

**Петар Јанев, дипл.инж.
Александар Јанев, дипл.инж.**

ХИДРОПНЕВМАТСКА ТЕХНИКА

III ГОДИНА

МАШИНСКО ЕНЕРГЕТСКИ ТЕХНИЧАР

Скопје, 2011

Издавач: МИНИСТЕРСТВО ЗА ОБРАЗОВАНИЕ И НАУКА НА РЕПУБЛИКА МАКЕДОНИЈА

Ул. Мито Хаџивасилев Јасмин, бб Скопје

Рецензенти:

дипл.инж. д-р Славе Арменски ред. проф. на Машински факултет, Скопје;

дипл.инж. Станка Димовска, СУГС „Владо Тасевски“, Скопје;

дипл.инж. Вангелка Трајковска, АСУЦ „Б. Петрушевски“, Скопје;

Лектор: Верица С Стоименова

Илустрација на корицата: Александар Јанев

Печати: Графички центар дооел, Скопје

Тираж: 400

Со Одлука за одобрување на учебник по предметот Хидропневматска техника (редовен и избран) за трета година, Струка; машинска профил; машинско енергетски техничар бр.22-1015/1 од 14.06.2011 донесена од Национална комисија за учебници.

CIP - Каталогизација во публикација
Национална и универзитетска библиотека “Св.Климент Охридски”, Скопје
АВТОР: Јанев, Петар - автор
ОДГОВОРНОСТ: Јанев, Александар - автор
НАСЛОВ: Хидропневматска техника : III година
ИМПРЕСУМ: Скопје : Министерство за образование и наука на Република Македонија, 2011
ФИЗИЧКИ ОПИС: 218 стр. : илустр. ; 24 см
ISBN: 978-608-226-298-7
УДК: 532/533(075.3), 621.22(075.3),
621.5/.6(075.3)
ВИД ГРАЃА: монографска публикација, текстуална граѓа, печатена
ИЗДАВАЊЕТО СЕ ПРЕДВИДУВА: 07.11.2011
COBISS.MK-ID: 89105674

В о в е д

Бидејќи материјата за хидраулични машини, системи и елементи за управување заедно со елементите за поврзување до сега не е претставена на едно место, се направи обид да се подготви учебник со таа материја. Учебникот е подготвен според предвидената наставна програма за III година машинска струка за профилот машински - енергетски техничар, редовна и изборна програма. Иако наставната програма има недоречености или повторувања на одредени содржини, со овој учебник се комплетира областа од енергетска техника за која треба да се информира машинскиот техничар од енергетска насока. Предизвикот беше за почит, но корисниците ќе ја имаат интерпретацијата на авторите, според предвидената програма која треба да се каже дека повеќе бара отколку што нуди. Дилемата останува да се разјасни дали во еден учебник треба да се интерпретираат содржините за редовна и изборна програма, но нарачателот инсистираше, и ете, тоа се случува, а дали одлуката е оправдана, нека одлучат корисниците. За успешна интерпретација на предвидената програма, предложените содржини се поделени во четири тематски целини - поглавија.

Првото поглавие ја покрива тематиката на хидрауличните пумпи како машини за трансформација на хидрауличната енергијата на течните флуиди во механичка енергија, принципот на дејствување и составните делови. За волуменски и центрифугални пумпи се претставени основните пресметки за капацитетот, моќноста, загубите на енергија и начинот на избирање на соодветна пумпа. Основните параметри за пумпите се претставени онака како што бара програмата, сметаме доволно за понатамошна надградба.

Во второто и третото поглавие се презентирани практични примери на хидраулични системи составени од стандардни компоненти кои успешно се применуваат на конкретни машини или системи. Понудените примери се објаснети со едноставен училишен јазик кој се надеваме овозможува да се разбере функцијата на секој елемент и системот како целина.

Последната четврта глава е посветена на основните ин-

формации за хидрауличните турбини како машини за трансформирање на хидрауличната енергија во моќност или механичка енергија.

Во учебникот се анализирани најосновните информации за составот и принципот на работење на хидраулична постројка, која енергијата на водата ја претвара во механичка работа, а потоа преку генератор во електрична енергија.

Со многу шеми и слики се обидовме да ја приближиме делкатната материја до наставниците, кои се надеваме заедно со учениците успешно ќе ја анализираат. Обемната материја и предвидената програма, можеби придонесоа да се направат определени пропусти, затоа добронамерните забелешки од сите корисници за подобрување на квалитетот ќе бидат прифатени со задоволство. Авторите, и покрај проблемите со предвидената наставна програма, се обидоа книгата да добие што е можно подобар стручен и технички квалитет. Особена благодарност за конструктивните забелешки и сугестии на рецензентите, кои инсистираа за подобрување на квалитетот, иако времето за комплетирање на учебникот беше ограничено.

