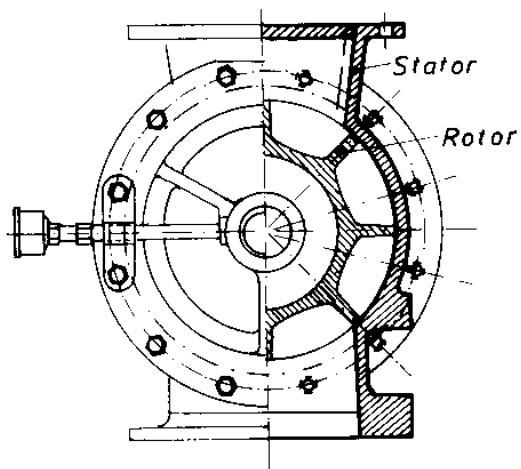
U sistemu pneumatskog transporta rotacioni izuzimač služi za zatvaranje strane koja je pod pritiskom i atmosfere kod istovremenog iznošenja materijala. Ima robusnu livenu konstrukciju od SL i jednostavne je izrade.

Zazor između rotora i statora ima direktnog uticaja na ispravan rad izuzimača, a određuje se uzimajući u obzir i vrstu materijala koja se transportuje. Tako na primer zazor između rotora i statora na izuzimaču kreće se u granicama od 0.20÷0.50mm zavisno od vrste materijala.

S obzirom na primenu i zaptivajuće dejstvo upotreba rotacionog izuzimača ograničena je na nadpritiske od 0.8bar.

Specijalne izvedbe rotacionih izuzimača su rotacioni fluidlift dozatori prilagođeni za ugradnju na cevovode za pneumatski transport.

Na sl. 2.16 dat je izgled rotacionog izuzimača.



Sl. 2.16. Rotacioni izuzimač

PRORAČUN PNEUMATSKOG TRANSPORTA

Pri projektovanju pneumatskog transporta za industrijske svrhe neophodno je prvenstveno odrediti parametre:

- tehnički kapacitet, G [kg/h]
- računsku dužinu transportnog cevovoda, $L_{\text{rač}}$ [m]
- koeficijent koncentracije smeće, C_k [kg/kg]
- transportnu brzinu vazduha, v_v [m/s]

Na osnovu ovako definisanih veličina pristupa se dimenzionisanju prečnika cevovoda i izračunavanju količine vazduha i pada pritiska.

TEHNIČKI KAPACITET POSTROJENJA

Tehnički kapacitet definiše se pomoću izraza:

$$G = \frac{G_{sr} \cdot k_1 \cdot k_2}{t}$$

gde je:

- G_{sr} - dnevna proizvodnja pogona,
- k_1 - koeficijent neravnomernog dodavanja materijala u pneumatsku liniju, (1÷1.5)
- k_2 - koeficijent povećanja kapaciteta i pogona,
- t - vreme rada u toku dana.

RAČUNSKA DUŽINA CEVOVODA

Računska dužina cevovoda dobija se sabiranjem dužine horizontalnih i vertikalnih deonica cevi i ekvivalentnih dužina koje proizilaze iz postojećih krivina, skretnica i dr. Ova se mesta zamenjuju dužinama jednakih otpora.

$$L_{ra\sim} = L_h + L_v + L_{ek} \quad [m]$$

gde je:

- L_h - dužina horizontalnog cevovoda u (m),
- L_v - dužina vertikalnog cevovoda, izračunava se od mesta napajanja do mesta priključenja, u (m),
- L_{ek} - ekvivalentne dužine krivina, u (m),

Ekvivalentne dužine krivina date su u tabeli 4. "Ekvivalentna dužina" leptir-zatvarača, prekretača uzima se; $L_{ek}=8m$, a za šibere $L_{ek}=4m$.

Tabela 4. Ekvivalentna dužina krivina ($L=90^\circ$)

Vrsta materijala	Dužine krive L_{ek} (m) pri R/d			
	4	6	10	20
Prašinasti	4 - 8	5 - 10	6 - 10	8 - 10
Zrnasti, jednoličan		8 - 10	12 - 16	16 - 20
Sitan, nejednoličan			28 - 35	38 - 45
Krupan, nejednoličan			60 - 80	70 - 90

KOEFICIJENT KONCENTRACIJE SMEŠE

Osnovni pokazatelji koji karakterišu režim rada postrojenja pneumatskog transporta su zasićenost struje vazduha česticama materijala koji se transportuje tj. koncentracija smeće.

Postoji masena koncentracija i zapreminska koncentracija. Pod tim se podrazumeva odnos masa ili zapremine transportovanog materijala i vazduha za transport.

Masena koncentracija:

$$C_k = \frac{G_m}{G_v}$$

gde je:

G_m - masa transportovanog materijala,

G_v - masa vazduha za transport.

Zapreminska koncentracija:

$$C_v = \frac{G_m \rho_v}{G_v \rho_m} = C_k \frac{\rho_v}{\rho_m}$$

gde je:

ρ_v - gustina vazduha,

ρ_m - srednja gustina materijala.

Kod usisnih postrojenja koeficijent koncentracije ograničen je veličinom vakuuma i kreće se u granicama: 0.5÷25. Kod potisnih postrojenja koeficijent koncentracije smeše je teorijski neograničen i kreće se od: 10÷150.

Pri projektovanju postrojenja pneumatskog transporta neophodno je odabrati optimalne vrednosti koncentracije smeše. Stepen koncentracije utiče na snagu postrojenja i njegove gabarite. Pri malim vrednostima C_k , raste snaga postrojenja na osnovu povećanja količine vazduha. Zbog toga male koncentracije su nepogodne za pneumatska postrojenja. Pri većim vrednostima C_k , smanjuje se potrošnja vazduha, pa je prema tome potrošnja energije manja.

Kod suviše velikih stepena koncentracije, postrojenje pneumatskog transporta radi na povišenom nad pritisku te se javlja potreba za kompresorskim postrojenjem sa uređajem za prečišćavanje vazduha (uljni odvajači i dr). Kod

visokih stepena koncentracije dolazi do začepljavanja cevovoda na kolenima i skretnicama.

Optimalne vrednosti stepena koncentracije smeše dobijaju se na osnovu eksperimentalnih ispitivanja pneumatskih postrojenja u radu. Za proračune mogu se koristiti podaci za C_k , dati u tabeli 5.

Tabela 5. Preporučene vrednosti za koeficijent koncentracije

Osnovna grupa	Brzina vazduha m/s	Koncentracija C_k kg/kg	Koeficijent otpora K
Sitan materijal	25 - 35	3 - 5	0.5 - 1.0
Zrnast materijal	16 - 25 20 - 30	3 - 8 15 - 25	0.5 - 0.7 0.3 - 0.5
Praškasti materijal	16 - 22	1 - 4	0.5 - 1.5
Vlaknasti materijal	15 - 18	0.1 - 0.6	1.0 - 2.0

GUBICI PRITISKA PRI STRUJANJU SMEŠE VAZDUHA I MATERIJALA

Ispitivanjem pneumatskog transporta i merenjem pokazalo se da promena pada pritiska ima linearnu zavisnost:

$$\frac{\Delta p_{sm}}{\Delta p_v} = (1 + C_k \cdot K)$$

gde je:

Δp_{sm} - pad pritiska pri kretanju mešavine,

Δp_v - pad pritiska pri kretanju čistog vazduha,

C_k - srednja masena koncentracija,

K - koeficijent kojim se uvećava pad pritiska pri kretanju mešavine u odnosu na strujanje čistog vazduha.

Data zavisnost izrađena prethodnom jednačinom, dokazana je ispitivanjem pneumatskih transporta pri koncentraciji smeše od 0.05 ÷ 25 kg/kg. Koeficijent K dobija se eksperimentalnim putem i u velikoj meri zavisi od brzine vazduha v_v . Ako je brzina veća, koeficijent K je manji i obrnuto. Pri većim brzinama vazduha, čestice materijala manje padaju na zidove cevovoda, a to smanjuje gubitke pritiska

na trenje. Pri manjim brzinama čestice materijala se više dodiruju sa zidovima cevovoda, a time se otpori povećavaju.

Na veličinu koeficijenta K , utiču fizička svojstva transportovanog materijala: oblik, dimenzije, specifična masa, prečnik cevovoda (K , se povećava sa povećanjem prečnika cevi). vrednosti koeficijenta K , za različite grupe materijala, dobijene eksperimentalnim putem, date su u tabeli 4-5.

Pad pritiska usled lokalnih otpora pri transportu smeše vazduha i materijala može se odrediti po formuli:

$$\Delta p_{lok} = (1 + K \cdot C_k) \cdot \xi_v \cdot \rho_v \cdot \frac{v_v^2}{2}$$

gde je:

ξ_v - koeficijent lokalnih otpora pri kretanju čistog vazduha.

Pri transportu u vertikalnim deonicama cevovoda, treba obezbediti dodatnu energiju, koja je potrebna za savlađivanje geodetske visine, tako nastaje pad pritiska, koji zavisi od koncentracije smeše C_k i visine dizanja H .

$$\Delta p_h = H \rho_v C_k \frac{v_v}{v_m}$$

Stvarna brzina u vertikalnom cevovodu pri kretanju na gore znatno je manja od brzine vazduha, $v_m = v_v - v_{leb}$ na osnovu toga se dobija:

$$\Delta p_h = H \rho_v C_k \frac{v_v}{v_v - v_{leb}}$$

Na deonicama, gde je cevovod više opterećen materijalom, a brzina materijala smanjena i na mestima skretanja cevovoda gde se troši energija vazdušne struje na savlađivanje inercije materijala, javlja se dodatni otpor, a može se izračunati kao:

$$\Delta p_r = K_r C_k \rho_v \frac{v_v}{2}$$

gde je:

K_r - (1 - 2.1), koeficijent otpora na savlađivanje inercijalnih, dobijen eksperimentalnim putem.

Koeficijent K_r , zavisi od fizičkih osobina materijala, brzine vazduha i drugih parametara, pri čemu manje vrednosti odgovaraju materijalima sa manjom specifičnom masom.

PRORAČUN POTISNIH I USISNIH SISTEMA PNEUMATSKOG TRANSPORTA

Većina niskopritisnih sistema pneumatskog transporta rade sa naporom do 10000 (Pa) = 0.1 (bar), a pri tom specifična gustina vazduha može da odstupa $\pm 10\%$. Takva odstupanja mogu se zanemariti pa se za pojednostavljenje proračuna uzima da je $\rho_v = 1.2 \text{ kg/m}^3 = \text{const}$.

Pri proračunu pneumatskog transporta zadatak je odrediti prečnik cevovoda d , kapacitet vazduha Q_v , ukupne padove pritisaka Σp_i , kao i izvršiti izbor instalacije (tip ventilatora, veličinu i površinu filtera, dimenzionisanje ciklona, veličinu fluid lift dozatora i rotacionih izuzimača).

Na osnovu poznate koncentracije smeše C_k , i proračunskog kapaciteta G , određuje se protok vazduha;

$$Q_v = \frac{G}{\rho_v \cdot C_k} \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

Na osnovu Q_v i zadate brzine vazduha v_v izračunava se prečnik cevovoda;

$$d = \sqrt{\frac{4Q_v}{\pi v_v}} \quad [\text{m}]$$

Na osnovu proračuna prečnika cevi d , usvaja se standardni prečnik cevovoda i izračunava tačna vrednost Q_v (i preračunava se C_k);

$$C_k = \frac{G}{\rho_v \cdot Q_v}$$

Za konačnu vrednost Q_v izračunava se prečnik ciklona;

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_c}{\pi}} \quad [\text{m}]$$

$$F_c = \frac{Q_v}{k} \quad [\text{m}^2]$$

$k = 1.7 \div 2.1 \quad [\text{m}^3/\text{m}^2\text{s}]$ - konstanta za visokoefikasan ciklon.

Otpor ciklona nalazi se pomoću;

$$\Delta p_{\text{cik}} = m \cdot Q_v^2$$

$m=0.15\div 0.20$ - koeficijent za ciklon

$$Q_v \text{ [m}^3\text{/min]}$$

Otpor za bateriju ciklona određuje se;

$$\Delta p_{\text{cik}} = \xi \cdot \frac{v_c^2}{2} \cdot \rho_v$$

gde je:

ξ - koeficijent otpora ciklonskih baterija,

v_c - ulazna brzina vazduha u ciklon (uzima se oko $15\div 20\text{m/s}$).

Takođe, potrebno je izvršiti proračun ventilacionog dela mreže, uzimajući u tom delu brzinu vazduha $10\div 15\text{m/s}$.

Određivanje veličine ukupnih otpora u mreži: Δp (N/m^2)

$$\Delta p = \left(\lambda \frac{\sum L_i}{d} + \sum \xi_i \right) \cdot \rho_v \cdot \frac{v_v^2}{2} \cdot (1 + K \cdot C_k) + \Delta p_h + \Delta p_r + \Delta p_{\text{ost}}$$

gde je:

λ - koeficijent trenja čistog vazduha o zidove cevi ≈ 0.020 ,

$\sum L_i$ - suma svih dužina cevovoda, horizontalnih, vertikalnih i ekvivalentnih dužina prema tabeli 4,

$\sum \xi_i$ - suma lokalnih otpora,

K - korekcionni faktor prema tabeli 5,

Δp_h - dodatna energija za savlađivanje geodetske visine,

Δp_r - gubici na savlađivanje inercijalnih sila, i

Δp_{ost} - ostali gubici u sistemu pneumatskog transporta.

Posle izračunavanja ukupnog pada pritiska u mreži i potrebe za vazduhom proračunava se naga motora radne mašine:

$$N = \frac{k_1 \cdot Q_v \cdot k_2 \cdot \Delta p}{1000 \cdot \eta_v} \quad [\text{kW}]$$

gde je:

$k_1=1.15$ - koeficijent koji uzima gubitke usled prisisanja u mreži,

$k_2=1.10$ - koeficijent koji uzima u obzir nepredviđene otpore u cevovodima,

$\eta_v=0.5\div 0.8$ - koeficijent korisnosti ventilatora duvaljke.

U usisnim postrojenjima, koja rade pri vakuumu preko 0.1bar, uz povećanje razređenosti po dužini transportnog cevovoda povećava se zapreminski protok vazduha, uz smanjenje njegove specifične mase. U vezi sa tim, pri konstantnom prečniku cevovoda povećava se brzina vazduha. Pošto bi se ta veličina menjala više od $\pm 10\%$, potrebno je dugačke trase cevovoda "razbijati" na deonice sa postepenim porastom prečnika. U tom slučaju dužina tih deonica se određuje računski iz jednačine, koja uzima u obzir termodinamičku promenu sastava vazduha pri konstantnoj temperaturi vazduha:

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2p_2^2} = \lambda \frac{L}{d} \cdot \rho_{v2} \cdot \frac{v_{v2}^2}{2}$$

gde je:

p_1 - pritisak na početku proračunske deonice,

p_2 - pritisak na kraju proračunske deonice,

ρ_{v2} - gustina vazduha na kraju proračunske deonice,

v_{v2} - brzina vazduha na kraju deonice.

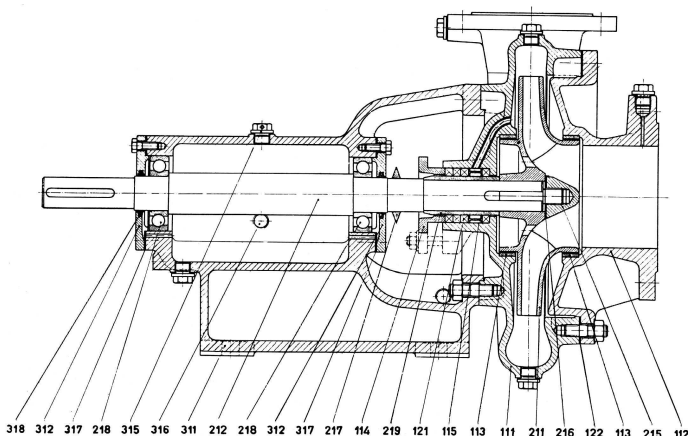
Ukoliko sistem radi na više paralelnih linija, i na različitim opterećenjima, za proračun se uzima linija sa najvišim opterećenjem.

3. PUMPE¹⁾, KOMPRESORI, VENTILATORI

3.1 PUMPE

U okviru ovog poglavlja će se razmatrati pumpe koje su najviše u upotrebi u procesnoj industriji, kao što su centrifugalne pumpe, propelerne pumpe, klipne pumpe, membranske pumpe, zupčaste pumpe, pužne pumpe i dr.

Centrifugalna pumpa sastoji se iz dva osnovna dela: rotora sa lopaticama i kućišta (statora) kojim se tečnost dovodi u rotor i uz povišeni pritisak iz njega odvodi (sl. 3.1.1). Rotor je pričvršćen na osovinu, pogonjenu najčešće elektromotorom, a ponekad parnom turbinom, vodnom turbinom ili motorom s unutrašnjim sagorevanjem. Kućište ima usisni i potisni nastavak, nosi ležajeve i zaptivače, i okružuje rotor.



Spisak glavnih delova pumpe:

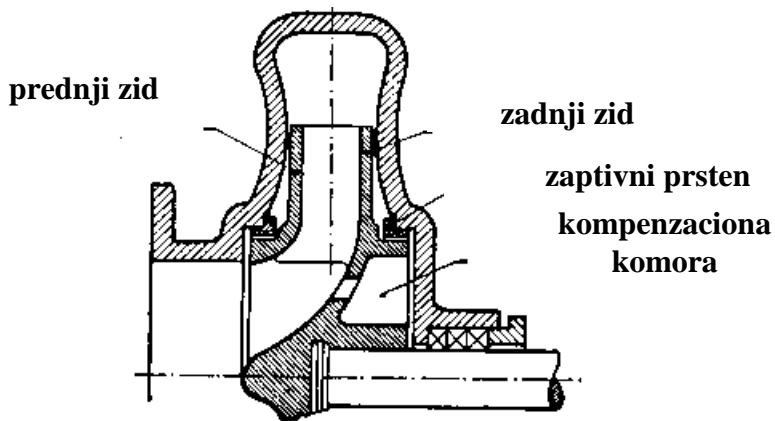
111 – Spiralno kućište	216 – Osigurač matice
112 – Poklopac spirale	217 – Osigurač matice
113 – Prsten	218 – Valjkasti ležaj
114 – Pritisna čaura	219 – Tuljak vratila
115 – H-prsten	311 – Nosač ležaja
121 – Zaptivna pletenica	312 – Poklopac ležaja
122 – Zaptivač poklopca spirale	315 – Vijak za odzračivanje
211 – Kolo rotora	316 – Pokazivač nivoa ulja
212 – Vratilo	317 – Zaptivač poklopca ležaja
215 – Matica kola rotora	318 – Zaptivni prsten

Sl.3.1.1. Jednostepena pumpa

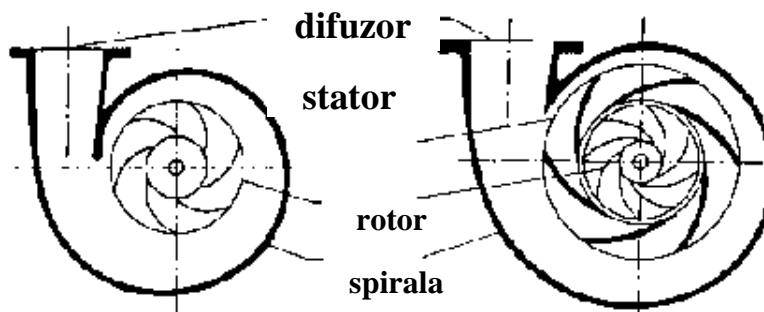
¹⁾ Požar, H.: Osnove energetike II, 1978.
Ristić, B.: Centrifugalne pumpe u hemijskoj industriji, 1975.
R. H. Perry.: Chem. Eng. Handbook, 1984.

Zaptivni prsten (sl. 3.1.2) ograničava na najmanju moguću meru strujanje tečnosti iz potisnog u usisni deo. Usisnim nastavkom dovodi se tečnosti u rotor. Tu lopatice sa čeonim vencima (prednji i zadnji venac, sl. 3.1.2) formiraju kanale, u kojima se tečnost ubrzava, pa mu je na izlazu apsolutna brzina veća nego na ulazu. Kinetička energija tečnosti delimično se pretvara u energiju pritiska u potisnom delu kućišta.

To pretvaranje se odvija ili u spiralnom delu kućišta i u potisnom nastavku (sl. 3.1.3a) ili među statorskim lopaticama (sl. 3.1.3b). Ako nema statorskih lopatica, najveći deo kinetičke energije transformiše se u koničnom nastavku, a inače se sva transformacija obavlja među njima. Danas se najviše horizontalnih jednostepenih pumpi izvodi bez statorskih lopatica.