Авторите

I. П У М П И

ОПШТА ПОДЕЛБА НА ПУМПИТЕ

Пумпата претставува машина или уред што механичката енергија на погонскиот мотор (електромотор или мотор со внатрешно согорување) ја трансформира во хидраулична енергија на работната течност. Хидрауличната енергија на работната течност се изразува како енергија на притисок која овозможува движење на работната течност од место со мал кон место со поголем притисок. Секоја пумпа е составена од тело (статичен дел) и работен (подвижен) дел. Во телото на пумпата се наоѓа комора во која навлегува работна течност, а полнење и празнење на комората со течност обезбедува работниот елемент. Задачата на секоја пумпа е шмукање на работната течност од основниот резервоар и потиснување кон хидрауличниот систем. Во зависност од конструкцијата, пумпата може да има еден или повеќе работни елементи и една или повеќе комори. Пумпите може да се поделат во три основни групи, и тоа:

1. Ротациони или турбопумпи,
2. Волуменски пумпи и
3. Специјални пумпи.

Ротационите пумпи се делат на: центрифугални, аксијални и пропелерни. Работниот елемент на ротационите пумпи е ротор со лопатки, кој се врти во телото на пумпата исполнето со работна течност. Механичката енергија од погонскиот мотор со помош на роторот се предава на работната течност и таа се троши за зголемување на притисокот на течноста и нејзината кинетичка енергија. Конструкцијата на лопатките од роторот на влезниот дел со ротацијата создава потпритисок со кој се шмука работната течност од основниот резервоар, а на излезниот дел од работната комора се создава натпритисок со кој се потиснува работната течност кон хидрауличниот систем.

Волуменските пумпи се делат според видот на работниот елемент и тоа на: клипни, крилни, мембрански, запчести и завојни. Кај волуменските пумпи работниот елемент се движи во работниот простор и при тоа го зголемува или намалува волуменот на работната комора на пумпата. Полнењето на работната комора со течност (шмукањето) се врши додека се зголемува волуменот на работната комора, а потиснувањето на работната течност кон хидрауличниот систем се одвива кога се намалува волуменот на работната комора.

Специјалните пумпи се делат на: мамут, струјни и хидроударни пумпи. Специјалните пумпи се изведуваат со посебна конструкција. Кај нив не се употребува погонски мотор, туку конструкцијата на пумпата обезбедува хидрауличната, топлинската или електричната енергија на работната течност да се трансформира во потенцијална енергија или енергија на притисок.

Класификацијата на пумпите може да се прикаже на следниот начин:

	П	У	М	П	И
РОТАЦИОНИ			ВОЛУМЕНСКИ		СПЕЦИЈАЛНИ
- ЦЕНТРИФУГАЛНИ			- КЛИПНИ		- МАМУТ
- ПОЛУАКСИЈАЛНИ			- КРИЛНИ		- СТРУЈНИ
- ПРОПЕЛЕРНИ			- МЕМБРАНСКИ		- ХИДРОУДАРНИ
			- ЗАПЧЕСТИ		
			- НАВОЈНИ		
			- ОСТАНАТИ		

Најчесто употребувани пумпи се клипните, од групата на волуменските пумпи, и центрифугалните, од групата на ротациони пумпи. Иако центрифугалните пумпи имаат неоспорни предности пред клипните пумпи, имаат голем недостаток - при стартување сами не можат да го извлечат воздухот од шмукачкиот цевковод, т.е. не можат да ја повлечат течноста од шмукачкиот резервоар. Пред секое стартување мора да се наполни телото на пумпата и шмукачкиот цевковод со течност.

1. ВОЛУМЕНСКИ ПУМПИ

Сите пумпи кај кои процесот на шмукање и потиснување на работниот флуид од шмукачкиот кон потисниот резервоар се врши со промена на волуменот од работната комора на пумпата (се зголемува или се намалува) се наречени **волуменски пумпи**. Според името на работниот елемент, тие се делат на: клипни, запчести, крилни, мембрански и завојни.

1.1 КОНСТРУКТИВНА ИЗВЕДБА НА ВОЛУМЕНСКИ ПУМПИ

Пумпата е работна машина која механичката енергија на погонскиот мотор ја трансформира во притисна енергија на течноста која протекува низ неа и притоа обезбедува пренесување на течноста од едно до друго однапред определено ниво. Со волуменските пумпи се пренесува течноста со периодична промена на течниот волумен во работната комора на пумпата, наизменично предавајќи ја течноста од влезниот (шмукачкиот) вентил кон излезниот (потисен) вентил.

Конструктивната форма на телото на волуменската пумпа се изведува според обликот и движењето на работниот (подвижниот) елемент на пумпата. За правилно функционирање на пумпа та треба работниот елемент да обезбедува херметичност со телото на пумпата, односно да обезбедува работни услови за движење на течноста од шмукачкиот резервоар кон телото на пумпата, а оттаму кон потисниот резервоар или низ инсталацијата на хидрауличниот систем. Кај сите видови волуменски пумпи конструкцијата обезбедува различни услови за промена на течниот волумен во телото на пумпата. Еве какви конструктивни решенија се присутни кај волуменските пумпи:

Кај *клипните пумпи* промената на течниот волумен се врши со транслаторно праволиниско движење на работниот елемент (клипот) низ цилиндарот на пумпата.