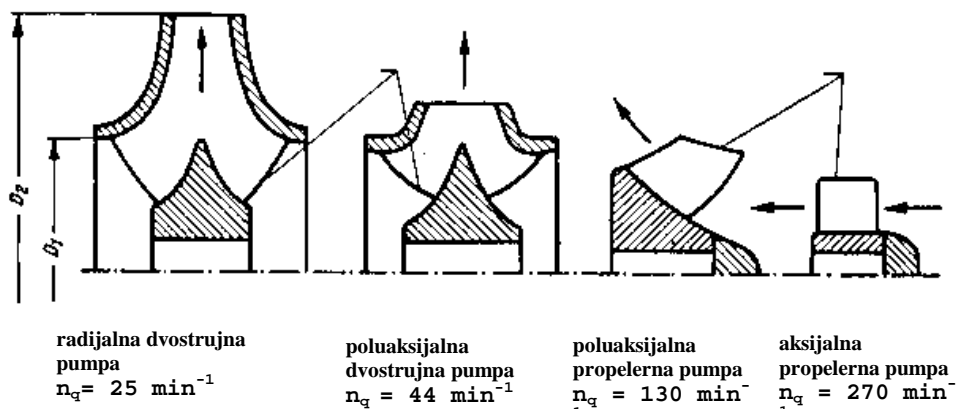


Sl. 3.1.2. Jednostrujna pumpa sa zaptivnim prstenom i kompezacionom komorom



Sl. 3.1.3. Spiralno kućište i statorske lopatice pumpe

Oblik i dužina lopatica (sl. 3.1.4) zavise od specifičnog broja obrtaja, koji je definisan kao i za turbine. Tipovi pumpi su okarakterisani smerom strujanja tečnosti u rotoru. Oni ogovaraju Francisovim i propelernim turbinama.



Sl. 3.1.4. Oblik pumpi različitog broja obrtaja

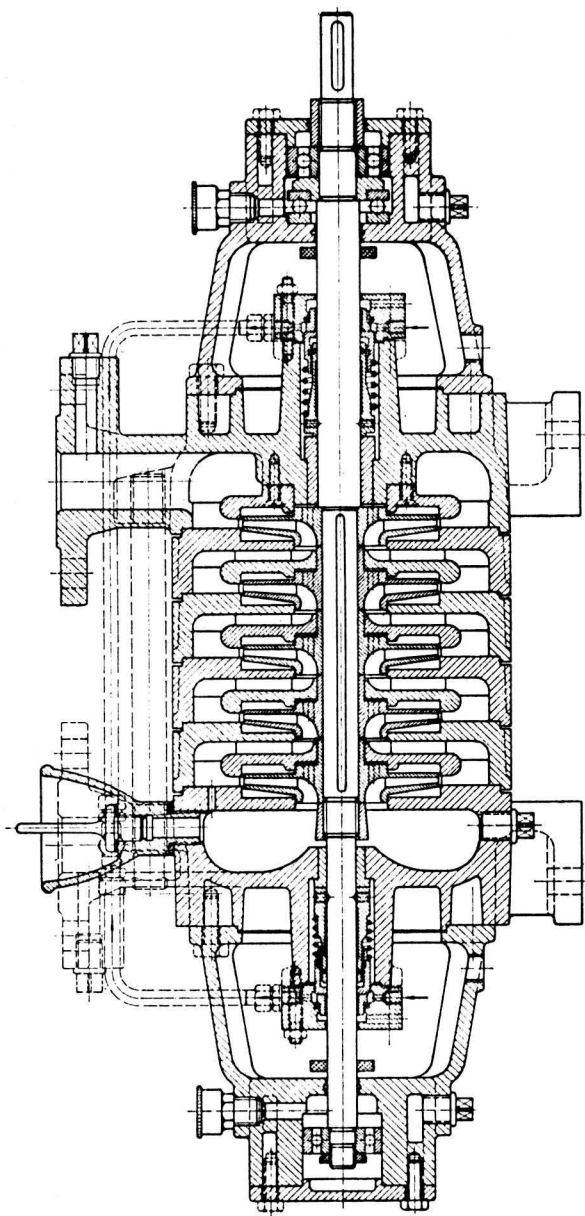
Tabela 1, sadrži karakteristike četiri tipova pumpi za protok od $0.15 \text{ m}^3/\text{s}$. Rotori se izvode i kao dvostrujni, kojima tečnost dotiče sa obe strane (sl. 3.1.4a, b). Kad je reč o velikim visinama pumpanja i kad se potrebni pritisak ne može dovoljno ekonomično ostvariti jednim rotorom, prave se višestepene pumpe, s više rotora spojenih u seriju (sl. 3.1.5).

Tabela 1: Primer karakteristika za tipove pumpi različitih Specifičnih brojeva obrtaja

		I	II	III	IV
Specifični broj obrtaja	$n_Q, \text{ min}^{-1}$	25	44	130	270
Protok	$Q, \text{ m}^3/\text{s}$	0.150	0.150	0.150	0.150
Visina pumpanja	$H, \text{ m}$	21	15	10	6
Broj obrtaja	$n, \text{ min}^{-1}$	870	1160	1750	2600
Spoljašnji prečnik	$D_2, \text{ m}$	0.480	0.305	0.255	0.180
Odnos unutrašnjeg i spo-ljašnjeg prečnika	D_1/D_2	0.5	0.7	0.9	1.00

gde je:

- I - Radijalna dvostrujna pumpa
- II - Poluaksijalna dvostrujna pumpa
- III - Poluaksijalna propelerna pumpa
- IV - Aksijalna propelerna pumpa

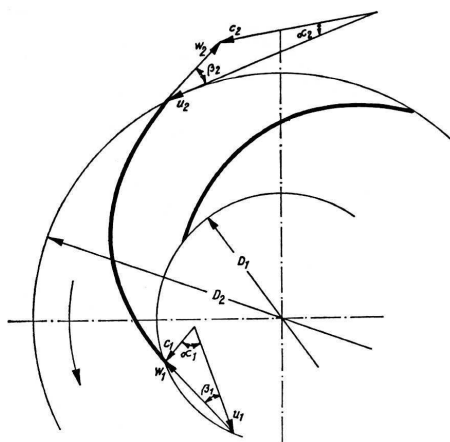


Sl. 3.1.5. Primer izvođenja visokopritisne pumpe

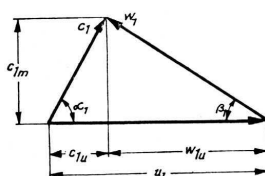
Kod centrifugalnih pumpi osovina može biti horizontalna ili vertikalna, već prema pogonskoj mašini ili prema pogonskim uslovima.

TEORIJSKA VISINA PUMPANJA

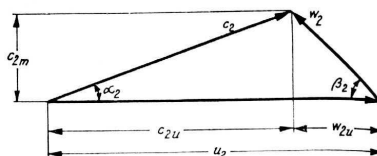
Energetski odnosi u pumpi mogu se posmatrati kao na način kod vodenih turbina. Polazeći od brzina na ulazu i na izlazu iz kanala među lopaticama rotora (sl. 3.1.6), određuju se ulazni i izlazni trouglovi brzina (sl. 3.1.7).



Sl.3.1.6. Brzine u rotoru pumpe



a)



b)

Sl. 3.1.7. Trouglovi brzina:

- a) ulaz u rotor;
- b) izlaz iz rotora

Izraz za snagu koju rotor predaje tečnosti za protok 1 kg/s, iznosi:

$$W_i = \oint p \cdot dV \quad [W]$$

gde je:

- c - apsolutna brzina strujanja ,
- u - obimna brzina strujanja ,
- nj - relativna brzina strujanja.

Pomoću kosinusne teoreme iz izraza , se dobija:

$$N = u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1 = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}$$

Obe relacije važe za pumpu kroz koju protiče 1 kg/s tečnosti. Uzevši da je $N = g \cdot H_p$, gde je H_p teorijska visina pumpanja, dobija se:

$$H_p = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$$

Pri ovome treba napomenuti da su c_1 i c_2 stvarne brzine čestica, a α_1 i α_2 uglovi kojima je određen njihov smer, pa je H_p i stvarna teorijska visina pumpanja.

Međutim, nisu poznate ni stvarne brzine i njihovi stvarni smerovi, pa se teorijski proračuni često sprovode uz pretpostavku da uglovi strujanja tačno odgovaraju uglovima lopatica. Zbog toga se dobija veća teorijska visina pumpanja, koja se naziva Ojlerova (Eulerova) visina pumpanja (H_e). Ona ima veću vrednost od H_p .

Ta razlika, međutim, ne znači gubitak energije, već samo manju teorijsku visinu pumpanja jer H_p odgovara stvarnim odnosima u pumpi. Ojlerova visina pumpanja mogla bi se ostvariti samo ako bi pumpa imala beskonačno mnogo lopatica, pa bi strujanje sledilo njihov oblik.

Zbog konačnog broja lopatica povećava se ugao α_2 na izlazu iz rotora, pa se zato smanjuje komponenta c_{2u} , a to je glavni razlog za razliku između H_e i H_p .

U daljem razmatranju računae se sa stvarnim brzinama i stvarnim smerovima tih brzina uz napomenu da se dijagrami na sl. 3.1.7 odnose na te brzine i smerove.

Prema sl. 3.1.7 dobija se:

$$c_{2u} = u_2 - w_{2u} = u_2 - c_{2m} \cdot \text{ctg}\alpha_2$$

$$c_{1u} = u_1 - w_{1u} = u_1 - c_{1m} \cdot \text{ctg}\alpha_1$$

Ako se vrednost za c_{1u} i c_{2u} uvrste u izraz (3), te se uzme da je protok kroz pumpu:

$$Q = A_1 c_{1m} = A_2 c_{2m}$$

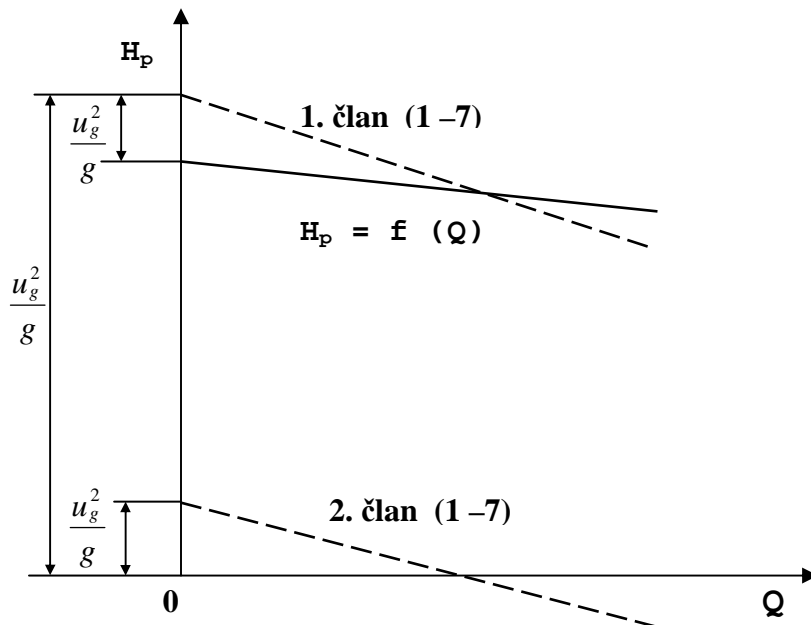
teorijska visina pumpanja H_p može se prikazati izrazom:

$$H_p = \left(\frac{u_2^2}{g} - \frac{Q}{g} \frac{u_2}{A_2} \text{ctg} \alpha_2 \right) - \left(\frac{u_1^2}{g} - \frac{Q}{g} \frac{u_1}{A_1} \text{ctg} \alpha_1 \right)$$

U relaciji su A_1 i A_2 površine preseka kanala među lopaticama rotora normalne na komponente c_{1m} i c_{2m} . Kada se posmatra izvedena pumpa koja rotira sa konstantnim brojem obrtaja, teorijska visina pumpanja zavisi samo od protoka Q jer brzine u_1 i u_2 , površine A_1 i A_2 i uglovi α_1 i α_2 imaju konstantne vrednosti.

Ulazni ugao α_1 ima vrednosti od 15 do 50°, a izlazni ugao α_2 se kreće u granicama 15 do 35° (najčešće 20 - 25°).

Zavisnost H_p od Q se vidi na (sl. 3.1.8). Za vrednost uglova α_1 i α_2 , koji se normalno u praksi pojavljuju, teorijska visina pumpanja opada sa protokom.



Sl. 3.1.8. Teorijska visina pumpanja H_p u zavisnosti od protoka Q

U pumpi bez gubitaka korisna snaga je jednaka upotrebljenoj, a određuje se iz relacije:

$$N_p = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_p \quad [\text{W}]$$

gde su:

ρ - specifična masa fluida u $[\text{kg}/\text{m}^3]$,

g - gravitacija,

Q - protok fluida u $[\text{m}^3/\text{s}]$,

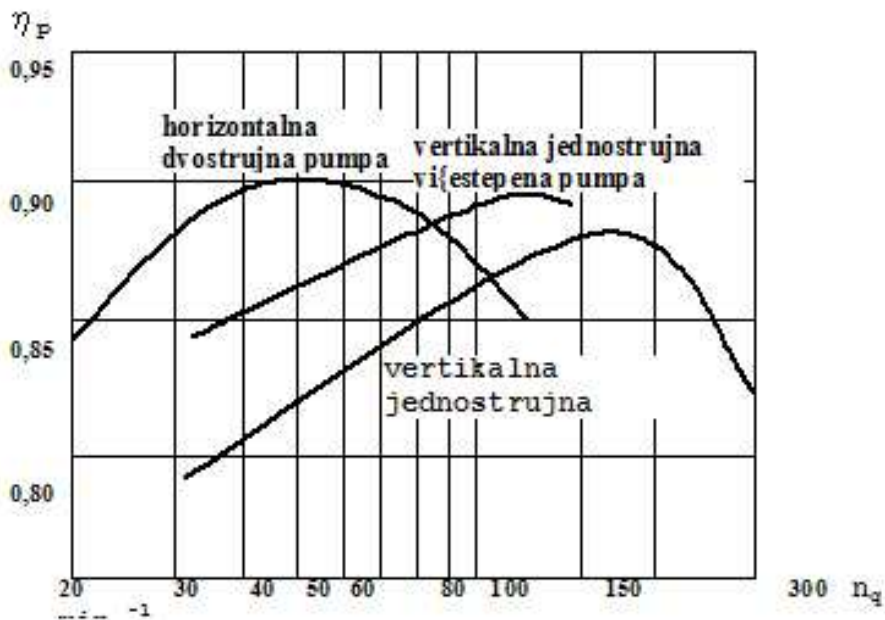
H_p - teorijska visina pumpanja u $[\text{m}]$.

STEPEN ISKORIŠĆENJA PUMPE

Stepen iskorišćenja pumpe η_p jednak je proizvodu hidrauličkog, zapreminskog i mehaničkog stepena korisnosti, pa je:

$$\eta_p = \eta_h \eta_v \eta_m$$

U relaciju nisu uključeni gubici zbog povratnog strujanja jer se posmatraju slučajevi za optimalni protok. Stepen korisnosti pumpe zavisi od tipa pumpe i od specifičnog broja obrtaja. Kad je specifični broj obrtaja velik, povoljnije su vertikalne pumpe poluaksijalne i aksijalne, jer se postiže veći stepen iskorišćenja (sl.3.1.9).



Sl. 3.1.9. Stepen iskorišćenja različitih tipova pumpi u zavisnosti od broja obrtaja

POGONSKA KARAKTERISTIKA PUMPNOG POSTROJENJA

Pumpno postrojenje sastoji se iz usisnog cevovoda, kojim se tečnost dovodi iz donjeg rezervoara, pumpe i potisnog cevovoda, kroz koji tečnost struji u gornji rezervoar (sl. 3.1.10).

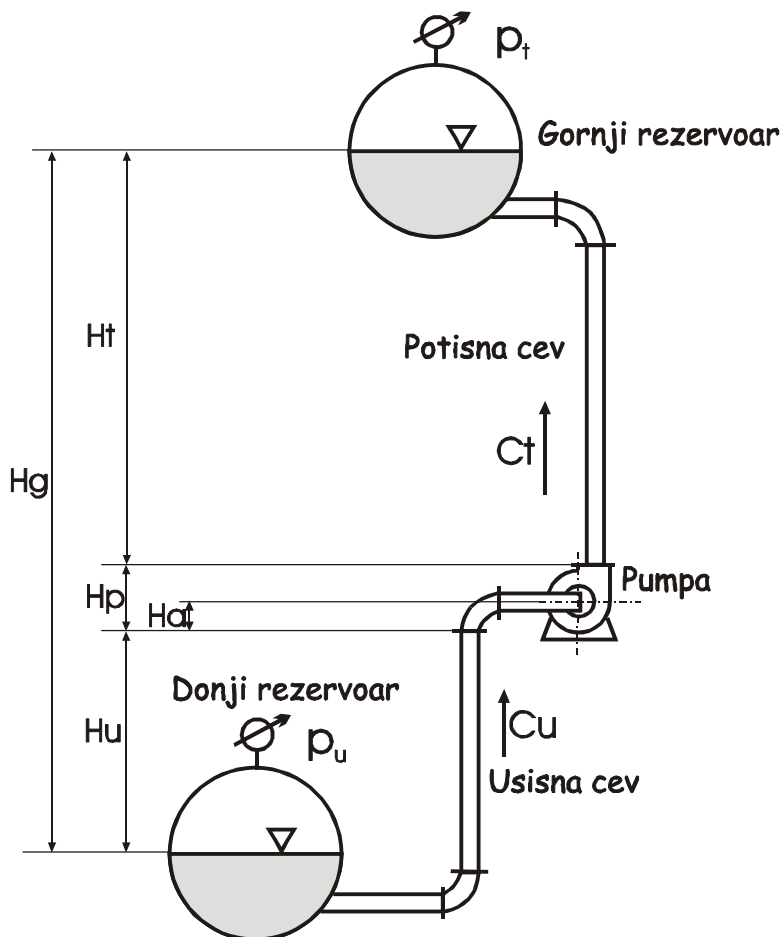
Razlika između nivoa tečnosti u gornjem i donjem rezervoaru naziva se geodetska visina pumpanja (H_g na sl. 10), a to je stvarna visina pumpanja koja se postiže delovanjem pumpe. Da se dostigne ta visina dizanja, potrebno je savladati razliku pritisaka koji deluju na površine gornjeg i donjeg rezervoara, otpore strujanja u usisnom i potisnom cevovodu. Ako se postavi Bernulijeva jednačina za stanja na ulazu u usisni cevovod i na izlazu iz potisnog cevovoda, dobija se:

$$\frac{p_u}{\rho} + gH + \frac{c_u^2}{2} = \frac{p_t}{\rho} + gH_g + \frac{c_t^2}{2} + w_R$$

U izrazu je gH energija koju masi od 1kg/s tečnosti predaje pumpa, a w_R su gubici energije zbog trenja u usisnom i potisnom cevovodu, ne računajući gubitke u pumpi. Potrebna visina pumpanja može se odrediti iz prethodnog izraza kao:

$$H = \frac{p_t - p_u}{g\rho} + H_g + \frac{c_t^2 - c_u^2}{2g} + \frac{w_R}{g}$$

Kad su rezervoari otvoreni, pritisci p_t i p_u jednaki su atmosferskom koji vlada na mestima gde su oni postavljeni. Ako je visina pumpanja mala, prvi se član može zanemariti, a za veće visine pumpanja on ima negativnu vrednost. Brzine u usisnom i potisnom cevovodu praktično su jednake jer se ni dimenzije usisnog i potisnog cevovoda, normalno, ne razlikuju. Gubici u cevovodu proporcionalni su kvadratu protoka.



Sl. 3.1.10. Šema pumpnog postrojenja

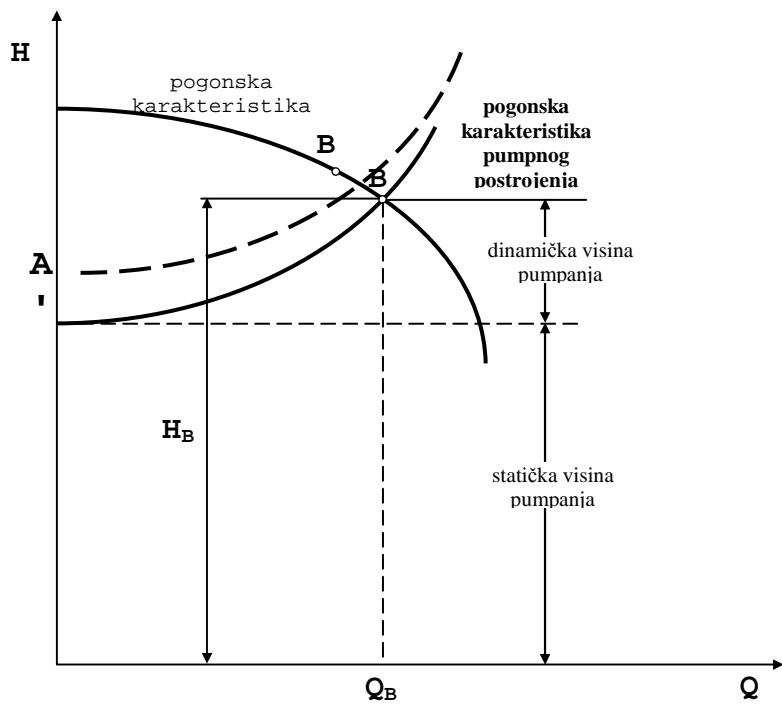
Visina pumpanja za neku pumpu zavisi, dakle, od protoka Q , a ona je zapravo visina pumpanja koju mora obezbediti pumpa da bi se tečnost podigla na visinu H_g iznad nivoa u donjem rezervoaru.

Potrebna visina dizanja naziva se i pogonska karakteristika pumpnog postrojenja, a ona je, kao i karakteristika pumpe, funkcija protoka.

Ako se u isti dijagram nacrtaju pogonske karakteristike pumpe i pumpnog postrojenja (sl. 3.1.11), u preseku te dve karakteristike određena je radna (pogonska) tačka cevovoda (B na sl. 3.1.11).

Uz konstantni broj obrtaja protok se kroz pumpu menja uz pomoć promene pogonske karakteristike pumpnog postrojenja, napr. pritvaranjem ventila ugrađenog u cevovod. Tada će se pogonska karakteristika postrojenja brže povećavati sa porastom protoka, pa će protok kroz pumpu postati manji. Sa druge strane, kada nivo u gornjem rezervoaru raste sa trajanjem pogona pumpe, povećava

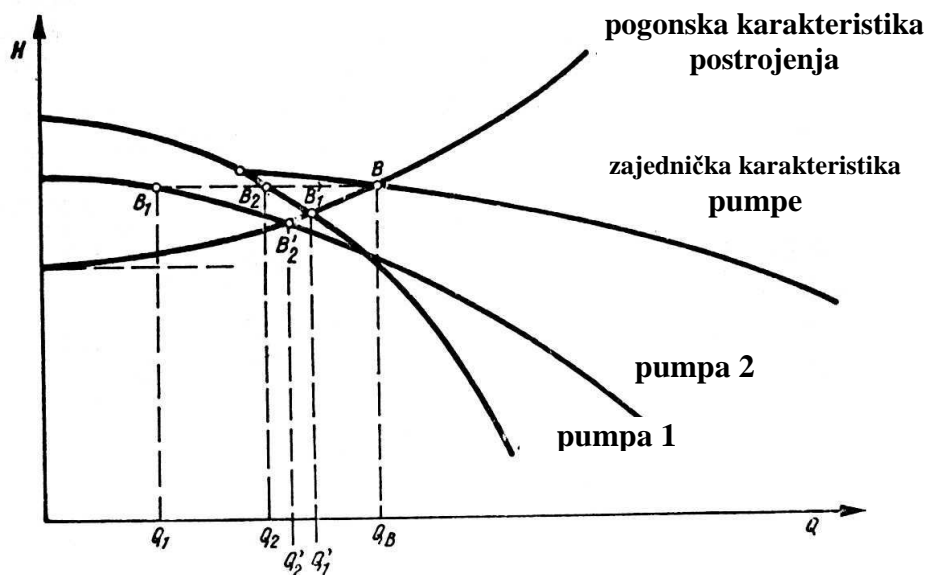
se statička visina pumpanja (sl. 3.1.11), stoga će se pogonska karakteristika postrojenja paralelno pomaći (A' B' na sl. 3.1.11) uz smanjeni protok.



Sl. 3.1.11. Određivanje pogonske tačke V pumpnog postrojenja

PARALELNI POGON PUMPI

Ako više pumpe prenosi tečnost kroz zajednički cevovod, govori se o tome da pumpe rade paralelno. Zajednička pogonska karakteristika u paralelnom pogonu dobija se tako što se sabiraju protoci pojedinih pumpi uz jednaku visinu pumpanja (sl. 3.1.12).



Sl. 3.1.12. Paralelni rad pumpi

Pogonska tačka postrojenja određena je presekom B pogonske karakteristike postrojenja i zajedničkih karakteristika pumpi, a protoci Q_1 i Q_2 kroz pumpu 1 i 2 odgovaraju tačkama B_1 i B_2 na karakteristikama pumpi, ali za visinu pumpanja koja je jednaka onoj za tačku B. Pri tome važi relacija:

$$Q_1 + Q_2 = Q_B$$

jer je za taj uslov i nacrtana zajednička karakteristika. Protok Q_B u paralelnom pogonu uvek je manji od zbira protoka Q_1 i Q_2 koji bi se ostvarili kad bi svaka pumpa zasebno radila. Osim toga, ako su pumpe odabrane tako da postižu maksimalni stepen korisnosti uz Q_1 i Q_2 , u paralelnom će pogonu pumpno postrojenje imati niži stepen korisnosti.

Razlika između protoka Q_B i protoka $Q'_B = Q_1 + Q_2$ biće manja što je manji otpor cevovoda, a to se postiže povećavajući prečnik cevovoda.

USISNA VISINA PUMPE

Usisna visina horizontalne pumpe je visinska razlika između sredine njene osovine i nivoa tečnosti u donjem rezervoaru, što odgovara zbiru H_u i H_a na sl. 1-10. Kad je osa pumpe vertikalna, usisna visina je razlika između najviše ulazne tačke rotorske lopatice prvog stepena pumpe i nivoa u donjem rezervoaru.

Usisna visina ne sme preći neku maksimalnu vrednost jer bi tečnost tada počela da isparava i nastala bi kavitacija sa pratećim negativnim pojavama. Za određivanje maksimalne usisne visine važi sledeća relacija:

$$H_{s \max} = \frac{p_u}{\rho g} - \frac{p_s}{\rho g} - \sigma H$$

Treba spomenuti da je p_s pritisak isparavanja tečnosti, koji je funkcija od temperature, σ koeficijent kavitacije, a H visina pumpanja postignuta jednim stepenom pumpe. Za praktične proračune koeficijent kavitacije izračunava se iz relacije:

$$\sigma = 0.0014 \sqrt[3]{n_q^4}$$

Maksimalna usisna visina prema izrazu može imati i negativnu vrednost ako tečnost ima visoku temperaturu i ako su visina pumpanja i specifični broj obrtaja pumpe veliki. Tada se pumpno postrojenje mora izvesti tako da donji rezervoar bude iznad pumpe, pa tečnost gravitaciono dotiče.

Broj obrtaja radnog kola pumpe, pri kome ono troši snagu od 0.736 kNJ ostvaruje pritisak-napor od 1.0 m, naziva se specifični broj obrtaja.

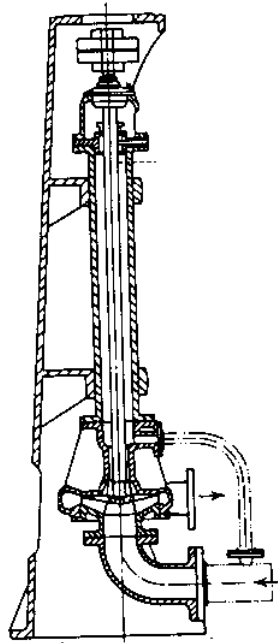
Između specifičnog broja obrtaja n_q , protoka Q (m^3/s) i napora H (m) i oroja obrtaja radnog kola n (min-1) postoji sledeća zavisnost:

$$n_q = 3.65 \cdot \frac{nQ^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Ovaj izraz pokazuje da će pri većem protoku i broja obrtaja i manjem naporu biti veći specifični broj obrtaja.

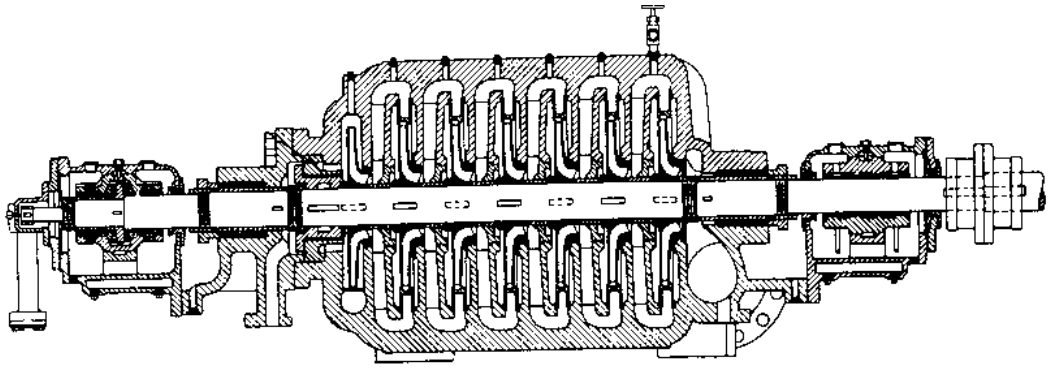
U narednom tekstu biće prikazano nekoliko tipova pumpi korišćenih u procesnoj industriji.

Na sl. 3.1.13, prikazana je vertikalna proces pumpa.



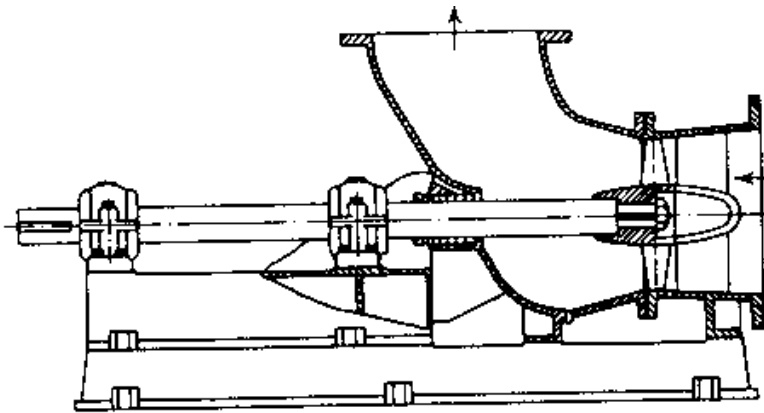
Sl. 3.1.13. Vertikalna proces pumpa

Na sl. 3.1.14, prikazana je višestepena (sedmostepena) pumpa.



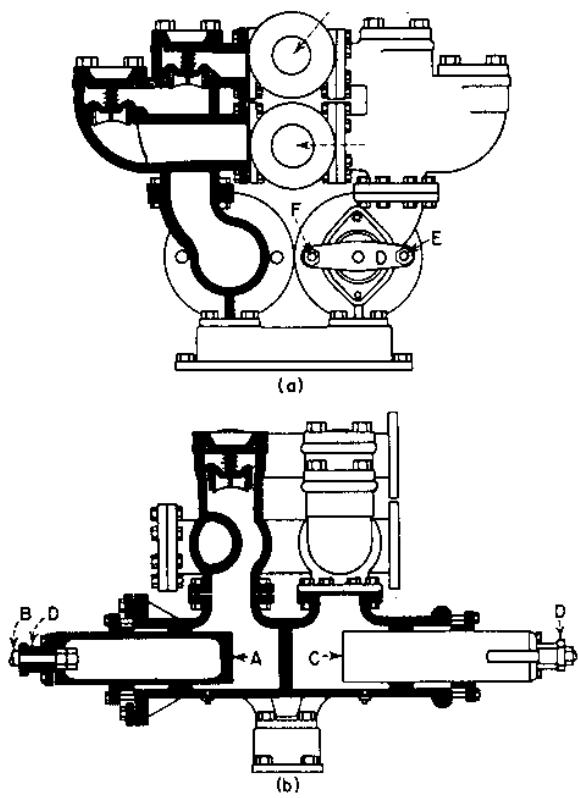
Sl. 3.1.14. višestepena pumpa.

Na sl. 3.1.15, prikazana je aksijalna propelerna pumpa sa kolenom.



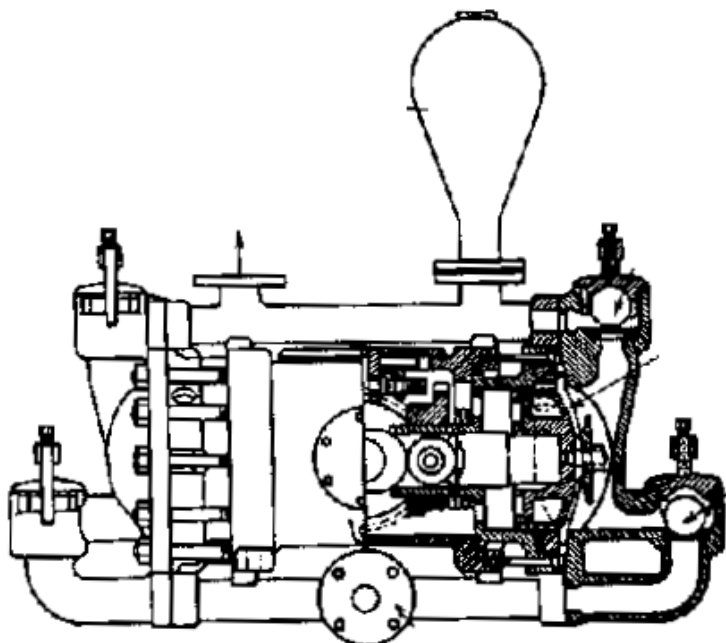
Sl. 3.1.15. Propelerna pumpa

Na sl. 3.1.16, prikazana je dvostruka klipna pumpa prostog dejstva.



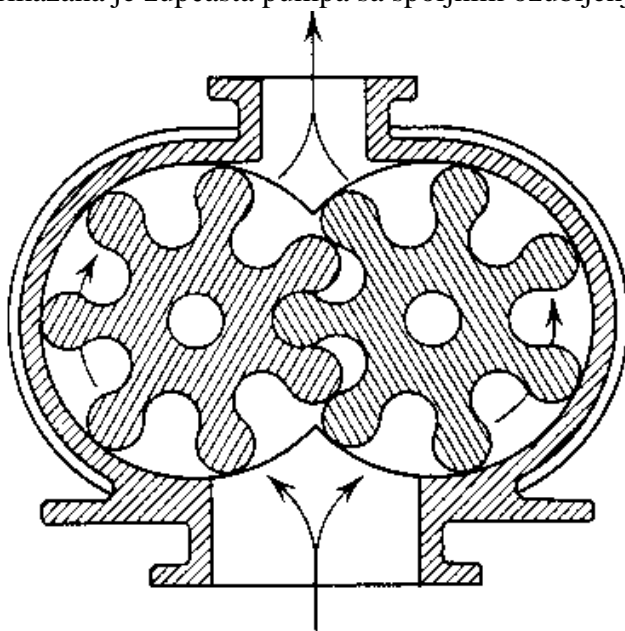
Sl. 3.1.16. Klipna pumpa

Na sl. 3.1.17, prikazana je pneumatska pumpa pokretana membranom.



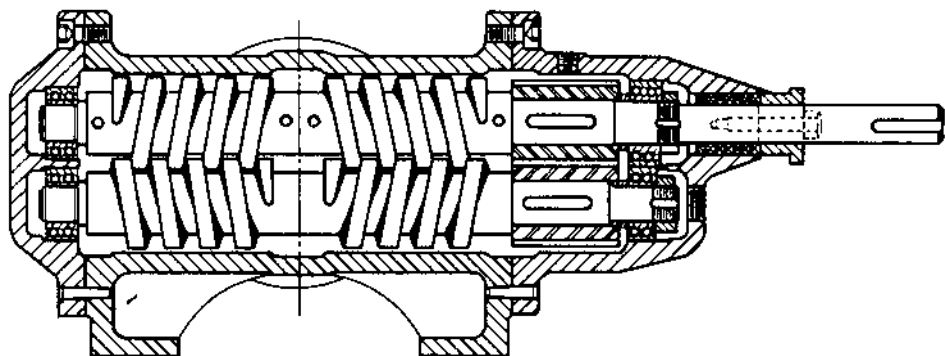
Sl. 3.17. Pneumatska pumpa

Na sl. 3.1.18, prikazana je zupčasta pumpa sa spoljnim ozubljenjem.



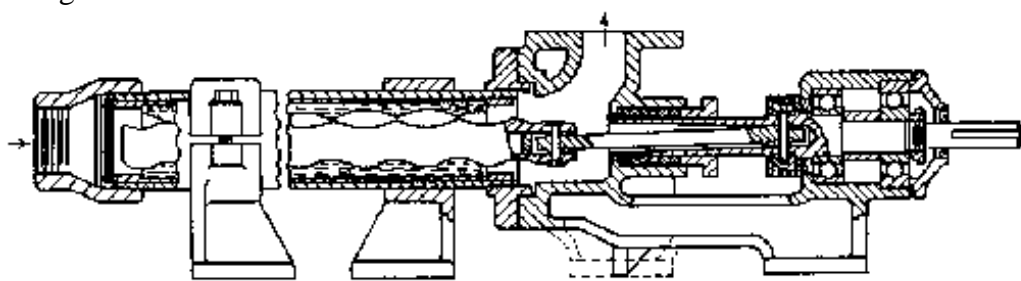
Sl. 3.1.18. Zupčasta pumpa

Na sl. 3.1.19, prikazana je zavojna pumpa sa dva zupčasta vratila.



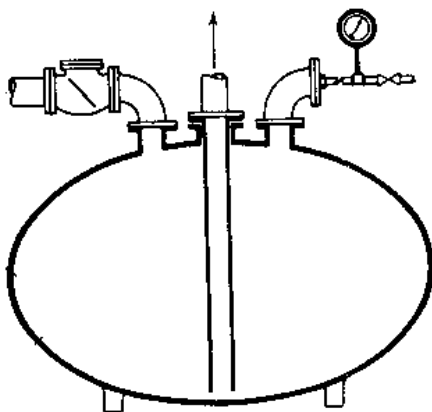
Sl. 3.1.19 Zavojna pumpa

Na sl. 3.1.20, prikazana je zavojna pumpa sa jednim vratilom i elastičnom oblogom.



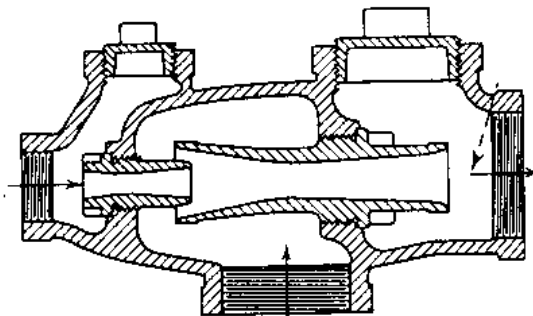
Sl. 3.1.20. Zavojna pumpa

Na sl. 3.1.21, prikazana je pulzometar pumpa.



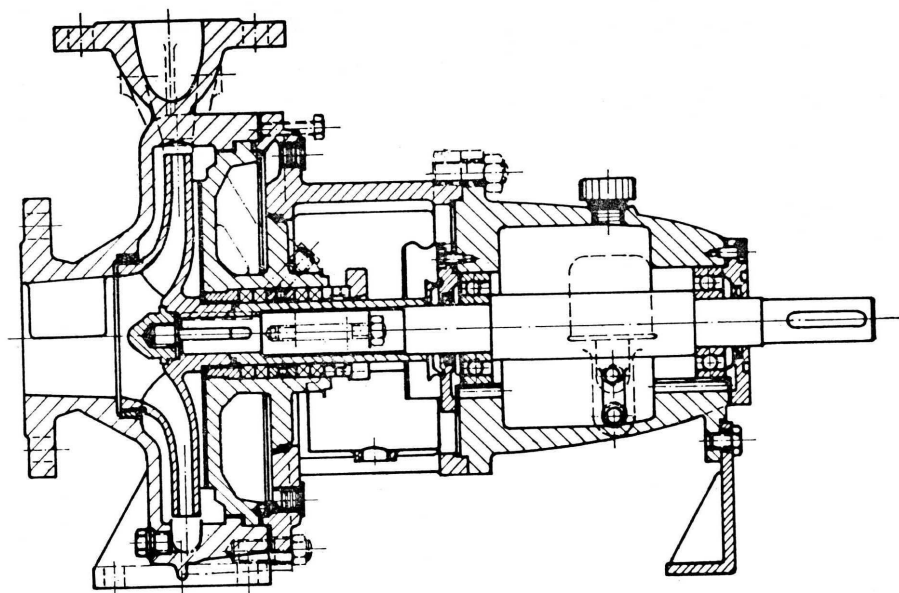
Sl. 3.1.21. Pulzometar pumpa

Na sl. 3.1.22, prikazana je ejektor pumpa.



Sl. 3.1.22. Ejektor pumpa

Na sl. 3.1.23, prikazana je hemijska centrifugalna pumpa.



Sl. 3.1.23 Hemijska centrifugalna pumpa

3.2 KOMPRESORI¹⁾

Kompresori su mašine koje energiju dobijenu od motora predaju gasu. U kompresorima se sabijaju razni gasovi kao: vazduh, vodonik, gas iz visokih peći, ugljendioksid, zemni gas i dr.