Кај *мембранските пумпи* промената на волуменот на течноста се врши со осцилаторното движење на мембраната.

Кај *запчестите пумпи* промената се врши со вртливото движење на работниот елемент (запчениците) во телото на пумпата.

Кај *крилните пумпи* – со радијалното движење на крилцата и осцилаторното движење на роторот во телото на пумпата.

Кај *завојните пумпи* – со вртливото движење на завојното вретено низ телото на пумпата.

Според конструкцијата и принципот на работење, волуменските пумпи најчесто се употребуваат за пренесување на определени количини на течност.

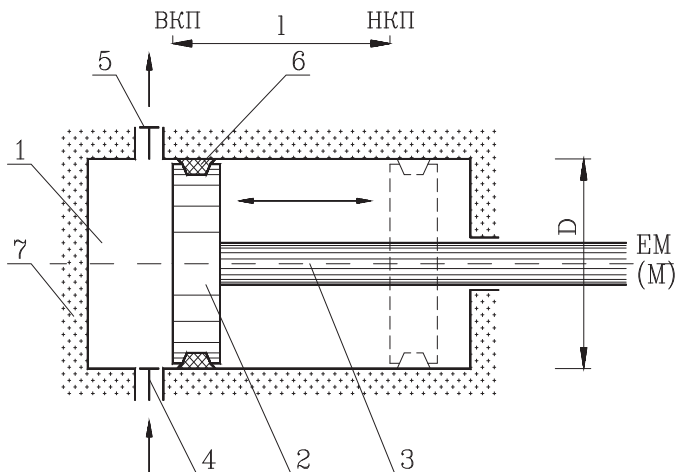
1.2 КЛИПНИ ПУМПИ

За да се објасни принципот на работа на клипните пумпи, ќе го објасниме процесот на шмукање и потиснување на течност со помош на работниот цилиндар од клипна пумпа, сл. 1. Работниот цилиндар се обликува при изработка на телото (7) на пумпата и е составен од следните делови:

1- работна комора, 2- клип, 3- клипен лост, 4- влезен (шмукачки) канал во кој се вградува неповратен вентил, 5-излезен (потисен) канал, исто така, со вграден неповратен вентил, 6-заптивен прстен кој обезбедува херметичност меѓу работната комора од предната страна на клипот и волуменот на работниот цилиндар од задната страна на клипот.

Со активирање на погонскиот мотор преку клипниот лост (3) почнува да се движи клипот (2). Неговото движење е трансляторно и периодично, ограничено во работниот цилиндар од внатрешната крајна положба (ВКП) до надворешната крајна положба (НКП). Почетното движење од ВКП до НКП овозможува да се повлече течноста од работната комора и шмукачкиот канал во работниот цилиндар, бидејќи при тоа движење на клипот

се зголемува волуменот на работната комора (пред челото на клипот), а притисокот во неа се намалува – во тој волумен



Сл. 1 Работен цилиндар од клипна пумпа

настанува потпритисок. Поради потпритисокот во работната комора се отвора неповратниот вентил (4) и течноста од резервоарот, преку шмукачката комора и влезниот канал, навлегува во работниот цилиндар. Навлегувањето на течноста во работниот цилиндар трае сè додека клипот не пристигне до НКП, потоа клипот почнува да се враќа од НКП кон ВКП, волуменот на работната комора се намалува, а со тоа се зголемува притисокот на течноста во работната комора. Бидејќи клипот ја притиска течноста која е нестислива материја, притисокот моментално се пренесува на сите страни низ течноста (Паскалов закон). Притисокот дејствува на влезниот вентил (4) и го затвора, а истовремено дејствува и на излезниот вентил (5) и го отвора. Низ тој вентил течноста излегува од работниот цилиндар кон потисната комора на пумпата од каде што се упатува во потисниот резервоар и во цевкината инсталација на хидрауличниот систем. Излегувањето на течноста низ вентилот (5) трае додека клипот не пристигне во ВКП, потоа клипот го променува правецот на

движење кон НКП, односно започнува нова периода. Периодата на работниот цилиндар претставува време што е потребно за клипот да го помине растојанието L двапати, од ВКП до НКП и назад до ВКП, при што се извршува едно шмукање (полнење) на работниот цилиндар и едно потиснување (негово празнење) на течноста кон хидрауличниот систем, а сето тоа се случува за едно завртување на вратилото од погонскиот мотор. Количината на течност што се испумпува од резервоарот кон хидрауличниот систем изнесува:

$$q_v = q \cdot n = V \cdot n = A \cdot l \cdot n = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot l \cdot n \text{ [m}^3\text{/s]}, \text{ каде што:}$$

q_v [m³/s] – количина на течност што се црпи за една периода,

V [m³] – волумен на работната комора,

n [1/s] – број на вртежи на вратилото од погонскиот мотор.