Prema konstrukciji i načinu sabijanja gasa kompresori se dele u dve osnovne grupe: turbo i klipne kompresore.

TURBO KOMPRESORI

Gas neprekidno prolazi kroz kompresor pri čemu se energija predaje gasnoj struji. Rad je ravnomeran i nema pulzacije pritiska. Turbo kompresori najčešće se izrađuju kao višestupni. Glavni delovi jednog stupnja su: predkolo, radno kolo, zakolo, vratilo i kućište. Ovi kompresori se mogu podeliti prema pravcu strujanja na: radijalne i aksijalne. Radijalni su podesniji za potrebe višeg stepena sabijanja gasa i za manje protoke, dok su aksijalni za veće protoke i manje stepene sabijanja.

Turbo kompresori se grade za stepen sabijanja po jednom stupnju od 1.15-1.85, a ukupan pritisak do 10bar. Rade tiho, bez potresa jer nemaju oscilatornih masa. Kod ovih kompresora ne dolazi do mešanja ulja za podmazivanje sa gasom.

SNAGA I STEPEN KORISNOSTI

Gasna struja prima snagu:

$$N_K = \frac{Q \cdot H}{1000} \quad [\text{kW}]$$

gde su:

Q - protok gasa u [m³/h],

H - napor kompresora u [Pa].

Vratilu kompresora mora se dovesti veća snaga od N_K , zbog gubitaka mehaničke i aerodinamičke prirode i ta snaga iznosi:

$$N = \frac{N_K}{\eta} \quad [\text{kW}]$$

gde je:

η - ukupni stepen korisnosti.

Motor kompresora mora posedovati energiju:

¹⁾ Dr Tolmač, D.: Pneumatski transport, 1991.

$$N_m = (1.1 - 1.2) \cdot N \quad [\text{kW}]$$

SPECIFIČNI BROJ OBRTAJA

Veličina koja određuje i karakteriše kompresor, a ne sadrži član koji predstavlja konstruktivnu veličinu kompresora je specifični broj obrtaja i prikazan je izrazom:

$$n_s = n \frac{\sqrt{Q_1}}{\sqrt[4]{H^3}}$$

gde su:

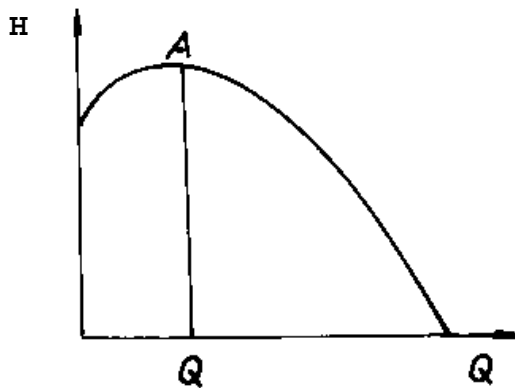
- n - broj obrtaja u minuti,
- Q_1 - usisna zapremina gasa u $[\text{m}^3/\text{s}]$,
- H - napor kompresora u $[\text{Pa}]$.

Kompresori se mogu razvrstati prema veličini specifižnog broja obrtaja, sračunatog za jedan stupanj, na:

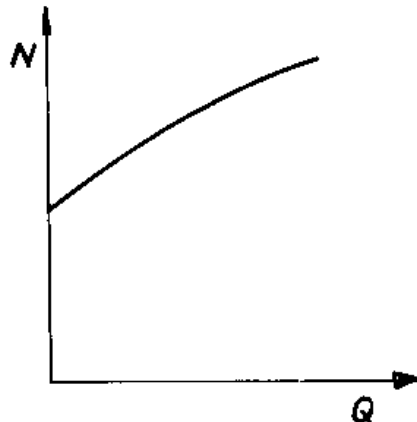
- radijalne za $n_s=11 - 48$,
- aksijalne za $n_s=80 - 400$.

RADNE KRIVE

Zavisnost između protoka i napora za izvedeni kompresor određuje se ogledima i prikazuje dijagramom Q-H, sl. 3.2.1. Korisno je poznavati Q-H krivu za svaki kompresor, jer za protoke manje od Q_A rad kompresora je nestabilan. U tom području jednom naporu odgovaraju dve veličine protoka, a kompresor će naizmenično prekidati usisavanje gasa. Ovo može dovesti do vibracija kompresora, i rad u tom području se ne dozvoljava.

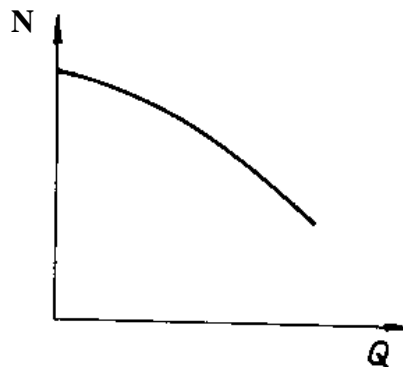


Sl. 3.2.1.
Zavisnost protoka od napora



Sl. 3.2.2.
Zavisnost snage od protoka
radijalnog kompresora

Snaga kompresora se menja sa promenom protoka i to zavisno od vrste kompresora. Kod radijalnog kompresora snaga raste sa porastom protoka, sl. 3.2.1, a kod aksijalnog opada, sl. 3.2.3.



Sl. 3.2.3. Zavisnost snage od protoka aksijalnog kompresora

KLIPNI KOMPRESORI

Kod klipnih kompresora sabijanje se vrši pravolinijskim kretanjem klipova u zavisnosti od otvaranja i zatvaranja ventila (sl. 4). Karakteristična veličina je geometrijska radna zapremina:

$$V_h = z \cdot d^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot s \cdot n \cdot 60 \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

gde je:

z - broj cilindara,

- d - unutrašnji prečnik cilindra u [m],
- s - hod klipa u [m],
- n - broj obrtaja u minuti.

Za razliku od turbo kompresora, klipni kompresori sabijaju gas neravnomerno - sa pulzacijom pritiska. Izvode se kao jednostepeni i višestepeni. Glavni delovi klipnih kompresora su: cilindar sa klipom, klipnjača, kolenasto vratilo, usisni i potisni ventil i kućište. Klipni kompresori se grade za stepen sabijanja u jednom strupnju do maksimum 7 bar, a obično 3 bar.

SNAGA I STEPEN KORISNOSTI

Snaga koju kompresor daje gasu iznosi:

- ◆ za kompresor sa jednostranim radom:

$$N_K = \frac{A \cdot p_i \cdot s \cdot n}{1000} \quad [\text{kW}]$$

- ◆ za kompresor sa obostranim radom:

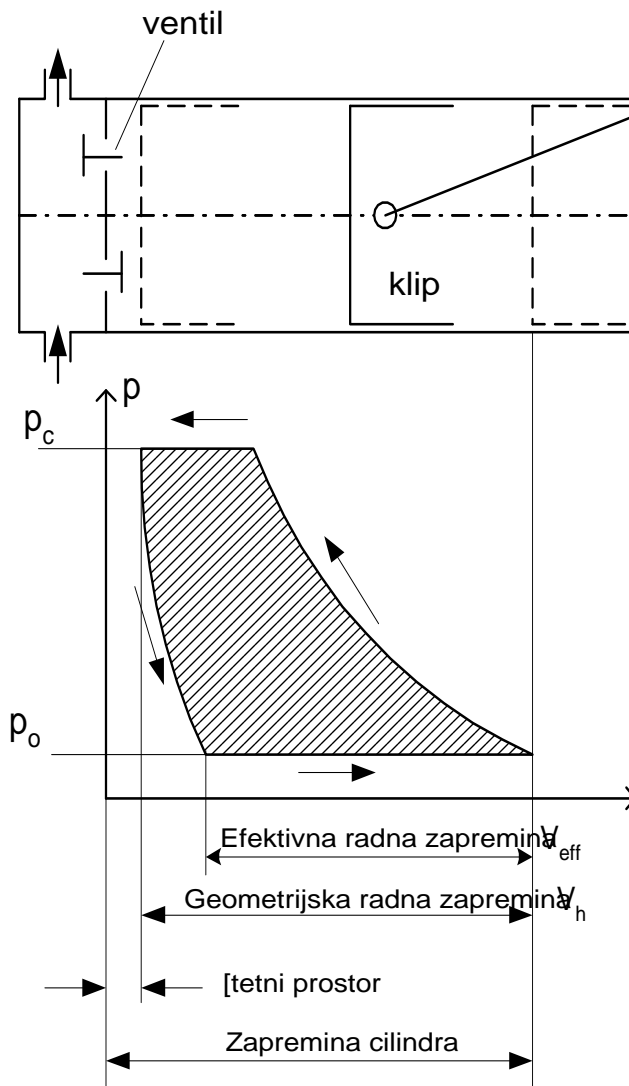
$$N_K = \frac{2A \cdot p_i \cdot s \cdot n}{1000} \quad [\text{kW}]$$

gde su:

- A - površina klipa u [m²],
- p_i - srednji indikatorski pritisak u [N/m²],
- s - hod klipa u [m],
- n - broj obrtaja u [s⁻¹].

Snaga koju kompresor dobije na vratilu N, veća je zbog gubitaka, pa je koeficijent korisnosti:

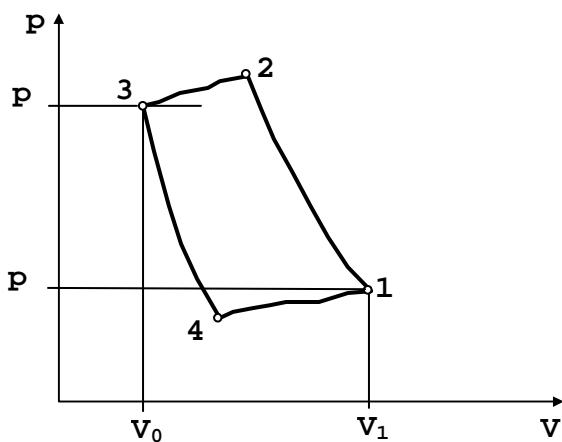
$$\eta = \frac{N_K}{N} < 1$$



Sl.3.2.4.p-V dijagram kompresora

DIJAGRAM RADA

Zavisnost pritiska od hoda klipa odnosno zapremine cilindra prikazana je na dijagramu rada kompresora. Ovaj dijagram se snima za izvedeni kompresor pomoću indikatora, stoga se zove i indikatorski dijagram. Stvarni ili indikatorski dijagram za jednostepeni klipnog kompresora prikazan je na sl. 3.2.5.



Sl. 3.2.5. Dijagram jednostepenog klipnog kompresora

Na sl. 3.2.5, linija 4-1 predstavlja punjenje cilindra gasom, 1-2 sabijanje gasa, 2-3 potiskivanje gasa iz cilindra i 3-4 širenje zaostalog gasa u štetnom prostoru cilindra. Linija 4-1 je nešto ispod atmosferskog pritiska, a linija 2-3 iznad potrebnog krajnjeg pritiska. To je posledica gubitka energije usled trenja i oscilovanja ventila. Talasasti delovi na ovim linijama ukazuju na vibriranje ventila pri radu. Radna zapremina V_1 zavisi od veličine štetnog prostora V_0 . Pri konstrukciji kompresora mora se voditi računa da odnos V_0/V_1 bude što manji.

SMETNJE PRI RADU KOMPRESORA

A. Smanjenje protoka - mogući su sledeći uzroci:

- ◆ propuštanje ventila,
- ◆ suviše jaka opruga na usisnom ventilu,
- ◆ regulator pritiska nije podešen,
- ◆ opruga naprave za pritiskanje oslabljena ili slomljena, pa viljuška ne otvara ventil.

B. *Neobičan šum pri radu* - mogući su sledeći uzroci:

- ◆ olabavljena ležišta,
- ◆ neispravna pumpa za ulje ili je prestala da radi,
- ◆ ventili nisu ispravni.

C. *Lupa u kompresoru* - mogući su sledeći uzroci:

- ◆ lupanje u ležištu; rukavac vratila ili posteljica su istrošeni,
- ◆ istrošeni klipni prstenovi,
- ◆ zaribavanje klipa i klipnih prstenova zbog stvaranja gara,
- ◆ opruga ventila olabavljena,
- ◆ ventil slomljen.

D. *Preterano zagrevanje cilindra* - mogući su sledeći uzroci:

- ◆ nedovoljna količina vode za hlađenje ili je voda suviše topla,
- ◆ prekinut dovod maziva.

E. *Preterano zagrevanje ležišta* - mogući su sledeći uzroci:

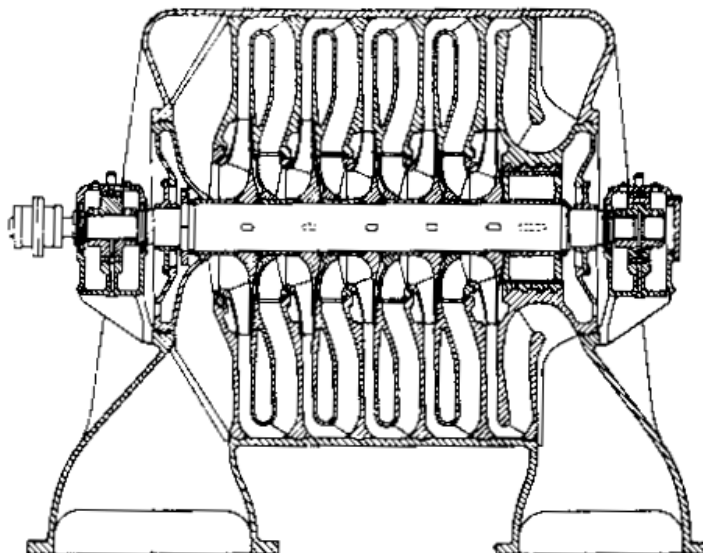
- ◆ ulje nečisto ili ga je nedovoljno,
- ◆ ne okreću se prstenovi za podmazivanje,
- ◆ ležište se ukosilo,
- ◆ pogonski kaiš suviše zategnut.

F. *Porast krajnjeg pritiska* - mogući su sledeći uzroci:

- ◆ prejake opruge potisnih ventila,
- ◆ neispravan regulator pritiska,
- ◆ nedovoljno otvoren zasun na potisnom cevovodu.

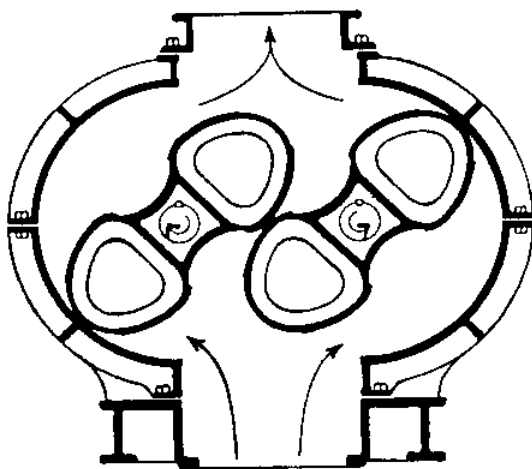
U daljem izlaganju biće prikazano nekoliko tipova kompresora.

Na sl. 3.2.6, prikazan je petostepeni centrifugalni kompresor.



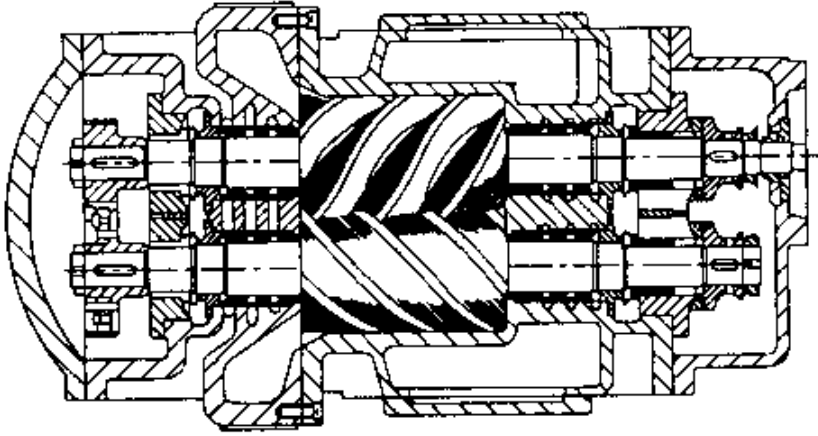
Sl. 3.2.6. Centrifugalni kompresor

Na sl. 3.2.7, prikazan je kompresor sa profilnim obrtnim rotorom.



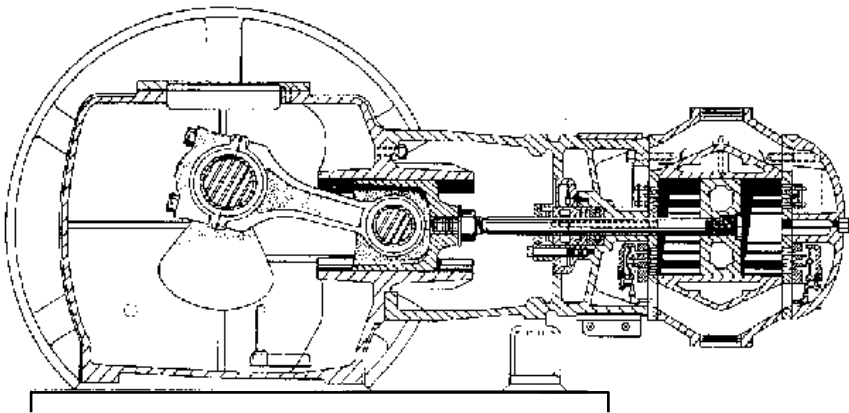
Sl. 3.2.7. Kompresor sa profilnim obrtnim rotorom – Rutsova duvaljka

Na sl. 3.2.8, prikazan je zavojni (vijčani) kompresor.



Sl. 3.2.8. Zavojni (vijčani) kompresor

Na sl. 3.2.9, prikazan je jednostepeni vodom hladjeni klipni kompresor.



Sl.3.2.9. Klipni kompresor

3.3 VENTILATORI¹⁾

Ventilatori služe za potiskivanje ili usisavanje vazduha i drugih gasova. Stepen korisnosti ventilatora iznosi (oko 0.65). Međutim ventilatori većeg kapaciteta imaju visok stepen korisnosti od 0.80 - 0.85. Prema obliku radnog kola i principu rada ventilatori se dele na centrifugalne (radijalne) i aksijalne (osne). Veliku primenu u pneumatskom transportu imaju centrifugalni ventilatori.

CENTRIFUGALNI VENTILATORI

Centrifugalni ventilatori pokrivaju oblast malih, srednjih i velikih napora prema sledećim grupama:

- ◆ niskog pritiska, do 1500 N/m^2 ,
- ◆ srednjeg pritiska, $1500 - 4000 \text{ N/m}^2$,
- ◆ visokog pritiska, od $4000 - 11500 \text{ N/m}^2$.

Veliki deo napora ovih ventilatora potiče od centrifugalne sile koja deluje na gas od ulaza do izlaza iz obrtnog kola ventilatora. Razlikuju se centrifugalni ventilatori sa unapred zakrivljenim lopaticama ($\beta_2 > 90^\circ$), sa radijalnim ($\beta_2 = 90^\circ$) i unazad zakrivljenim lopaticama ($\beta_2 < 90^\circ$). Sa porastom lopatičnog ugla na izlasku iz obrtnog kola β_2 , smanjuje se stepen reakcije ventilatora pa je sve manji udeo pritisne energije u ukupnom naporu što znači da se time i mogućnost postizanja visokih stepena korisnosti ventilatora sa smanjenjem stepena reakcije smanjuje. Važna odlika centrifugalnih ventilatora je da po pravilu imaju vrlo stabilne karakteristike u širokom domenu promene protoka.

Centrifugalni ventilator, sl. 3.3.1, sastoji se iz sledećih osnovnih delova: usisnog grla, glavčine, zadnjeg i prednjeg diska kola, lopatica, vratila, spirala i difuzora. Po načinu gradnje obično su jednostepeni.

Pogon je elektromotorom neposredno preko vratila ili pomoću kaišnog prenosa. Kod centrifugalnog ventilatora pravac struje vazduha ili gasa prelazi od aksijalnog u radijalni pravac.

¹⁾ Tolmač, D.: Pneumatski transport, 1991.