Заптивните прстени (6) имаат одговорна задача, бидејќи обезбедуваат херметичност меѓу волумените на работната комора од предната и задната страна на клипот. Освен тоа, го соопладуваат зјајот помеѓу клипот и работниот цилиндар, со што се намалува допирната површина меѓу тие два метални дела, а тоа придонесува отпорите на движење да се намалат (триењето е намалено). За поголема ефикасност кај пумпите со голем проток и високи работни притисоци, на клипот се монтираат два и повеќе заптивни прстени (со кружен, трапезен или призматичен напречен пресек). Прстените се монтираат во жлебови кои се изработени на телото на клипот.

Заедничко за сите клипни пумпи е тоа што во телото имаат сместено еден или повеќе работни цилиндри, паралелно распоредени со оската на цилиндричниот блок кај аксијалните пумпи, односно радијално распоредени во однос на оската на пумпата, кај радијалните клипни пумпи.

1.2.1 КЛИПНА ПУМПА СО ЕДНОСТРАНО ДЕЈСТВО

Клипната пумпа со еднострано дејство (сл. 2), механичката работа на погонскиот мотор ја трансформира во притисна енергија на течноста. Овие пумпи се многу ефикасни, но имаат ограничена примена, бидејќи вршат неконтинуирано потиснување на течноста од резервоарот кон хидрауличниот систем. При движењето на клипот (9) во работниот цилиндар (8) од ВКП до НКП, во работната комора (7) се создава потпритисок. Тоа овозможува течноста од резервоарот (1) преку шмукачката корпа (2) да го отвори неповратниот вентил (3) и низ шмукачкиот канал (4) да се искачи до воздушната комора (5). Истовремено се отвора и шмукачкиот неповратен вентил (6) низ кој флуидот ја полни работната комора на пумпата (7). По пристигнување на клипот во НКП, тој почнува да се враќа назад кон ВКП при што се зголемува притисокот во работната комора на пумпата, а поради тоа се затвораат неповратните вентили 3 и 6, а се отвора потисниот неповратен вентил (13), низ кој течноста се истиснува во потисната воздушна комора (14). Оттаму течноста, преку одводниот канал (17), оди во потисниот резервоар (16), односно кон хидрауличниот систем. Истиснувањето на флуидот трае сè додека пристигне клипот до ВКП, а потоа повторно отпочнува процесот на шмукање.

Големината на теоретскиот проток (q_v) се пресметува според равенката:

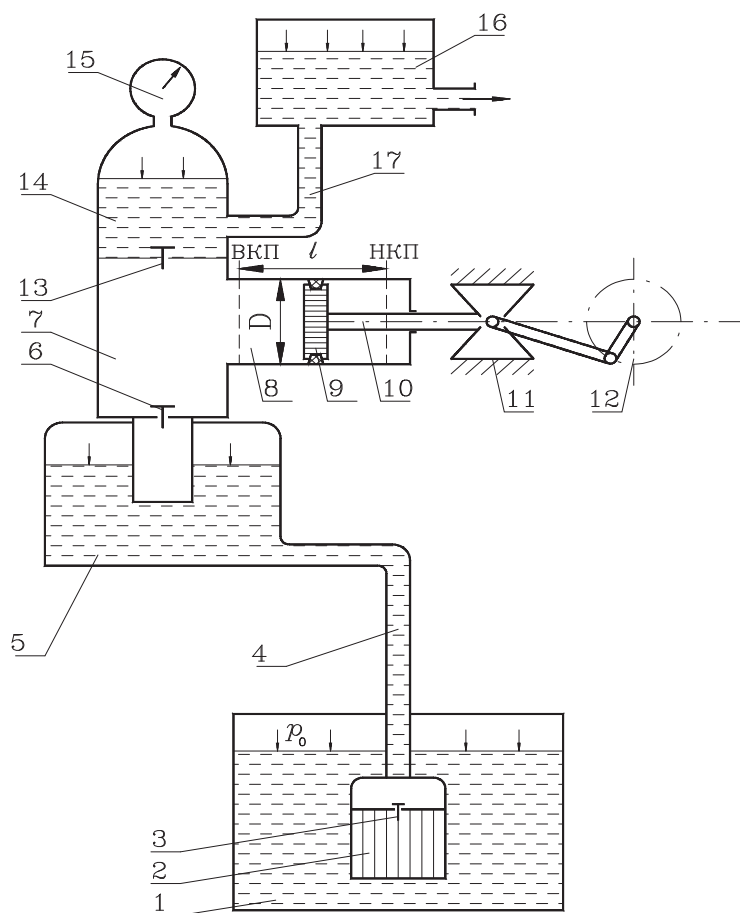
$$q_v = \frac{A \cdot l \cdot n}{60} \text{ [m}^3\text{/s]}, \quad \text{каде што:}$$

$$A = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \text{ [m}^2\text{]} - \text{напречен пресек на работниот}$$

цилиндар на пумпата,

l [m] - должина на одот на клипот од ВКП до НКП,

n [1/s] - број на вртежи на погонскиот мотор.



Сл. 2 Клипна пумпа со еднострано дејство

Улогата на воздушните комори (долната 5 и горната 14) при донесуваат да се амортизираат инерцијалните сили кои се последица на нестационарното струење на течноста од резервоарот (1) преку шмукачкиот канал (4) до одводниот (потисниот) канал (17). Воздушните комори се поставуваат во непосредна близина на пумпата (на шмукачкиот канал) и служат за трансформирање на струењето од нестационарно во стационарно. Тоа се, всушност, големи резервоари кои делумно се исполнети

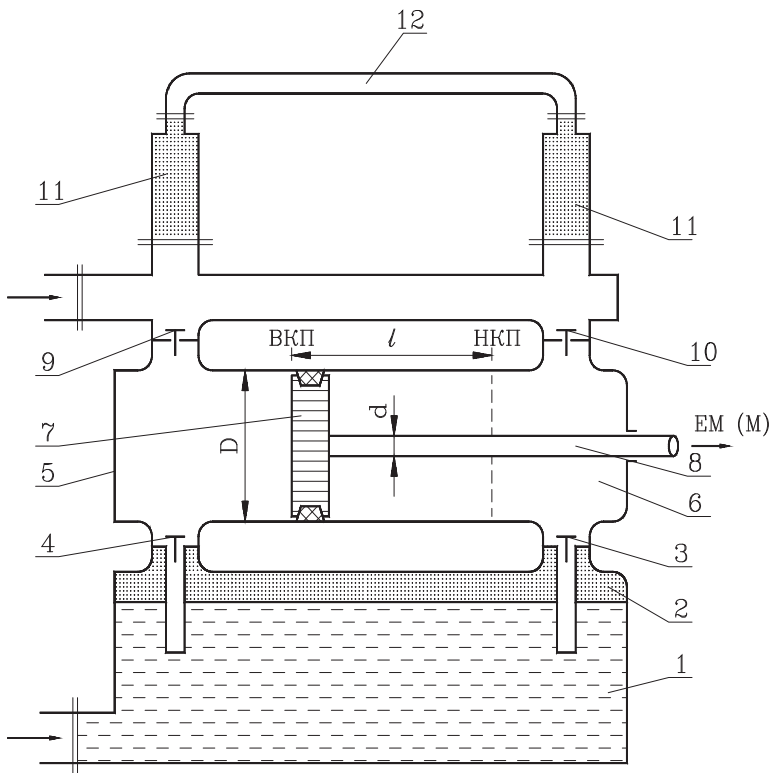
со течност, а во горниот дел на комората се наоѓа воздух. При процесот на шмукање или потиснување на течноста воздухот во коморите ги амортизира ударите од нестационарното струење. Течноста исполнува само дел од комората при што волуменот на воздухот се намалува незначително, а со тоа и промената на притисокот во комората е незначителна.

Со примена на воздушните комори нестационарното струење се среќава само во шмукачкиот канал од резервоарот, од долната воздушна комора (5) и од цилиндарот на пумпата до горната потисна воздушна комора. Заради контрола на нивото на течноста и притисокот на воздухот, на секоја воздушна комора треба да има инсталирано водомерно стакло и манометар (15). Практично е потврдено дека течноста обично зазема една третина од вкупниот волумен на воздушната комора.

1.2.2 КЛИПНА ПУМПА СО ДВОСТРАНО ДЕЈСТВО

Клипната пумпа со двострано дејство (сл. 3) претставува подобро техничко решение на клипната пумпа со еднострано дејство. Со таа пумпа се обезбедува поголем (континуиран) пренос на работната течност од резервоарот кон хидрауличниот систем, во однос на клипната пумпа со еднострано дејство.

Со активирање на погонскиот мотор преку клипниот лост (8), клипот (7) почнува да се движи од ВКП до НКП. Притоа се зголемува волуменот на предната работна комора (5), при што се создава потпритисок и се отвора шмукачкиот вентил (4), низ кој навлегува течност што ја полни предната работна комора. За тоа време се намалува волуменот на задната работна комора (6) и во неа се создава натпритисок, кој го отвора потисниот вентил (10), низ кој излегува течноста од работниот цилиндар на пумпата кон хидрауличниот систем. Со пристигнување на клипот (7) во НКП, бидејќи веднаш почнува да се движи назад кон ВКП,



Сл. 3 Клипна пумпа со двострано дејство

процесот на полнење и потиснување се менува и тоа: потиснувањето на течноста кон хидрауличниот систем се врши од предната работна комора (5) низ потисниот вентил (9), а полнењето на задната работна комора (6), чиј волумен сега се зголемува, се врши преку шмукачкиот вентил (3). Значи, за една периода на работниот цилиндар од пумпата (движењето на клипот во работниот цилиндар од НКП до ВКП и назад до НКП) двапати се врши полнење со работна течност и двапати потиснување, а не едно полнење и едно потиснување како кај клипна пумпа со еднострано дејство.