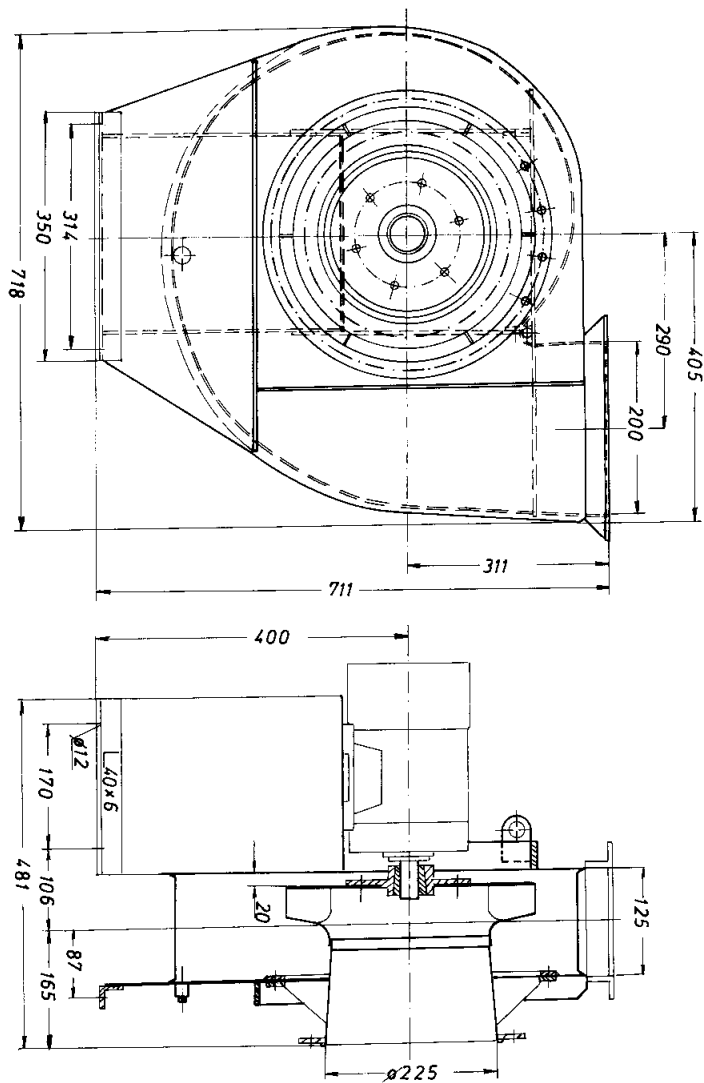
AKSIJALNI VENTILATORI

Kod aksijalnih ventilatora pravac struje vazduha ili gasa ostaje nepromenjen. Primenuje se za savlađivanje gubitaka pritiska u cevovodu do 800 N/m^2 . Aksijalni ventilatori sastoje se iz sledećih delova: kućišta, ulaznog levka, glavčine kola, lopatica, usmernog kola i difuzora. Lopatice ventilatora su izrađene od tankog lima, a mogu biti i profilisane. Lopatice mogu biti izrađene zajedno sa glavčinom, livene ili odvojene. Konstrukcija lopatica je takva da po celoj dužini zahvataju iste količine vazduha, nezavisno od periferne brzine pojedinih tačaka.

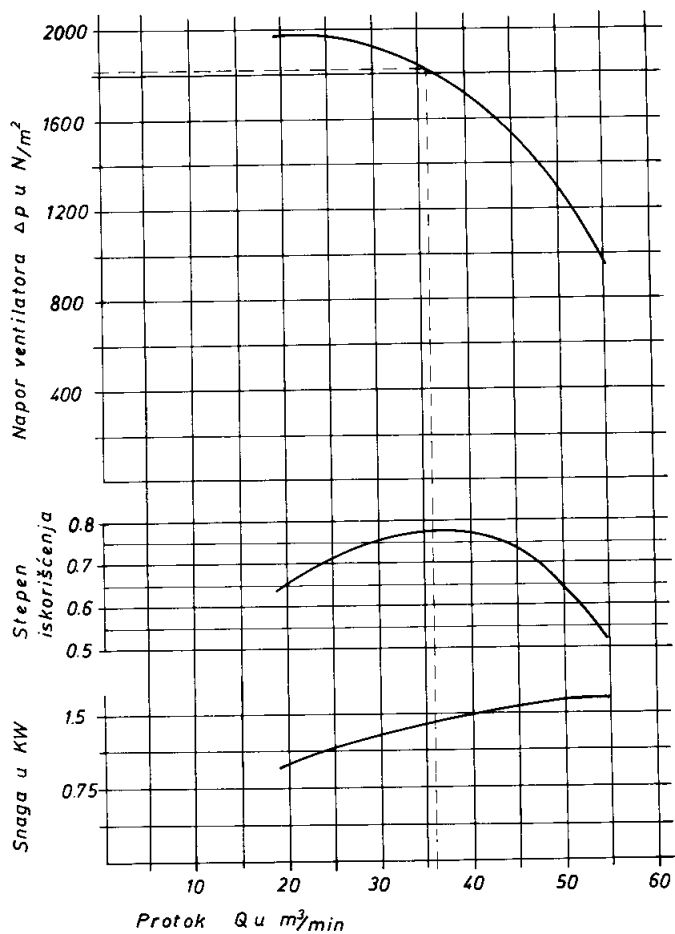
RADNA TAČKA VENTILATORA U NEKOM SISTEMU

Stvarna karakteristika ventilatora određuje se isključivo eksperimentalno, sl. 3.3.2. Radna tačka ventilatora, bez obzira u kom sistemu ventilator radi, nalazi se na karakteristici ventilatora. Isto tako, svaki sistem ima svoju karakteristiku.

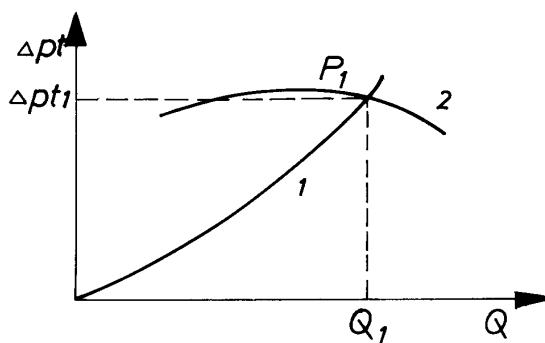
Radna tačka ventilatora dobija se u preseku karakteristike ventilatora i karakteristike sistema u kome ventilator radi (sl. 3.3.3).



Sl. 3.3.1. Centrifugalni ventilator (karakteristike su na sl.3.3. 2.)

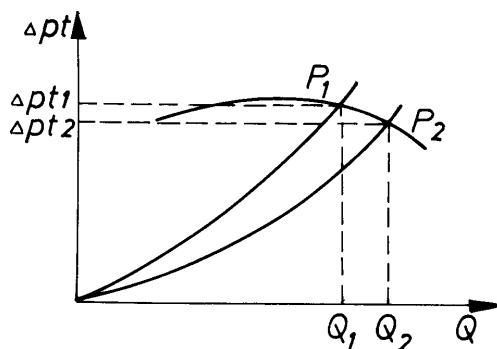


Sl. 3.3.2. Karakteristike centrifugalnog ventilatora pri $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$ i $n = 2900 \text{ min}^{-1}$



Sl.3.3. 3. Radna tačka ventilatora

Na ovaj način se dobijaju stvarni protok Q i napor Δp . Ako se otpor sistemu promeni, na primer, promenom položaja regulacionog zatvarača pri nepromenjenom broju obrtaja ventilatora, dobija se nova radna tačka P_2 umesto prethodne P_1 (sl. 3.3.4).



Sl. 3.3.4. Radna tačka ventilatora u funkciji karakteristike sistema

Karakteristika sistema zavisi od otpora koji sistem pruža pri strujanju gasa i od drugog stepena srednje brzine gasa, odnosno protoka, tako da može da se napiše da je:

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2$$

STATIČKI, DINAMIČKI I UKUPNI NAPOR VENTILATORA

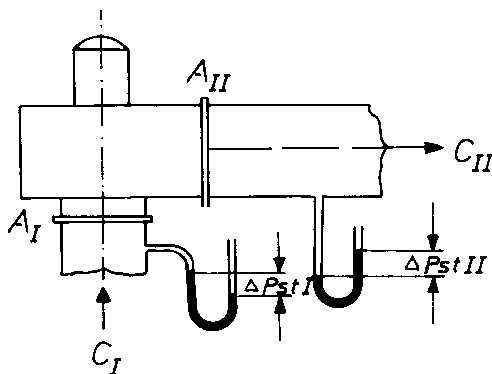
Statički napor je deo ukupnog napora ventilatora u obliku pritisne energije gasa. Dinamički napor je deo napora ventilatora u obliku kinetičke energije gasa na izlazu iz ventilatora.

Ukupan napor ventilatora je zbir statičkog i dinamičkog napora ventilatora. Oba ova napora se izražavaju u J/kg, odnosno Pa.

PRIMERI MERENJA UKUPNOG NAPORA VENTILATORA

1. Najopštiji slučaj:

Ventilator usisava i potiskuje gas kroz kanale znatne dužine tako da otpori strujanja u njima ne mogu da se zanemare (sl. 3.3.5).



Sl. 3.3.5. Merenje napora ventilatora za slučaj dugačkog usisnog kanala

Ukupni napor iznosi:

$$\Delta p = \Delta p_{stI} + \Delta p_{stII} + \frac{\rho}{2} (c_{II}^2 - c_I^2)$$

2. Ventilator usisava vazduh neposredno iz atmosfere i potiskuje dugačkim cevovodom (sl. 3.3.6).

Ukupni napor iznosi:

$$\Delta p = \Delta p_{stII} + \frac{\rho}{2} \cdot c_{II}^2$$

3. Ventilator usisava vazduh dugačkim cevovodom i izbacuje u atmosferu kroz difuzor postavljen neposredno na izlazu iz ventilatora (sl. 3.3.7).

Ukupni napor iznosi:

$$\Delta p = \Delta p_{stI} + \frac{\rho}{2} (c_I^2 - c_{II}^2)$$

4. Ventilator usisava vazduh neposredno iz atmosfere i potiskuje neposredno u atmosferu kroz difuzor (sl. 3.3.8).

Ukupni napor iznosi:

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot c_{II}^2$$

gde je:

Δp - ukupni napor u [Pa],

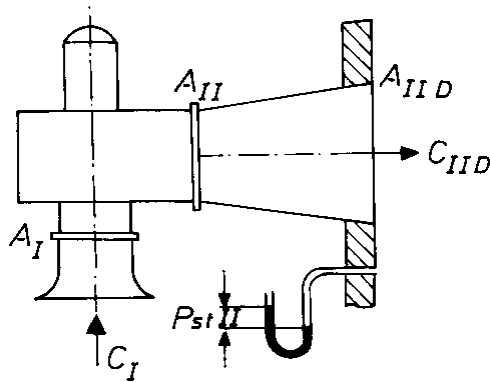
Δp_{stI} - potpritisak na ulazu u ventilator u [Pa],

Δp_{stII} - nadpritisak na izlazu iz ventilatora u [Pa],

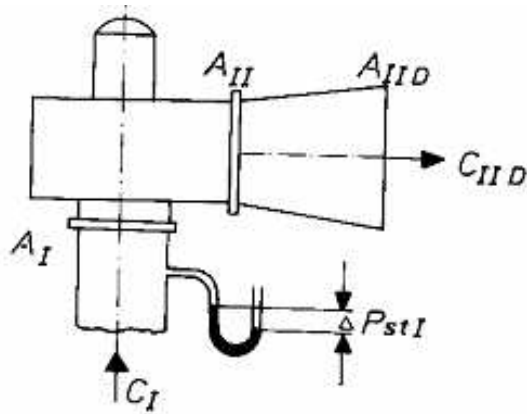
ρ - gustina vazduha u [kg/m^3],

c_I - srednja brzina vazduha na ulazu u ventilator u [m/s],

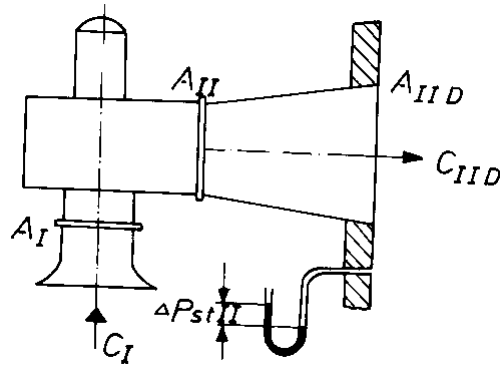
c_{II} - srednja brzina vazduha na izlazu iz ventilatora u [m/s].



Sl. 3.3.6. Merenje napora ventilatora za slučaj neposrednog usisavanja vazduha iz okoline

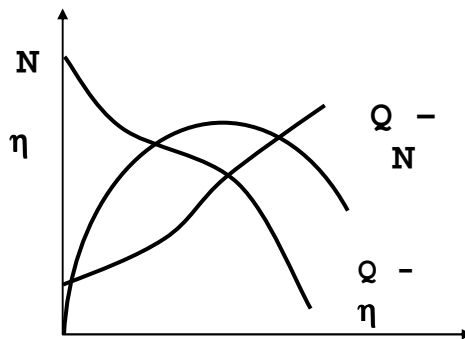


Sl. 3.3.7. Merenje napora ventilatora za slučaj prema slici 3-5 i izduvavanje kroz difuzor



Sl. 3.3.8. Merenje napora ventilatora za slučaj na slici 3.3.6 i izduvavanje kroz difuzor

Neki odnosi među važnim parametrima ventilatora koji proističu iz zakona sličnog strujanja (sl. 3.3.9).



Sl.3.3.9. Odnos parametara ventilatora

Pri promeni broja obrtaja:

- Zapreminski protok se menja sa promenom broja obrtaja ventilatora linearno:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

- Napor (statički, dinamički i ukupni) menja se proporcionalno kvadratu promene broja obrtaja:

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2$$

- Potrebna pogonska snaga dovedena vratilu ventilatora menja se proporcionalno trećem stepenu promene broja obrtaja:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3$$

Pri promeni prečnika obrtnog kola pri stalnom broju obrtaja ($n=\text{const}$):

- Protok se menja proporcionalno promeni prečnika obrtnog kola ventilatora:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_{21}}{D_{22}}$$

- Napor (statički, dinamički i ukupni) menja se proporcionalno kvadratu promene prečnika obrtnog kola:

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{D_{12}}{D_{22}} \right)^2$$

- Potrebna pogonska snaga dovedena vratilu ventilatora menja se proporcionalno trećem stepenu promene prečnika obrtnog kola:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{D_{12}}{D_{22}} \right)^3$$

3. Pri promeni temperature vazduha:

- Napor se menja obrnuto proporcionalno promeni temperature vazduha linearno:

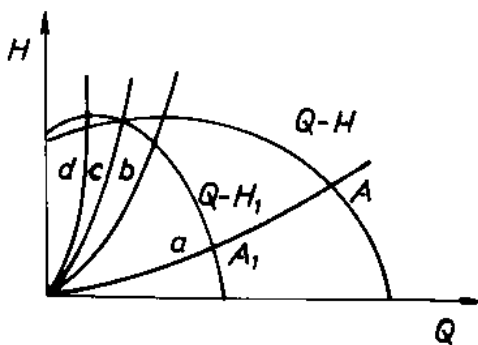
$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{T_2}{T_1}$$

- Potrebna pogonska snaga dovedena vretilu ventilatora menja se obrnuto proporcionalno promeni temperatura vazduha linearno:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{T_2}{T_1}$$

SPREZANJE VENTILATORA

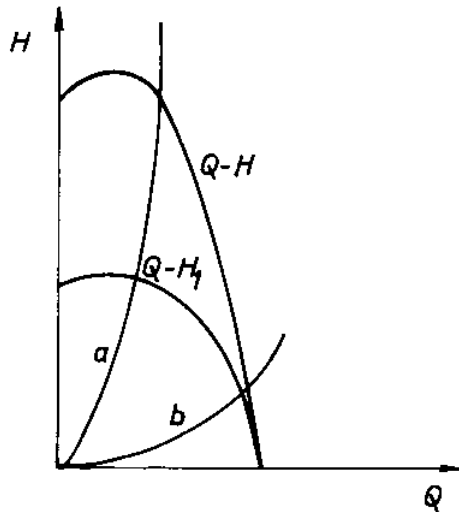
Sprezanje ventilatora se primenjuje kada jedan ventilator ne zadovoljava, a zamena većim nije moguća, ili ako protok ili pritisak postojećeg ventilatora treba povećati. Sprezanje ventilatora može biti paralelno i redno. Paralelno vezivanje ventilatora primenjuje se kada je potrebno povećati protok, a cevi su dovoljno velikog preseka (kriva gubitaka je položena). Na sl. 3.3.10, prikazan je paralelan rad dva jednaka ventilatora. Tačka A_1 je radna tačka ventilatora, a tačka A predstavlja radnu tačku paralelno vezanih ventilatora.



Sl. 3.3.10. Karakteristike paralelne sprege dva jednaka ventilatora

Ukoliko je cevovod manjeg preseka paralelna sprega ne bi davala povećan protok (kriva b), a u slučaju krivih c i d , protok bi bio isti i čak nešto manji, nego ako radi samo jedan ventilator. Pri paralelnom radu dva jednaka ventilatora protok se udvostručuje, a pritisak ostaje isti, ili se nešto povećava.

Redno vezivanje ventilatora primenjuje se kada se želi povećati pritisak ventilatora, a cevi su manjeg preseka. Pri radu, na red vezana dva ista ventilatora, ukupan pritisak je dva puta veći, a protok ostaje nepromenjen ili se vrlo malo povećava (sl. 3.3.11).



Sl.3.3. 11. Karakteristike redne sprege dva jednaka ventilatora

IZBOR VENTILATORA

Centrifugalni ventilatori se primenjuju kada su potrebni viši pritisci, a aksijalni pri relativno velikom protoku, a malim pritiscima. Orijentaciono granicu između oblasti primene centrifugalnih i aksijalnih ventilatora određuje kriterijum brzohodnosti. Kriterijum brzohodnosti za optimalan režim rada ventilatora je:

$$n_s = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{\Delta p^{3/4}}$$

za $n_s < 100$ usvaja se centrifugalni ventilator, a za $n_s > 100$ usvaja se aksijalni ventilator.

Snaga na vratilu elektromotora je:

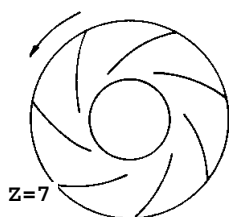
$$N = \frac{Q \cdot \Delta p}{1000 \cdot \eta} \quad [\text{kW}]$$

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_l \cdot \eta_p$$

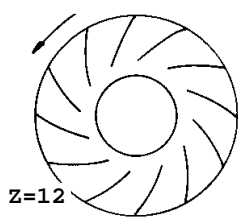
gde je:

- Q - kapacitet ventilatora u $[m^3/s]$,
- Δp - ukupan napor ventilatora u $[Pa]$,
- η_v - (0.5 - 0.8) koeficijent korisnosti ventilatora,
- η_l - (0.95 - 0.98) koeficijent korisnosti ležajeva,
- η_p - (0.85 - 0.95) koeficijent korisnosti prenosa.

Na slikama 3.3.12, 3.3.13, 3.3.14, prikazano je radno kolo centrifugalnih ventilatora: niskog pritiska, srednjeg pritiska i visokog pritiska.



Sl. 3.3.12.



Sl. 3.3.13.



Sl. 3.3.14.

4. VODOVODI

Pod vodovodima se ne podrazumevaju samo cevovodi za transport i distribuciju vode potrošačima već i uređaji za zahvatanje vode na izvorima, njeno prečišćavanje i pripremu za upotrebu, pumpne stanice i uređaje za zaštitu od hidrauličnog udara, rezervoari, vodotornjevi itd. Vodovodne instalacije se obično grade od cevi kružnog preseka i u njima se voda nalazi pod pritiskom da bi se obezbedila planirana raspodela potrošačima koji se nalaze na raznim geodezijskim visinama i zahtevaju različite koločine vode.

Vodovodne cevi se izrađuju od livenog gvožđa, čelika, mešavine azbesta i cementa, armiranog betona i plastičnih masa (polietilen i polivinilhorid). Izbor vrste cevi vrši se na osnovu hidrauličkog i mehaničkog proračuna, ekonomske računice i sanitarnih uslova, korozione agresivnosti terena i transportovane vode, uslova za eksploataciju vodovoda itd.

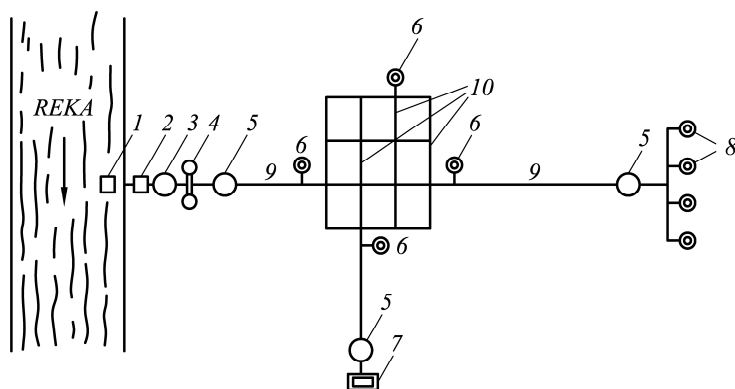
Cevi od livenog gvožđa koriste se za vodovode u kojima pritisak ne prelazi deset bara. Zbog slabe elastičnosti osetljive su na promenljive pritiske i često pucaju za vreme hidrauličnih udara. Veoma su dugovečne i lako se zaptivaju na mestima spajanja. Podložne su koroziji ako nisu dobro zaštićene odgovarajućim premazima koji se nanose na njihove površine još za vreme izrade u fabrikama.