Воздушните комори (2 и 11) и цевката (12) што ги поврзува имаат задача да ги намалат пулсирањата на испумпаната теч-

ност кон хидрауличниот систем. Испумпаната течност од предната работна комора (5) и задната комора (6) количински се разликува, бидејќи и волуменот на коморите е различен. Волуменот на предната комора (5) изнесува:

$$V_1 = A_1 \cdot l = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot l \quad [\text{m}^3].$$

На задната комора (6) изнесува:

$$V_2 = A_2 \cdot l = \frac{(D-d)^2 \cdot \pi}{4} \cdot l \quad [\text{m}^3].$$

l [m] - растојание од НКП до ВКП,

D [m] - дијаметар на работниот цилиндар,

d [m] - дијаметар на клипниот лост.

Поради разликата во волумените на предната и задната комора, количината на испумпаната работна течност е различна, има нерамномерен проток кон хидрауличниот систем, односно се јавуваат пулсирања.

Големината на теоретскиот проток, што се потиснува кон хидрауличниот систем, може да се пресмета со равенката:

$$q_{VT} = q_{V1} + q_{V2} \quad [\text{m}^3/\text{s}], \text{ каде што:}$$

$$q_{V1} = \frac{A_1 \cdot l \cdot n}{60} \quad [\text{m}^3/\text{s}] - \text{количина на течност која се}$$

пренесува преку предната комора (5),

$$q_{V2} = \frac{A_2 \cdot l \cdot n}{60} \quad [\text{m}^3/\text{s}] - \text{количина на течност која се}$$

пренесува преку задната комора (6).

$$\begin{aligned} q_{VT} &= \frac{A_1 \cdot l \cdot n}{60} + \frac{A_2 \cdot l \cdot n}{60} = \frac{l \cdot n}{60} \cdot (A_1 + A_2) = \frac{l \cdot n}{60} \cdot \left[\frac{D^2 \cdot \pi}{4} + \frac{(D-d)^2 \cdot \pi}{4} \right] = \\ &= \frac{l \cdot n}{60} \left[\frac{D^2 \cdot \pi}{4} + \frac{D^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \right] = \frac{l \cdot n \cdot \pi}{240} (2D^2 - d^2) \quad [\text{m}^3/\text{s}]. \end{aligned}$$

n [1/min] - број на вртежи на погонското вратило

1.2.3 ДИФЕРЕНЦИЈАЛНА КЛИПНА ПУМПА

Диференцијалната клипна пумпа (сл. 4) обезбедува порамномерен пренос на работна течност од резервоарот (1) кон хидрауличниот систем. Како конструкција, таа е комбинирано техничко решение меѓу клипните пумпи со еднострано и двострано дејство. Работата на клипната пумпа со двострано дејство е упростена, бидејќи подигањето на течност се врши само со две воздушни комори (2 и 9), еден шмукачки неповратен вентил (3) и еден потисен неповратен вентил (5). Со цевката (8) се поврзани предната работна комора (4) и задната работна комора (7) на пумпата. Со активирање на погонскиот мотор, клипот (6) почнува да се движи низ цилиндарот на пумпата од ВКП кон НКП, при што предната работна комора (4) се полни со течност преку шмукачкиот вентил (3). Штом пристигне клипот во НКП и почне со движењето назад кон ВКП, течноста од предната комора (4) се потиснува во горната воздушна комора (9), преку потисниот вентил (5). За тоа време, течноста од воздушната комора (9), преку цевката (8), со еден свој дел, ја полни задната работна комора (7) на цилиндарот, бидејќи во него се намалува притисокот, а еден дел од течноста оди кон хидрауличниот систем низ цевката (10). Со пристигнување на клипот во ВКП, тој веднаш се враќа назад кон НКП, при што се полни предната работна комора (4) преку шмукачкиот вентил (3), додека течноста од задната работна комора (7) се потиснува преку цевката (8), кон хидрауличниот систем низ цевката (10).

На тој начин се намалени пулсирањата (од максимален до минимален проток), а хоризонталната цевка (8) секогаш е полна со работна течност од горната воздушна комора (9), па хидрауличниот систем добива континуирана и порамномерна количина.

Теоретскиот проток на диференцијалната клипна пумпа се пресметува според изразот:

$$q_{VT} = \frac{A \cdot l \cdot n}{60} \text{ [m}^3\text{/s]}, \text{ каде што:}$$

$$A = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \text{ [m}^2\text{]} - \text{напречен пресек на цилиндарот на}$$

пумпата,

l [m] - должина на одот на клипот,

n [1/min] - број на вртежи на погонскиот мотор.

Практично е докажано дека во потисната цевка (10) за време на еден циклус се потиснува иста количина на течност како и со клипна пумпа со еднострано дејство. Но, со диференцијалната пумпа, протокот е порамномерен.

Стварната количина на течност, што се испумпува со диференцијалната клипна пумпа, може општо да се напише во следниот облик:

$$q_V = q_{V1} + q_{V2} \text{ [m}^3\text{/s]}, \text{ каде што:}$$

q_{V1} [m³/s] - количина на течност, која се потиснува преку предната комора (4),

q_{V2} [m³/s] - количина на течност, која се потиснува преку задната комора (7).

Најголемата рамномерност при работата на диференцијалната пумпа ќе се постигне ако количините на течност (q_{V1} и q_{V2}) кои се потиснуваат кон цевката (10) бидат еднакви:

$$q_{V1} = q_{V2}$$

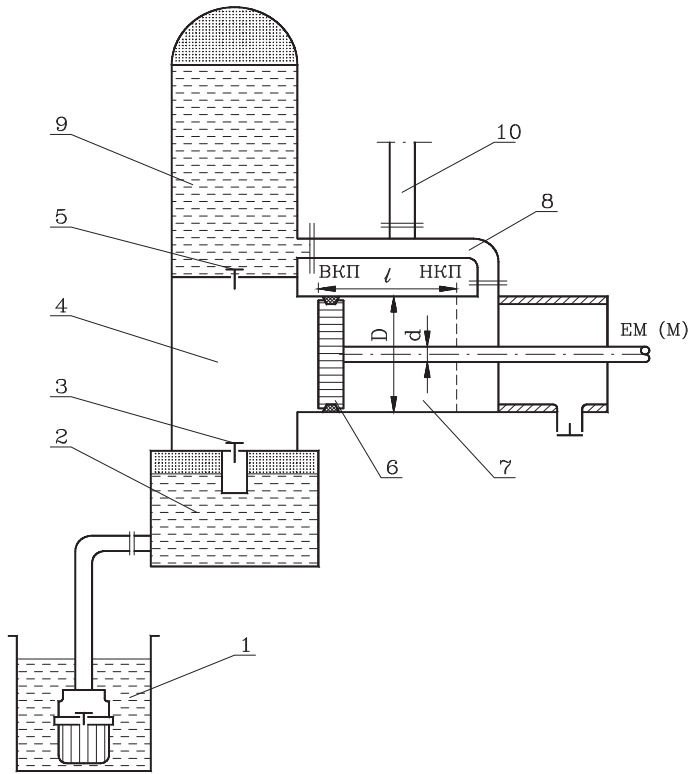
При таков услов се добива:

$V_l = A \cdot l - (A - A_1) \cdot l$ - волумен од левата страна на клипот (комора 4),

$V_d = (A - A_1) \cdot l$ - волумен од десната страна на клипот (комора 7),

$$A = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \text{ [m}^2\text{]}, \quad A_1 = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \text{ [m}^2\text{]},$$

D [m] - внатрешен дијаметар на цилиндарот,



Сл. 4 Диференцијална клипна пумпа

d [m] - надворешен дијаметар на клипниот лост.

Условот $q_{V1} = q_{V2}$ ќе се исполни ако $V_l = V_d$.

Со замена на нивните вредности се добива големината на дијаметарот на клипниот лост d , и тоа:

$$A \cdot l - (A - A_1) \cdot l = (A - A_1) \cdot l$$

$$A \cdot l - A \cdot l + A_1 \cdot l = A \cdot l - A_1 \cdot l$$

$$2 A_1 = A$$

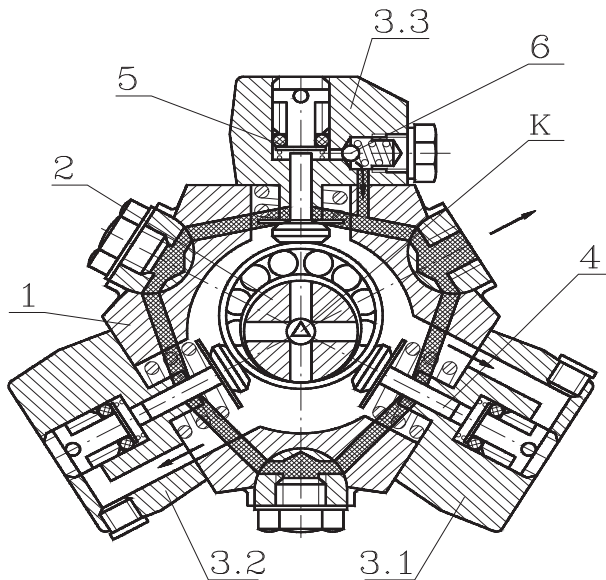
$$2 \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \Rightarrow d^2 = \frac{D^2}{2}$$

$$d = \frac{D}{\sqrt{2}} = 0,71 D \text{ [m].}$$

Во индустријата за средновисоки и големи работни притисоци се употребуваат аксијални клипни пумпи со автоматско, електрохидраулично управување или пумпи со сервоуправување.