Čelične cevi imaju veliku mehaničku čvrstoću i elastičnost i zbog toga se koriste za magistralne vodovode i uopšte za vodovode visokog pritiska. Čelične cevi se koriste i onda kad vodovod mora da prođe ispod železničke pruge ili puta, ili kad se polaže u poroznom terenu i seizmološki osetljivim područjima. Veliki nedostatak čeličnih je njihova osetljivost na koroziju. Obično se zaštićuju premazima na bazi bitumena i to za vreme polaganja u zemlju. Danas se mnogo radi na usavršavanju raznih postupaka za oblaganje čeličnih cevi plastičnim masama spolja i iznutra, čime se spajaju dobre strane čeličnih i plastičnih cevi a odstranjuju njihove loše strane. Postoje i propisi o zaštiti metalnih vodovoda koji se polažu u odnosu na posledice koje bi nastupile oštećenjem cevovoda. Za vreme pucanja vodovodnih cevi dolaze do velikih gubitaka vode uz osetno smanjenje pritiska u mreži. U poslednje vreme se duž magistralnih vodovoda postavlja i katodna zaštita. Vodovodi koji se pružaju duž tramvajskih linija zaštićuju se i od lutajućih struja. Vrlo često se metalni cevovodi uopšte, koji bi bili ugroženi jakim korozijom, zaštićuju i na taj način što se oni postavljaju u posebne cevi od nemetala i tako polažu u zemlju. Za transport vode sa niskom vrednošću pH faktora, kao i vode sa velikim sadržajem kiseonika, ugljen-dioksida sulfata i hlorida, koriste se cevi čija je unutrašnjost obložena cementnom košuljicom debljine 3-6 mm.

Plastične cevi su mnogo lakše od metalnih, slabije provode toplotu, ne korodiraju i neosetljive su na lutajuće struje, otporne su na kiseline i baze, vrlo su glatke i imaju mali koeficijent trenja tako da se ova vrsta otpora može skoro zanemariti za vreme hidrauličkog proračuna. Nedostatak im je što imaju veći koeficijent linearnog širenja i malu otpornost na kidanje. Zato se cevi koriste za vodovode na seoskim terenima u kojima pritisak ne prelazi 5 bara. Izrađuju se sa prečnicima do 300 mm.

Armirano betonske cevi praktično ne korodiraju i zbog toga se koriste za transport agresivne vode. Nedostatak im je što imaju veliku masu zbog debelih zidova. Polazu se i na dubinama do 4 m. Zavisno od načina i kvaliteta izrade mogu da izdrže pritiske i do osamnaest bara. Teže se transportuju jer su osetljive na potrese i mehaničke udare.

Azbestno-cementne cevi takođe ne korodiraju, imaju glatke površine i tanke zidove, slabo provode toplotu. Osetljive su na mehaničke udare i zbog toga zahtevaju posebno rukovanje za vreme transporta i čuvanja u skladištima. Izrađuju se u dužinama od 3-4 m od mase koju čini 75-80% portland-cement i 25-20% azbestno vlakno. Spajaju se pomoću mufova napravljenih od iste mase kao i cev, ili od livenog gvožđa.



Slika 4.1 Šema klasičnog vodovoda

U literaturi o vodovodima mogu se sresti razne njihove podele. Jedna od njih je, na primer, da se vodovodi prema nameni dele na gradske i industrijske, u odnosu na veličinu protoka i dužinu cevovoda na magistralne i distribucione itd. Kad je visinska razlika između potrošača velika i kad su velike razlike u zahtevanim pritislima, tada se vodovod deli na zone ili sekcije. Na taj način se izbegava preterano visok pritisak u celoj mreži i energija za dizanje vode na velike visine. Svaka sekcija ima svoju nezavisnu mrežu, magistralni vodovod za napajanje mreže, pumpnu stanicu i rezervoare.

Na slici 4.1, prikazan je klasičan gradski vodovod sa tri različita izvorišta sirove vode. Na toj slici brojevi označavaju: 1-uređaje za uzimanje sirove vode iz reke; 2-pomoćnu pumpnu stanicu; 3-uređaje za prečišćavanje i obradu sirove vode; 4-rezervoare za čistu vodu; 5-glavne pumpne stanice; 6-rezervoare za održavanje stalnog pritiska u mreži i za obezbeđenje ravnomerne potrošnje vode; 7-uređaje za

uzimanje sirove vode iz jezera; 8-bunare sa pumpnom stanicom; 9-magistralne vodovode za napajanje mreže; 10-magistralnu vodovodnu mrežu.

HIDRAULIČNI PRORAČUN MAGISTRALNIH VODOVODA

Savremena postrojenja za snabdevanje raznih potrošača vodom predstavljaju u hidrauličnom smislu veoma složene sisteme i za projektovanje i za eksploataciju. Osoblje koje se bavi projektovanjem vodovodnih instalacija mora dobro da poznaje ne samo tehnologiju i uređaje za obradu sirove vode, zakone hidraulike složenih sistema već i sanitarno-tehničke propise za sve kategorije potrošača. Veliki gradski vodovodi se prilikom projektovanja dele na sekcije čiji se kapaciteti određuju prema normama pojedinih potrošača. Tako se, na primer, po glavi stanovnika u gradovima predviđa najmanje 150 litara vode na dan, za hidrante od 600 do 800 litara na minut itd. Ova specifična potrošnja vode zavisi od veličine naselja životnog standarda ljudi u njima, klimatskih uslova, komunalne opremljenosti itd. Voda se u sekcije doprema magistralnim cevovodima. Treba težiti da magistrala svake sekcije dođe do njenog težišta koje je određeno rasporedom i kapacitetom potrošača.

Hidraulični proračun magistralnih vodovoda ne zadaje naročite teškoće. Na veće teškoće se nailazi prilikom njihovog puštanja u pogon i zaštite od hidrauličnog udara, jer su vodovodi idealna postrojenja za njihov nastanak, pošto se potrošači nalaze na veoma različitim geodezijskim visinama i troše vodu vrlo neravnomerno. Inače, hidraulični proračun magistralnih vodovoda svodi se na određivanje prečnika cevovoda iz jednačine protoka.

$$q = vA = v \frac{D^2 \pi}{4}, \quad (1)$$

Za usvojenu vrednost brzine v (m/s) između 0,75 i 2 m/s, i gubitka energije usled trenja za vreme strujanja pomoću obrasca

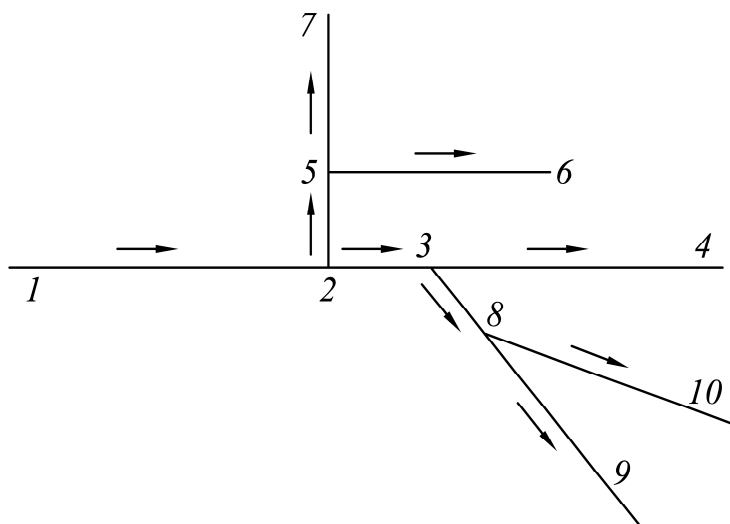
$$\Delta p = \lambda \frac{L}{D} \frac{1}{2} \rho v^2 = Sq^2, \quad S = \frac{8\lambda L \rho}{D^5 \pi^2}, \quad (2)$$

U kome S označava hidraulični otpor cevovoda. Lokalni otpori u magistralnim vodovodima zanemaruju se u odnosu na otpore usled trenja, jer ne iznose više od 3% od ukupnog otpora.

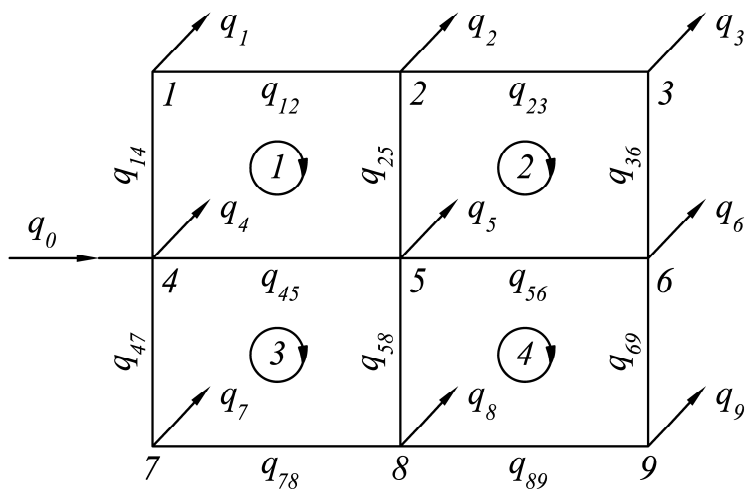
HIDRAULIČNI PRORAČIN MAGISTRALNIH VODOVODNIH MREŽA

Postoje dva tipa magistralnih vodovodnih mreža: Razgranate i prstenaste. Mesta spajanja i građenja cevi u mreži nazivaju se čvorovima.

Razgranata vodovodna mreža (slika 4.2) sastoji se iz magistrala, grana i ogranaka. Magistrala 1-2-3-4 je zajednička sa obe grane mreže, dok je 2-5 magistrala gornje, a 3-8 donje grane. Razgranata mreža koristi se za snabdevanje manjeg broja međusobno udaljenih potrošača koji dozvoljavaju i kratkotrajne prekide u snabdevanju, koji mogu nastati zbog pucanja cevovoda ili nekog drugog kvara. Prstenasta mreža (slika 4.3) sastoji se iz niza zatvorenih kola-prstenova koji opasuju potrošače snabdevajući ih vodom preko grana i ogranaka. Gradske vodovodne mreže se danas izvode, uglavnom kao prstenaste jer obezbeđuju dvosmerno snabdevanje potrošača vodom i ne zahtevaju prekida rada cele mreže za vreme isključivanja njenih pojedinih delova. Vodovodne mreže protivpožarne zaštite izvode se sa isključivo kao prstenaste. Napajanje prstenastih mreža vodom obavlja se na jednom ili na više mesta preko magistralnih vodovoda što zavisi od veličine mreže,



Slika 4.2 Razgranata vodovodna mreža



Slika 4.3 Prstenasta vodovodna mreža

rasporeda potrošača i njihove potrošnje. Razume se, ovde se pod potrošnjom podrazumeva srednja vrednost u toku jednog dužeg vremenskog perioda. Hidraulični proračun magistralnih vodovodnih mreža svodi se najčešće na određivanja prečnika cevi u deonicama i pritiska na mestima napajanja mreže iz uslova da kroz njene deonice protiču određene količine vode potrebnog pritiska. Ovaj slučaj se obično javlja prilikom projektovanja novih vodovodnih mreža. Može da se naiđe i na drugu vrstu zadatka. Na primer, da se odrede prečnici cevi u deonicama i protoci vode u njima prema raspoloživom pritisku na mestima napajanja mreže. Kod magistralnih vodovodnih mreža lokalni otpori iznose 5-10% od otpora usled trenja i moraju da se uzmu u obzir prilikom tačnijih proračuna. Bez obzira na to koja se vrsta zadatka pojavila za vreme rešavanja problema u vodovodnim mrežama, bile one razgranate ili prstenaste, moraju da budu zadovoljena sledeća dva zakona hidraulike:

- prvi, koji zahteva da algebarski zbir protoka u čvoru mora da bude jednak nuli (protoci koji “dolaze” u čvor pozitivni su, a oni koji “odlaze” iz njega negativni su)
- drugi, koji pokazuje da se pri ustaljenom strujanju razlika pritiska između bilo koja dva protočna preseka u mreži troši na savladavanje otpora i visinske razlike između ta dva preseka. Visinska razlika ne mora da postoji, a može da bude pozitivna i negativna već prema tome da li se posmatrani protočni procesi nalaze iznad ili ispod uporedne ravni.

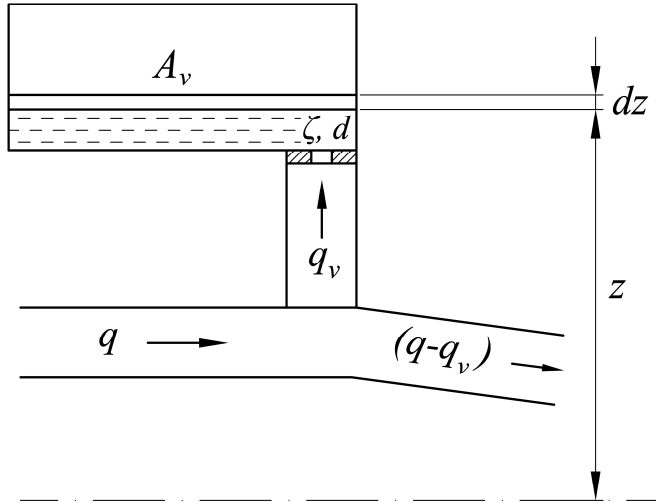
Primena ovih zakona pokazana je na magistralnim vodovodnim mrežama nacrtanim na slikama 4.2 i 4.3.

ZAŠTITA CEVI OD HIDRAULIČNOG UDARA

Havarije koje nastaju za vreme hidrauličnog udara mogu da budu veoma velike. Nisu retki slučajevi razaranja čitavih hidropostrojenja usled preterano visokog pritiska do koga dolazi prilikom hidrauličnog udara. Sve to pokazuje da se zaštititi cevovoda i ostalih uređaja u hidroenergetskim postrojenjima mora posvetiti izuzetna pažnja. Pored osnovne mere, koja se sastoji u tome da se sprečava sve ono što dovodi do hidrauličnog udara, moraju se predvideti i zaštitni uređaji, jer do nepoželjnog brzog zaustavljanja strujnog toka često mora da dođe iz razloga koji su ranije navedeni. Svakako da vrsta zaštitnog uređaja kao i mesto njegovog postavljanja u instalaciji zavise od vrste i režima rada hidropostrojenja. Zato se ovde i prišlo nabravanju i obradi zaštitnih uređaja u odnosu na vrstu hidropostrojenja i ulogu koju ovi uređaji imaju u prigušivanju hidrauličnog udara. Pri tome se pretpostavlja da su projektom ispravno usvojevi i proračunati svi zatvarači, regulacioni organi i ostala armatura, od kojih zavisi karakter hidrauličnog udara i tok njegovog razvoja.

a) Vodostan

Vodostanom se naziva jedna vrsta rezervoara u obliku bunara koji se postavlja u hidroelektranama između akumulacionog jezera i turbina, i to na mestu gde se dovodni tunel za vodu „prelama“ u cevovod za transport vode do turbina. Ovaj cevovod je pod velikim nagibom i u njemu vlada visok pritisak (slika 4.4). Za vreme ustaljenog režima rada hidropostrojenja vodostan u hidrodinamičkom smislu ne predstavlja ništa drugo nego jedan pijezometar u kome nivo vode odgovara pijezometarskoj liniji na mestu gde je vodostan postavljen. Međutim, kad dođe do poremećaja u radu postrojenja (na primer, zbog promene protoka vode kroz turbine) funkcija vodostana se menja i on dobija onu ulogu zbog koje je i postavljen između akumulacionog jezera i turbina. Pre svega, vodostan sprečava prenošenje poremećajnog talasa u dovodni tunel, jer se o slobodnu površinu vode u njemu talas odbija, i oslabljen vraća uglavnom u cevovod. Istovremeno dok se ova pojava odigrava



Slika 4.4 Skica vodostana

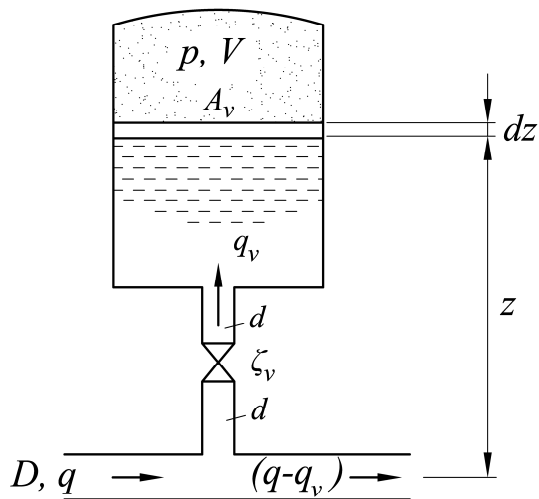
vodostan prima deo vode koja po inerciji pristiže tunelom iz akumulacionog jezera i zbog porasta nivoa vode u njemu, stvara se veći protivpritisak koji prigušujuće deluje na ponovljeni poremećajni talas. Može se slobodno reći da se postavljanjem vodostana „skraćuje“ ukupna dužina visokopritisnog dovodnog sistema za snabdevanje hidroturbina vodom i da se na taj način smanjuje vreme „putovanja“ poremećajnog talasa od turbina do slobodne površine vode u vodostanu umesto do slobodne površine vode u akumulacionom jezeru i nazad do turbina, i na taj način indirektno osigurava dovoljno dugo vreme $t_z > 2L/a$.

b) Vetrenik

Za razliku od vodostana, vetrenik je zatvoren i u njegovom gornjem delu nalazi se vazduh pod pritiskom $p > p_a$ (p_a je atmosferski pritisak) koji poput opruge reguliše punjenje i pražnjenje vetrenika vodom za vreme hidrauličnog udara. Vetrenik se ugrađuje kod pumpnih postrojenja, i to na početku potisnog cevovoda koji je pod povišenim pritiskom. On prvenstveno štiti cevovod od hidrauličnog udara, jer su pumpe zaštićene ugradnjom povratne klapne. Čitav sistem se zbog veće sigurnosti zaštićuje još i obilaznim cevovodom (by-pass) kroz koji voda pretiče iz potisnog u usisni cevovod za vreme hidrauličnog udara. Ispravno dimenzionisan vetrenik mora takođe da zadovolji i sledeće granične uslove:

$$q_v dt = A_v dz \quad (3)$$

$$E = gz + \frac{p - p_a}{\rho} + \zeta_v / q_v / q_v \quad (4)$$



Slika 4.5 Skica veternika

Napominje se da u jednačini (3), V predstavlja zapreminu vazduha u vetreniku iznad tečnosti, a ne ukupnu zapreminu vetrenika. Obično se za koeficijent politrope uzima vrednost $n=1,2$. Dakle, u ovom slučaju, pored funkcija E , z , q_v treba da se odredi još i pritisak p vazduha i njegova zapremina V u vetreniku.

5. NAFTOVODI

PROIZVODNJA I PRERADA SIROVE NAFTE

Sirovu naftu čini jedna višefazno-višekomponentna mešavina različitih ugljovodonika, vode, gasa i čvrstih čestica raznih materijala kao mehaničkih primesa. Ne mora svaka sirova nafta da ima sve ove faze i komponente. Zavisno od masenog učešća pojedinih faza i komponenata u mešavini, sirova nafta ima i odgovarajuća svojstva. Iz više bušotina na naftonosnom polju sirova nafta se transportuje cevovodima do sabirnih stavica čiji broj zavisi od rasporeda i izdašnosti bušotina. Bušotine mogu da budu fontanske gas liftne i pumpne. U fontanske bušotine spadaju one kod kojih je pritisak u ležištu dovoljan da izbací sirovu naftu na površinu zemlje, i da obavi njen transport do prihvatnih rezervoara koji se nalaze u sastavu sabirnih stanica. Kod gas liftnih bušotina pritisak u ležištu nije dovoljan da izbací naftu na površinu zemlje, pa se za to na određenoj dubini bušotinskog cevovoda ubrizgava gas pod pritiskom, koji strujanjem vertikalno naviše povlači sirovu naftu i izvlači je na površnu zemlje. Ako pored nedovoljnog pritiska u ležištu bušotina ima i malu izdašnost, onda se za crpenje sirove nafte iz takvih bušotina koriste specijalne polužno-klipne pumpe sa tegovima. Razume se, fontanske bušotine vremenom postaju gas-liftne i pumpne, jer crpenjem sirove nafte pritisak u njenom ležištu opada a izdašnost se smanjuje.

Prečišćavanje sirove nafte obavlja se u sabirnim stanicama. Gas je redovan pratilac sirove nafte, i zato svaka sabirna stanica ima uređaje za odvajanje gasa. Nekad izdvajanje gasa iz sirove nafte počinje u sabirnim cevovodima kad to pritisak i temperatura mešavine dozvoljavaju. Posle izdvajanja gasa, iz tečne mase se odstranjuju voda i mehaničke primese, što može da se ubrza zagrevanjem tečne mase i dodavanjem kalcijum-hlorida. Posle nekoliko časova mirovanja, voda i mehaničke primese padaju na dno rezervoara u vidu mulja odakle se, posle prethodnog prepumpavanja prečišćene nafte u čiste rezervoare, ispuštaju u odvodne kanale radi transporta do deponije. Prečišćena sirova nafta se iz više sabirnih stanica transportuje cevovodima do otpremne stanice, a odavde magistralnim naftovodom do rafinerije ili do utovarne stanice ako se transport do rafinerije obavlja pokretnim prevoznim sredstvima (vagon-cisternama, auto-cisternama, tankerima). Iz dobijenog gasa se u sabirnim stanicama odvajaju butan i propan, kao i ugljen-dioksid i sumpor ako su prisutni u gasu. Prečišćena sirova nafta se, takođe, pre transporta do otpremne stanice izlaže postupku odvajanja sumpora, ako je to potrebno.

Naftini derivati se iz rafinerija do potrošačkih centara takođe transportuju cevovodima ili pokretnim prevoznim sredstvima, čije je punjenje mehanizovano i obavlja se cevovodima koji imaju svoju pumpnu stanicu i ostale uređaje. U tabeli 5.1 i 5.2, date su osnovne karakteristike magistralnih naftovoda i podaci.

Tabela 5.1 Karakteristike naftovoda

Magistralni naftovodi u Zapadnoj Evropi [24]			
Naftovod	Dužina (km)	Prečnik (mm)	Kapacitet (mil. t/god.)
NWO (Nord West Oelleitung)	384	710	25
RRP (Rotterdam—Rhein Pipeline)	479	610	20
RDO (Rhein—Donau Oelleitung)	287	660	15
SEPL (Lavera—Karlsruhe)	782	860	35
CEL (Geno va—Neustadt)	668	660 - 450	11
TAL (Trst—Neustadt)	460	615	25

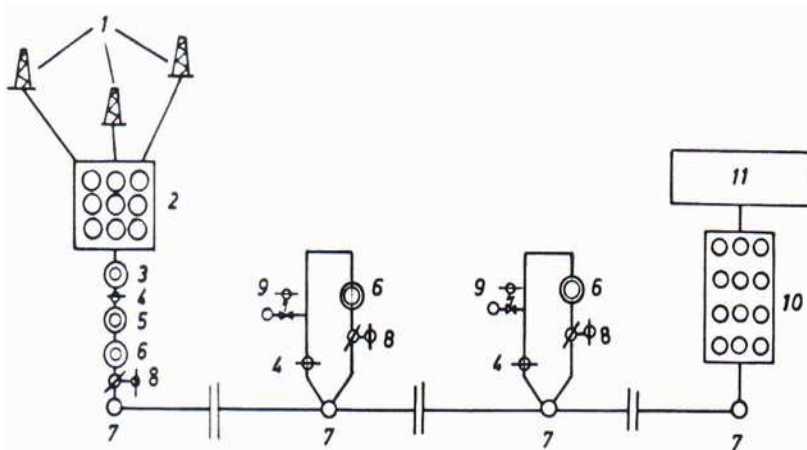
Tabela 5.2 Podaci o naftovodima

Podaci o jugoslovenskom naftovodu			
Deonica		Dužina (km)	Prečnik (mm)
I grana	Omišalj-Sisak	168	710
	Sisak-Bosanski Brod	141	560
	Bos. Brod-Opatovac	106	400
	Opatovac-Novi Sad	77	400
	Novi Sad-Pančevo	95	350
II grana	Sisak-Botovo	100	-
	Botovo-Lendava	38	-
	Botovo-Budimpešta-Bratislava	-	-

TEHNOLOGIJA TRANSPORTA SIROVE NAFTE NAFTOVODIMA

U magistralne naftovode ubrajaju se cevovodi kroz koje se transportuje prečišćena sirova nafta od otpremnih stanica na naftonosnim poljima do rafinerija ili do utovarnih stanica radi punjenja pokretnih prevoznih sredstava, ili od istovarnih stanica u rečnim i morskim pristaništima do rafinerija kada se sirova nafta doprema tankerima. Ovde spadaju i cevovodi kroz koje se transportuju derivati sirove nafte od rafinerija do velikih potrošača ili do utovarnih stanica kada se njihov transport predviđa pokretnim prevoznim sredstvima. Prečnik magistralnih naftovoda je obično iznad 500 mm, dužina preko 50 km, a pritisak transportovane sirovine na početku cevovoda 50-65 bara i više. Sabirni cevovodi na naftonosnim

poljima imaju znatno manji prečnik i njegova veličina zavisi od izdašnosti bušotine. Najčešće su od 100-150 mm, ali mogu da budu i veći. Elementi jednog magistralnog naftovoda dati su sa oznakama na slici 3.1. Radi obezbeđenja neprekidnog prijema sirove nafte iz sabirnih stanica sa naftonosnih polja i optimalnog režima rada magistralnog naftovoda otpremna pumpna stanica, koja se često naziva i glavnom pumpnom stanicom, u svom sastavu ima veliki rezervoarski prostor. Na glavnoj pumpnoj stanici obavlja se prvo uvođenje transportovane sirovine u cevovod, kao i kontrola fizičkih svojstava, ako to nije ranije učinjeno.



Slika 5.1 Elementi magistralnih naftovoda: 1-bušotine, 2-sabirna stanica sa rezervoarima, 3-pomoćna pumpna stanica, 4-filteri, 5-merni uređaji. 6-glavna pumpna stanica, 7-uređaj za uvođenje i izvlačenje čistača cevovoda, 8-regulatori pritiska, 9-uređaji za ublažavanje hidrauličnih udara, 10 - prijemna stanica sa rezervoarima i 11 - rafinerija.

Zbog pada pritiska za vreme transporta, postavljaju se duž naftovoda pomoćne pumpne stanice u kojima se povišavanjem pritiska sirovoj nafti nadoknađuje izgubljena energija u prethodnoj deonici i obavlja zagrevanje sirove nafte ako je to potrebno. Tada su i pomoćne pumpne stanice snabdevene većim rezervoarskim prostorom i uređajima za zagrevanje sirove nafte. Pomoćne pumpne stanice se obično grade duž trase magistralnog naftovoda u blizini naseljenih mesta, priključaka za elektroenergiju, vodovod i kanalizaciju. Rastojanje između glavne pumpne stanice i prve pomoćne pumpne stanice iznosi od 100-150 km, a rastojanje između pomoćnih pumpnih stanica od 50-80 km. Ako naftovod mora da bude položen daleko od naseljenih mesta i ako bi zbog toga bilo otežano održavanje pumpnih stanica i uopšte eksploatacija naftovoda, tada se ta rastojanja povećavaju i na 200 km između glavne i prve pomoćne pumpne stanice, odnosno do 100 km između sledećih pumpnih stanica. Najzad, u sastavu rafinerija, kada se kroz naftovod transportuje sirova nafta, ili u krugu potrošačkih centara, ako se kroz naftovod transportuju produkti sirove nafte, nalaze se prihvatne stanice sa dovoljnim rezervoarskim prostorom. Kada se jednim naftovodom predviđa snabdevanje više ili snabdevanje većeg broja potrošača produktima sirove nafte,

onda je takav naftovod opremljen odvodnim cevovodima i uređajima za merenje isporučene količine i uređajima za daljinsko upravljanje. To isto važi i kada se na nekom mestu naftovoda odvodi sirova nafta za utovarnu stanicu radi punjenja vagon-cisterni, auto-cisterni ili tankera. Zato i utovarne stanice moraju da imaju dovoljan skladišni prostor kako bi se isključio uticaj neravnomernog rada utovarne stanice na optimalni režim rada magistralnog naftovoda za koji je on projektovan.

Magistralni naftovodi se najčešće ukopavaju u zemlju na dubini od 0,8-1,10 m mereno od površine zemlje do gornje ivice cevovoda. Dubina ukopavanja zavisi od kategorije naftovoda i širine zaštitnih pojaseva naseljenih mesta, objekata u blizini cevovoda itd. Ova dubina ukopavanja se povećava na 1,0—1,35 m kada se pri polaganju naftovoda moraju da savladaju razne prepreke: vodeni tokovi, putevi, železničke pruge i sl. Dubina se u ovom slučaju meri od dna vodenog toka, odnosno od gornje ivice puta, pruge itd. Ponekad se magistralni naftovodi polažu iznad zemlje na betonskim stubovima visine 0,50-0,75 m. Poprečni presek tih stubova je pravougaon sa polukružnim gornjim delom radi što boljeg oslanjanja cevovoda. Cevovod je metalnim „opasačima“ pričvršćen za stubove. Ima i drugih načina polaganja magistralnih naftovoda: na primer, ispod mora i jezera na raznim dubinama, iznad močvarnih terena itd.

Na svakih 10-15 km duž trase naftovoda postavljaju se ventili radi sprečavanja većih gubitaka nafte, ako iz bilo kojih razloga dođe do pucanja cevovoda. Oštećeno mesto se „blokira“ ventilima između kojih se ono nadazi. Na 15-20 km gradi se i kuća pazitelja naftovoda, u kojoj se nalazi i priručna radionica sa najnužnijim alatom za otklanjanje manjih kvarova na cevovodu ili na linijama veze.

Sirove nafte koje su vrlo viskozne (teške sirove nafte) moraju da se zagrevaju pre uvođenja u cevovod. To se obavlja u glavnim i pomoćnim pumpnim stanicama koje su tada opremljene i kotlarnicama. Kotlovi se obično lože samom naftom koja se transportuje, a kao grejni fluid služi vrela voda ili pregrejana vodena para pritiska 10-15 bara. Više će o tome biti reči kada se bude govorilo o sistemima zagrevanja sirove nafte i njenih težih frakcija.

Napomenimo ovde još i to da naftovodi kao i ostali cevovodi kroz koje se transportuju energetske fluidi moraju da budu opremljeni protivpožarnim uređajima. Pogonski motori moraju da budu zaštićeni od eksplozije i smešteni u posebnim odeljenjima, naročito kad su u pitanju benzinski ili dizel-motori, ili kad se za pogon koriste motori koji troše gas kao gorivo.

Analiza ekonomičnosti transporta sirove nafte i njenih produkata raznim načinima transporta pokazuje da je transport tih sirovina cevovodima najekonomičniji čim je godišnji kapacitet transporta iznad pet miliona tona. To je naročito uočljivo kada se analizira snabdevanje kontinentalnih rafinerija sirovom naftom. Cevovodi se mogu smatrati nepokretnim prevoznim sredstvima kroz koje se kreće samo sirovina i za koje, prema tome, nije potreban poseban put niti energija za sopstveno kretanje. Bezbednost transporta je maksimalna, naročito kad je cevovod ukopan u zemlju na propisanoj dubini. Transport cevovodima može da se automatizuje i uloga radnog osoblja tada svede na kontrolu instrumenata,

registraciju isporučevih količina i održavanje uređaja i objekata u okviru naftovoda. S obzirom na današnja sredstva zaštite od korozije, vek ovih cevovoda je relativno dug i iznosi u proseku 25—30 godina.

HIDRAULIČNI PRORAČUN NAFTOVODA PRI IZOTERMNOM STRUJANJU

Kad je temperatura transportovane sirovine konstantna za vreme strujanja kaže se da je strujanje izotermno. Često se pretpostavlja da je strujanje izotermno i onda kad se temperatura transportovane sirovine menja nizvodno, ali ta promena mora da bude neznatna. Tačnije rečeno, promena temperature duž cevovoda je tada zanemarena. Ovo može da se učini samo kad su u pitanju kratki i dobro izolovani cevovodi bez obzira na to da li je temperatura transportovane sirovine viša ili niža od temperature okoline.

Za slučaj laminarnog strujanja pad pritiska usled trenja jednoznačno je određen i za cevi kružnog preseka iznosi:

$$\Delta p = \frac{128\rho v q l}{\pi D^4} \quad (1)$$

Vrednostima $2320 < Re < 4000$ odgovara prelazni nestabilni režim strujanja koji po pravilu treba izbegavati. Pad pritiska usled trenja jednoznačno je određen i kad se radi o strujanju u hidraulički glatkim cevima. Tada se koeficijent trenja menja po zakonu $\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}$. Ovo treba naglasiti jer nije dovoljno da se konstatuje da je $4000 < Re < 100\,000$, pa da se koristi Blazijusov (Blasius) obrazac za pad pritiska:

$$\Delta p = 0,241 \frac{\rho v^{0,25} q^{1,75} l}{D^{4,75}} \quad (2)$$

6. GASOVODI

VRSTE I PROIZVODNJA GASA

Gasovi se obično dele na prirodne i veštačke. Prirodni gasovi dobijaju se na jedan od sledeća tri načina:

- iz bušotina gasnih ležišta; gas se sastoji, uglavnom, od metana (82-98%) i manjeg dela težih ugljovodonika,
- iz bušotina kondenzatnih ležišta; gas se, takođe, sastoji od metana (80-95%) i kondenzata benzina i kerozina,
- iz bušotina ležišta sirove nafte; gas se javlja u vidu mešavine metana (80-70%), propana i butana.

U veštačke gasove ubrajaju se gasovi koji se dobijaju gasifikacijom čvrstih goriva i gasovi koji nastaju kao usputni proizvod određenih tehnoloških procesa. Gasifikacija čvrstih goriva je interesantna i za našu zemlju jer mi, pretežno, raspoložemo lignitima i mrkim ugljem. Kad se tome doda da je kalorična vrednost tog uglja relativno niska i da imaju veliki procenat pepela, tada se može sagledati opravdanost njihove gasifikacije i sa gledišta transportnih troškova.

Glavni potrošači prirodnog i veštačkog gasa su industrijske kotlarnice, gradske toplane, metalurška i cementna industrija, domaćinstva itd.

Gasovi se nalaze u gasovitom ili tečnom stanju. Metan, etan etilen su u gasovitom stanju na običnim temperaturama (20 do 30)°C i na atmosferskom pritisku. Propan, propilen, butan i butilen u vidu pare na običnim temperaturama i atmosferskom pritisku, odnosno u tečnom stanju na povišenim pritiscima. Ugljovodonici od izopentana, pa nadalje nalaze se u tečnom stanju i spadaju u grupu benzinskih frakcija.

Prema nekim izvorima, svetske geološke rezerve prirodnog gasa iznosile su 1966. godine $860 \cdot 10^{12} m_n^3$. Od toga je bilo ekonomično za proizvodnju $540 \cdot 10^{12} m_n^3$, industrijske rezerve oko $400 \cdot 10^{12} m_n^3$, a proizvedeno je svega $0,6 \cdot 10^{12} m_n^3$. Najveće rezerve prirodnog gasa nalaze se u SSSR-u i cene se na oko 60 triliona m_n^3 . Ova zemlja se po proizvodnji prirodnog gasa nalazi na drugom mestu u svetu. Radi upoređenja, navode se geološke rezerve prirodnog gasa u SR Nemačkoj ($25 \cdot 10^{12} m_n^3$), Italiji ($130 \cdot 10^{12} m_n^3$) i u Republikama - Jugoslavije ($41,7 \cdot 10^9 m_n^3$). Proizvodnja prirodnog gasa stalno raste. Ona je 1960. godine iznosila $460 \cdot 10^9 m_n^3$, da bi 1970. godine dostigla $1000 \cdot 10^9 m_n^3$. Tabela 6.1, prikazuje proizvodnju prirodnog gasa u milijardama m_n^3 , u SSSR-u i Republikama - Jugoslavije.

Tabela 6.1 Proizvodnja prirodnog gasa

Godina	1955.	1960.	1965.	1970.	1975.
SSSR	10	26	129	200	289
SFRJ	0,02	0,065	0,33	0,977	1,44

KLASIFIKACIJA I ELEMENTI GASOVODA

Gasovodi se dele na magistralne, sabirne i razvodne. Sabirni gasovodi grade se na gasnim poljima i služe za transport gasa bušotina do sabirnih stanica u kojima se vrši obrada i priprema gasa za transport do potrošačkih centara. Ovi gasovodi su manjeg prečnika i dužine i premeštaju se čim se izdašnost bušotine smanji do one vrednosti pri kojoj eksploatacija gasa nije više ekonomična.

Pod magistralnim gasovodima podrazumevaju se cevovodi kroz koje se transportuje pripremljeni gas od sabirnih stanica, ili gasogeneratora, ako je u pitanju veštački gas, do velikih potrošačkih centara. Zavisno od vrednosti radnog pritiska gasa magistralni gasovodi dele se na:

- gasovode visokog pritiska (radni pritisak gasa u njima je iznad 2,5 MPa),
- gasovode srednjeg pritiska (radni pritisak gasa u njima je od 1,2 do 2,5 MPa) i
- gasovode niskog pritiska (radni pritisak gasa u njima je do 1,2 MPa).

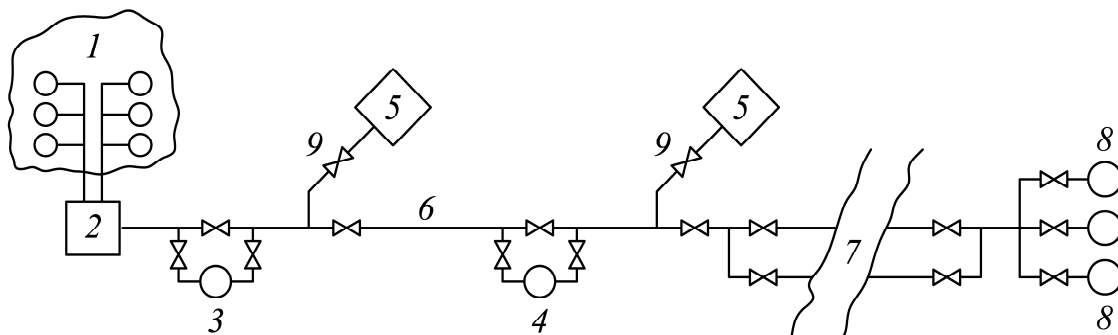
Dužina magistralnih gasovoda kreće se od desetak kilometara, pa do nekoliko hiljada kilometara. Prečnik im je od 150 do 1420 mm i više. Godišnji kapacitet im je obično od deset do trideset milijardi m_n^3 .

Razvodni gasovodi služe za distribuciju gasa direktnim potrošačima. To su, u stvari, složene mreže cevovoda sa izrazito neustaljenim režimom rada jer je potrošnja gasa od strane potrošača veoma neravnomerna. I razvodni gasovodi se u odnosu na radni dritisak dele na:

- gasovode visokog pritiska (sa radnim pritiskom gasa od 3—6 bara),
- gasovode srednjeg pritiska (sa radnim pritiskom gasa od 0,05—6 bara),
- gasovode niskog dritiska (sa radnim pritiskom gasa do 0,05 bara).

U razvodne gasovode visokog pritiska spadaju i cevovodi za transport gasa od magistralnih gasovoda do prve stanice za redukciju pritiska. U ovim gasovodima pritisak obično iznosi od 6—12 bara.

Elementi jednog kompletnog magistralnog gasovoda prikazani su na slici 6.1. Duž trase magistralnog gasovoda postavljaju se na svakih 20—25 km, stanice za održavanje i remont objekata koji se nalaze u sastavu gasovoda. Radi zaštite od korozije i gasovodi se premazuju sredstvima koja zavise od geološkog sastava terena u koje je cevovod položen. Sve ono što je rečeno o zaštiti od korozije u odeljku o naftovodima važi i za cevovode kroz koje se transportuje prirodni ili veštački gas.



Slika 6.1 Šema magistralnog gasovoda: 1-gasno polje sa sabirnim cevovodima, 2-sabirna stanica, 3- glavna kompresorska stanica, 4-pomoćna kompresorska stanica, 5-stanica za distribuciju gasa, 6-cevovod sa armaturom, 7-prelaz preko reke, 8-rezervoare za gas, 9-odvodni cevovodi

IZGRADNJA GASOVODA

Prirodni gas se prvi put transportovao cevovodom u Kini pre hiljadu godina. Cevovod je bio izgrađen od bambusove trske. Prvi metalni cevovod (od olova) za transport gasa izgrađen je u Severnoj Americi 1825. godine. Tek 1891. godine položen je prvi magistralni gasovod od čeličnih cevi, prečnika 200 mm i dužine 195 km, kroz koji se transportovao prirodni gas sa gasnih polja u Indijani do potrošača u Čikagu. U SSSR-u je prvi gasovod izgrađen 1880. godine i služio je za transport prirodnog gasa u Bakuu posle njegovog izdvajanja iz sirove nafte. Gas je korišćen za loženje kotlovnih postrojenja. U periodu od 1928-1935. godine izgrađena su u Severnoj Americi još dva magistralna gasovoda: jedan od Panhendla do Čikaga, dužine 1570 km, i drugi od Panhendla do Detroita, dužine 1.375 km. Neposredno posle ova dva gasovoda izgrađen je i treći od Tenesija do Zapadne Virdžinije, dužine 2.000 km. Prema nekim izvorima, danas SAD raspolažu sa oko 1.000.000 km magistralnih i razvodnih gasovoda.

U SSSR-u je prvi magistralni gasovod u današnjem smislu reči izgrađen 1940—1941. godine, prečnika 300 mm i dužine 69 km (gasovod Dašava-Ljvov). Zatim je 1946. godine izgrađen gasovod Buguruslan-Kujbišev, prečnika 350 mm i dužine 160 km, i 1947. godine gasovod Saratov-Moskva, prečnika 320 mm i dužine 843 km. Kojom je brzinom rasla izgradnja magistralnih gasovoda u SSSR-u može da se oceni i po tome što je njihova dužina u ovoj zemlji već 1960. godine iznosila oko 21.000 km, sa godišnjim kapacitetom od 26 milijardi m_n^3 gasa, odnosno 1970. godine 67.000 km i godišnjim kapacitetom 170 milijardi m_n^3 gasa. Prema nekim izvorima, u SSSR-u je do 1975. godine izgrađeno oko 110.000 km magistralnih gasovoda. Krajem 1974. godine pušten je u pogon džinovski gasovod Sibir-Moskva (Medvežje-Punga- Kazan-Gorki-Moskva) dužine 3.000 km sa godišnjim kapacitetom od 15 milijardi m_n^3 gasa. Računa se da je ukupna dužina

magistralnih gasovoda u SSSR-u bila oko 145 000 km 1980. godine. Navedimo još i to da se ukupna dužina magistralnih gasovoda u svetu danas ceni na 1.200.000 km.

U poslednje vreme grade se tri veoma velika i važna magistralna gasovoda. Jedan grade zemlje SEV-a i njegova dužina treba da bude oko 10.000 km, prečnika 1420 mm. Pruža se od Orenburga pa do svake zemlje SEV-a. Pored toga grana se prema SR Nemačkoj, Austriji i Italiji. Njime treba da se isporuči za 20 godina oko 120 milijardi m_n^3 gasa samo SR Nemačkoj. Drugi gasovod povezuje Srednji istok i Zapadnu Evropu. Već je gotova deonica dužine 1.900 km od Kangana u Iranu do Iskederuna na obalama Sredozemnog mora u Turskoj. Ukupna dužina ovog gasovoda biće 4400 km, a godišnji kapacitet 20 milijardi m_n^3 gasa. Prečnik mu je 1020 mm. Treći gasovod povezuje Alžir i Italiju. Dužina ovog gasovoda je 2600 km (600 km na teritoriji Alžira, 300 km na teritoriji Tunisa, 180 km ispod Sredozemnog mora, 1.515 km na teritoriji Italije). Za njegovu izgradnju biće utrošeno preko milion tona čeličnih cevi. U Sicilijanskom kanalu biće položen na dubini od 500 m, a u Mesinskom zalivu na dubini od 350 m.

U Jugoslaviji se izgradnjom gasovoda, kao i sa eksploatacijom gasa uopšte, počelo relativno kasno. Do sada je izgrađeno oko 1.000 km magistralnih gasovoda i preko 600 km sabirnih gasovoda. Evo podataka samo za neke od njih. Gasovod Janja Lipa-Zagreb-Sisak dug je 125 km i prečnik mu je 150 mm; gasovod Mokrin-Kikinda-Pančevo-Smederevo dug je 208,6 km, a prečnik mu iznosi 250 mm i 300 mm; gasovod Obilić-Skoplje dužine 85 km, kroz koji se transportuje gas dobijen gasifikacijom uglja u Obiliću. Sada se u istočnom delu naše zemlje gradi oko 1700 km magistralnih gasovoda. Glavna magistrala pruža se od Horgoša pa preko Novog Sada, Beograda i Niša sve do Obilića, gde će se spojiti sa postojećim gasovodom Obilić-Skoplje. Uz put će se od ove magistrale odvajati gasovodi za Sombor, Loznicu, Zvornik, Sarajevo, Kraljevo i Negotin. Do danas su završene sve deonice kroz Vojvodinu do Batajnice i gasovod Batajnica-Loznica-Zvornik Sarajevo, koja je duga oko 300 km i puštena u pogon krajem 1979. godine.

HIDRAULIČNI PRORAČUN GASOVODA PRI IZOTERMNOM STRUJANJU

Svaka podela gasovoda za vreme hidrauličnog proračuna može se smatrati uslovnom. Može se doći od podele na gasovode sa ustaljenim i neustaljenim strujanjem gasa u njima, od veličine radnog pritiska gasa (gasovodi visokog, srednjeg i niskog pritiska) ili na primer, od veličine protoka gasa (gasovodi sa konstantnim protokom gasa i gasovodi sa usputnom potrošnjom gasa). Ovde je ta podela napravljena u odnosu na temperaturu gasa za vreme strujanja: na gasovode sa izotermnim i neizotermnim strujanjem gasa. Biće proučavana samo ustaljena strujanja gasa. Izotermno strujanje gasa može da se ostvari u uslovima kada je

količina toplote koju gas prima od okoline za vreme strujanja dovoljna da nadoknadi pad njegove temperature usled ekspanzije Džul-Tomsonovog (Joule-Thomson) efekta, ako se javlja, i zbog promene geodezijske visine protočnih preseka cevovoda. Uspon cevovoda u smeru strujanja gasa smanjuje njegovu temperaturu. Hidraulične jednačine koje opisuju ustaljeno turbulentno izotermno strujanje gasa pri konstantnom protoku kroz cevovod sa nagibom glase:

$$-\frac{dp}{\rho} = vdv + \frac{\lambda v^2}{2D} + gdH \quad (1)$$

$$\dot{m} = \rho vA, \quad p = Z(p)\rho RT \quad (2)$$

U ovim jednačinama je p -pritisak gasa, ρ -njegova gustina, v -brzina strujanja, λ -koeficijent trenja, D -unutrašnji prečnik cevovoda, dH -geodezijska visina između posmatranih protočnih preseka cevovoda ($dH < 0$ odgovara usponu, $dH > 0$ padu gasovoda), A -protočni presek cevovoda, \dot{m} -maseni protok gasa i Z -koeficijent stišljivosti koji ovom prilikom zavisi samo od pritiska jer je temperatura gasa konstantna. Prva jednačina sistema (1) predstavlja dinamičku jednačinu, u kojoj član na levoj strani označava potencijalni rad koji se troši na ubrzavanje gasa duž cevovoda, na savlađivanje trenja za vreme strujanja i geodezijske visine između posmatranih protočnih preseka cevovoda.

7. PAROVODI

Pod parovodima se obično podrazumevaju cevovodi kroz koje se transportuje vodena para. Međutim, cevovodima se transportuju i pare drugih tečnosti. Hidraulični proračun je isti s napomenom da razne pare imaju različita svojstva koja posredstvom određenih parametara ulaze u jednačine strujanja. Ovde će biti govora samo o hidrauličnom proračunu cevovoda za transport vodene pare.

Hidraulični proračun tih cevovoda zavisi od toga da li se kroz njih transportuje pregrejana, suvozasícena ili vlažna para, da li je njena temperatura konstantna ili opada nizvodno i najzad, da li se u cevovodu za vreme strujanja pojavljuje kondenzacija pare ili ne. U raznim priručnicima daju se nomogrami za proračun parovoda, koji su napravljeni za izotermno strujanje i za određene vrednosti koeficijentata trenja i apsolutne hrapavosti cevovoda. Često se to gubi iz vida i nomogrami koriste i kad za njihovu upotrebu nisu ispunjeni odgovarajući uslovi. Zato je sigurnije koristiti odgovarajuće obrasce, čije će se izvođenje dati i u ovoj knjizi za one slučajeve strujanja vodene pare koji se pojavljuju u praksi.

HIDRAULIČNI PRORAČUN CEVOVODA ZA TRANSPORT PREGREJANE VODENE PARE

Pregrejana vodena para ima široku primenu u industriji. Najveći potrošači ove pare su prehrambera, hemijska, procesna i farmaceutska industrija. Prethodno i usputno zagrevanje sirove nafte i njenih težih frakcija za vreme transporta obavlja se najčešće pregrejanom vodenom parom. Pregrejana vodena para ponaša se kao idealan gas i sve mu je po svojstvima bliža što joj je temperatura viša a pritisak niži. Zato se za pregrejanu vodu paru uzima

$$\frac{p}{\rho T} = R = 461,1 \left(\frac{J}{kgK} \right) = const. \quad (1)$$

Kod dobro izolovanih i kraćih cevovoda temperatura pregrejane vodene pare je približno konstantna pa su pritisci na početku i na kraju cevovoda povezani jednačinama;

$$p_1^2 - p_2^2 = 2p_1 \left(\lambda \frac{1}{D} + 2 \ln \frac{p_1}{p_2} \right) \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2 \quad (2)$$

$$p_1^2 - p_2^2 = 2p_2 \left(\lambda \frac{1}{D} + 2 \ln \frac{p_1}{p_2} \right) \frac{1}{2} \rho_1 v_2^2 \quad (3)$$

Da bi se izbegli veći toplotni gubici i kod dužih parovoda, uzimaju se veće

brzine strujanja pare (između 30 i 60 m/s). Osim toga, veće brzine pare zahtevaju manje prečnike cevovoda, jeftiniju izolaciju i manje investicione troškove uopšte. Prečnik cevovoda je ispod 200 mm, izuzev kad su u pitanju izuzetno veliki protoci pare. U primeni, temperatura pregrejane vodene pare obično ne prelazi 450 °C i pritisak od 35 bara. Pad pritiska u cevovodu iznosi do 3 bara.

Kod dugih parovoda i kod cevovoda sa slabijom izolacijom dolazi do osetnijeg pada temperature pare i taj se uticaj na pad pritiska usled trenja u cevovodu mora uzeti u obzir. Para za vreme strujanja odaje toplotu okolini i njena temperatura na rastojanju $x(m)$ od početka cevovoda iznosi:

$$T = T_a + (T_1 - T_a)e^{-ax} \quad (4)$$

gde je:

$$a = \frac{kD_m\pi}{\dot{m}c_p} \quad (5)$$

Ovde je $k(J/m^2sK)$ koeficijent prolaza toplote kroz parovod, $D_m(m)$ srednji prečnik cevovoda sa izolacijom, $\dot{m}(kg/s)$ maseni protok i $c_p(J/kgK)$ specifična toplota pare. Koeficijent prolaza toplote kroz parovod nalazi se između 0,6 i 4,2 (J/m^2sK). Niže vrednosti odgovaraju dobro izolovanim, a više vrednosti slabije izolovanim i neizolovanim parovodima. Za vremestrujanja pregrejane vodene pare maseni protok je konstantan jer se duž strujnog toka kondenzacija pare ne pojavljuje. U tabeli 7.1, date su vrednosti specifične toplote vodene pare za određene pritiske i temperature.

Tabela 7.1 ($10^{-3} C_p(J/kgK)$ za vodenu paru)

t(°C)	p(bar)					
	1	6	10	15	20	25
200	2,01	2,26	2,47	2,85	—	—
250	1,97	2,18	2,34	2,60	2,80	3,10
300	1,97	2,14	2,26	2,43	2,60	2,76
350	1,97	2,09	2,22	2,34	2,43	2,60
400	1,97	2,09	2,18	2,30	2,34	2,47
450	1,97	2,09	2,14	2,26	2,30	2,39

HIDRAULIČNI PRORAČUN CEVOVODA ZA TRANSPORT SUVOZASIĆENE I VLAŽNE PARE

Veličine stanja suvozasićene vodene pare određene su gornjom graničnom krivom Molijerovom (Mollier) dijagramu. Ako se za vreme strujanja suvozasićene vodene pare njene veličine stanja menjaju tako da su u protočnim preseccima~cefovoda nizvodno određene gornjom graničnom krivom, tada će suvozasićena vodena para strujati bez kondenzacije. U stvari, pad pritiska duž strujnog toka „odlaže“ kondenzaciju, a pad temperature zbog odavanja toplote okolini „zahteva“ kondenzaciju, pa se ova dva suprotna dejstva uravnotežavaju i suvozaeićsna vodena para struji sa konstantnim masenim protokom.

Kad je cevovod kratak i dobro izolovan, tada se veličine stanja suvozasićene vodene pare neznatno menjaju duž strujnog toka, pa se pad pritiska usled trenja može izračunavati iz obrasca koji važi za nestišljivo izotermno strujanje:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{D} \frac{1}{2} \rho v^2 = 0,8105 \frac{\lambda \dot{m}^2}{\rho D^5}, \quad (6)$$

ili, kad se promena gustine i koeficijenta stišljivosti mora uzeti u obzir

$$P_1^2 - P_2^2 = 2 p_1 \lambda \frac{l}{D} \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2 \frac{Z_m}{Z_1} \quad (7)$$

gde je Z_m srednja vrednost koeficijenta stišljivosti. Ako je pad temperature suvozasićene vodene pare duž strujnog toka osetniji, tada treba da se koristi jednačina;

$$P_1^2 - P_2^2 = 2 p_1 \lambda \frac{l}{D} \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2 \frac{Z_m}{Z_1} \frac{T_m}{T_1} \quad (8)$$

Po ovim obrascima može da se određuje i pad pritiska usled trenja pri strujanju vlažne pare konstantnog stepena suvoće.

LITERATURA

- [1] Zrnić, Đ.: Projektovanje fabrika, Mašinski fakultet, Beograd, 1993.
- [2] Tolmač, D.: Uvod u teoriju sušenja sa primerima iz prakse, Tehnički fakultet "Mihajlo Pupin", Zrenjanin, 2007.
- [3] Zrnić, Đ., Savić, D.: Simulacija procesa unutrašnjeg transporta, Mašinski fakultet, 1990.
- [4] Tolmač, D.: Pneumatski transport, primena oprema i primeri, Tehnički fakultet "Mihajlo Pupin", Zrenjanin, 1991.
- [5] Lambić, M., Tolmač, D.: Tehnička termodinamika, Tehnički fakultet "Mihajlo Pupin", Zrenjanin, 1997.
- [6] Lambić, M.: Termotehnika sa energetikom, Tehnički fakultet "Mihajlo Pupin", Zrenjanin, 1998.
- [7] Bogner, M.: Projektovanje termotehničkih i procesnih sistema, SMEITS, Beograd, 1998.
- [8] Milačić, V.: Teorija projektovanja tehnoloških sistema, Mašinski fakultet, Beograd, 1987.
- [9] Zelenović, D.: Projektovanje proizvodnih sistema, Naučna knjiga, Beograd, 1987.
- [10] Adamović, Ž.: Tehnička dijagnostika, Preving, Beograd, 1997.
- [11] Tolmač, D., Lambić, M.: Projektovanje pouzdanosti sistema i održavanja, 10. Međunarodna konferencija Industrijski sistemi, Zbornik radova III, str.(147-149), Institut za industrijske sisteme, FTN Novi Sad, 1996.
- [12] Kuburović, M., Stanojević, M.: Biotehnologija, SMEITS, Beograd, 1997.
- [13] Tolmač, D., Turinski, J., Vujović, S.: Glavni tehnološko mašinski projekat točione ulja kapaciteta 20000 lit./h, "SM" – Servo Mihalj Inženjering, Zrenjanin, 1996, (urađen za DD – Industrija ulja "Dijamant", Zrenjanin.)
- [14] Tolmač, D., Bulik, D.: Mašinsko-tehnološki projekat skladištenja i transporta granulata PET, "SM"- Inženjering, Zrenjanin, 1997, (urađen za DD – Industrija ulja "Dijamant", Zrenjanin.)
- [15] Marjanović, P.: Određivanje pogonskih karakteristika pneumatskog transporta, Stručni skup o opremi u procesnoj industriji, Zbornik radova, SMEITS, Beograd, 1998.
- [16] Bogner, M., Petrović, A.: Konstrukcije i proračuni procesnih aparata, Mašinski fakultet, Beograd, 1991.
- [17] Dedijer, S.: Osnovi transportnih uređaja, Građevinska knjiga, Beograd, 1983.
- [18] Tošić, S.: Transportni uređaji, Mašinski fakultet, Beograd, 1990.
- [19] Tolmač, D.: Glavni mašinsko-tehnološki projekat pogona za proizvodnju dekstroze kapaciteta 50 t/dan, "SM Inženjering", Zrenjanin, 1987, (urađen za DD "IPOK" - Industrija preradevina od kukuruza, Zrenjanin.)
- [20] Tolmač, D., Lambić, M.: Glavni mašinsko-tehnološki projekat silosa za skrob kapaciteta 3x150 t, DD "Šinvoz", Zrenjanin, 1985, (urađen za DD "IPOK", Zrenjanin.)

- [21] Bogner, M., Vuković, D.: Problemi iz mehaničkih i hidromehaničkih operacija, Mašinski fakultet, Beograd, 1991.
- [22] Tolmač, D.: Mašine i Aparati, Tehnički fakultet, "Mihajlo Pupin", Zrenjanin, 2009.
- [23] Tolmač, D., Lerinc, F.: Glavni tehnološko-mašinski projekat postrojenja za dobijanje sumpor-dioksida, sagorevanjem sumpora, "SM Inženjering", Zrenjanin, 1994, (urađen za DD "IPOK", Zrenjanin.)
- [24] Tolmač, D., Sandić, L.: Glavni mašinsko-tehnološki projekat skladištenja masti i ulja, "SM Inženjering", Zrenjanin 1994, (urađen za DD "Sojaprotein", Zrenjanin).
- [25] Tolmač, D.: Projekat transporta i skladištenja dekstroze, "SM Inženjering", Zrenjanin, 1987, (urađen za DD "IPOK", Zrenjanin).
- [26] Tolmač, D.: Mašinsko-tehnološki projekat skladišta kiseline i lužine, "SM Inženjering", Zrenjanin, 1995, (urađen za DD "IPOK", Zrenjanin).
- [27] Tolmač, D.: Mašinsko-tehnološki projekat snabdevanja vodom fabrike piva, "SM Inženjering", Zrenjanin, 1995, (urađen za DD "Industrija piva", Zrenjanin).
- [28] Jevtović, V., Mikašinić, M.: Priručnik o transportu fluida sa katalogom, Privredni pregled, Beograd, 1971.
- [29] Alan, T. Bull, i dr. : Biotechnology, OECD, Paris, 1982.
- [30] Tolmač, D., Lambić, M.: Heat transfer through rotating roll of contact dryer, Int. J. Heat and Mass Transfer, p.p.(569-573), 4/97.
- [31] Šašić, M.: Transport fluida i čvrstih materijala cevima, Naučna knjiga, Beograd, 1990.
- [32] Popović, G., Đorđević, B., Valent, V., i dr.: Hemijsko inženjerstvo, Rad, Beograd, 1987.
- [33] Adamović, Ž.: Tehnologija održavanja, Tehnički fakultet "M. Pupin", Zrenjanin, 1996.
- [34] Baldin, A., i dr.: Održavanje industrijskih postrojenja, OMO, Beograd, 1979.
- [35] Jaćimović, B., Genić, S., Nađ, J.: Problemi iz toplotnih operacija i aparata, SMEITS i Mašinski fakultet, Beograd, 1996.
- [36] Vasiljević, N. : Parne turbine, Mašinski fakultet, Beograd, 1984.
- [37] Veljković, V., Dinić, P.: Parne turbine, Centar elektro-privrednih sistema NR Srbije, 1954.
- [38] Pio-Uljski G. N.: Parne turbine, Udruženje studenata mašinske i elektrotehnike, Beograd, 1934.
- [39] Topić, R.: Osnove projektovanja proračuna i konstruisanja sušara, Naučna knjiga, Beograd, 1989.
- [40] Reknagel, Sprenger, Henman. : Grejanje i klimatizacija, Građevinska knjiga, Beograd, 1987.
- [41] Katalozi Jugoslovenskih proizvođača procesne i termoenergetske opreme: Prva Iskra - Barič, MINEL Kotlogradnja - Beograd, Jastrebac – Niš, 14 Decembar - Beograd, MIP - Čuprija, FENIKS – Niš i dr.

- [42] Šašić, M.: Proračun transporta fluida i čvrstih materijala cevima, Naučna knjiga, Beograd, 1976.
- [43] Pavlov, Romankov, Noskov.: Hemijsko inženjerstvo, 1963.
- [44] Tolmač, D.: Projektovanje Tehnoloških Sistema, Tehnički fakultet “Mihajlo Pupin”, Zrenjanin, 2008.
- [45] Krsmanović, L.J., Saljnikov, V., Šašić, M. i dr.: Zbirka zadataka iz mehanike fluida, Naučna knjiga, Beograd, 1973.
- [46] Obradović, B.: Osnovi hidraulike – zbirka rešenih zadataka, Naučna knjiga, Beograd, 1981.
- [47] Šašić, M. : Proracun transporta fluida i cvrstih materijala cevima, Naucna knjiga, Beograd, 1976.
- [48] Tolmač, D. : Mašine i Aparati – Sistemi Hidraulike i Pneumatike, Tehnički fakultet “M. Pupin”, Zrenjanin, 2001.