1.3 РАДИЈАЛНА КЛИПНА ПУМПА

Во индустријата се употребуваат и радијални клипни пумпи. На сл. 5 е претставена радијална клипна пумпа со три пумпни елементи, а постојат изведби со пет и седум клипни елементи. Радијалните клипни пумпи се изведуваат со подвижни и неподвижни работни комори. Кај радијалните клипни пумпи (со ротор) со подвижни работни комори, цилиндрите се распоредени во роторот. Кај радијалните клипни пумпи со ексцентар, цилиндрите се распоредени во статорот и затоа нивните работни комори се неподвижни, како на сл. 5. Кај таа пумпа во средината на телото (1) е сместено ексцентрично вратило (2), кое е поврзано со клиповите (4), распоредени во пумпните цилиндри 3.1, 3.2 и 3.3. Клиповите се движат радијално под дејство на вртежите на ексцентричното вратило и пружините, така што за еден вртеж на ексцентричното вратило клиповите извршуваат една периода (шмукање и потиснување). Течноста се шмука преку централен аксијален канал (К) низ ексцентричното вратило, а во работните комори на пумпните цилиндри навлегува низ четирите радијални канали. Циклусот на шмукање и потиснување се остварува на следниот начин: кога ексцентричното вратило ќе отпочне со вртежно движење, клипот во цилиндарот (3.1) тргнува навнатре (кон центарот), така што се зголемува волуменот на работната комора, а притисокот во неа се намалува, при што се ослободува вентилската плоча (5) со што се дозволува течноста да навлезе во цилиндарот. Кога ексцентарот дејствува на клипот и го притиска нанадвор, тој со притисокот на течноста и пружината ја враќа вентилската плоча во затворена положба (положба 3.2).



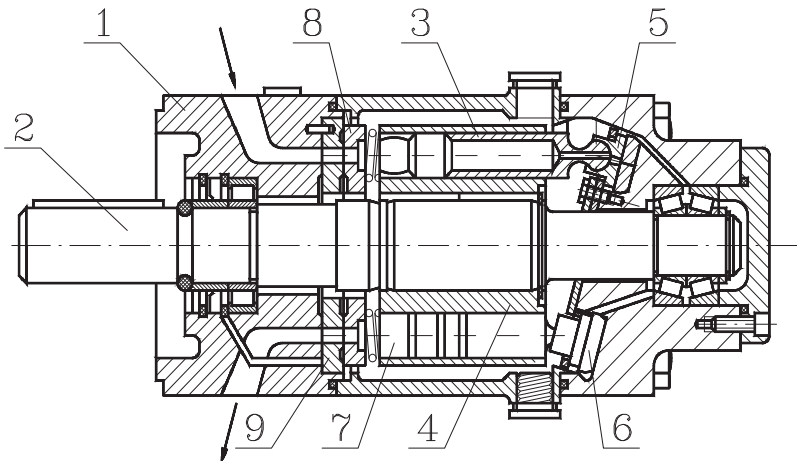
Сл. 5 Радијална клипна пумпа

Со натамошното вртење на ексцентарот и движењето на клипот кон НКП, притисокот во течноста толку се зголемува што го отвора излезниот вентил (6) (положба 3.3), па течноста излегува низ потисниот канал кон инсталацијата на хидрауличниот систем. Радијалните клипни пумпи најчесто се поставуваат под нивото во резервоарот за да се обезбеди доволен притисок на течноста во шмукачкиот канал на пумпата.

1.4 АКСИЈАЛНА КЛИПНА ПУМПА

На сл. 6 е прикажана аксијална клипна пумпа со плоча под агол, која обезбедува порамномерен проток. Карактеристично за неа е тоа што оската на цилиндарскиот блок (4) се поклопува со оската на погонското вратило (2). Со вртливото движење на погонското вратило (2) се вртат и следните делови: цилиндарскиот блок (4), чаурата со огрлица (7), дното на цилиндарот (8), клиповите (3) и лизгачките плочки (5). Бидејќи клиповите се поврзани

со лизгачките плочки за плочата под агол (6), при вртливото движење клиповите се движат низ цилиндрите и се остварува периодата на шмукање и потиснување.



Сл. 6 Аксијална клипна пумпа

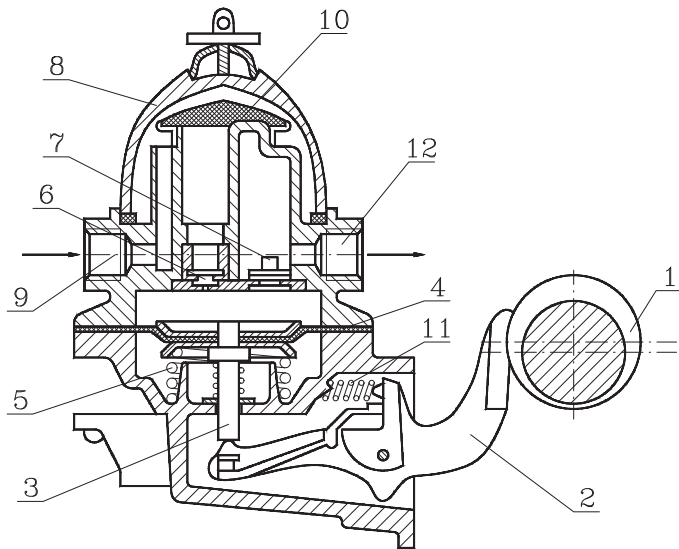
Доводот и одводот на работната течност во и од цилиндрите се остварува преку два отвора со облик на срп, нажлебени во распоредната плоча (9), која е прицврстена за телото на пумпата (1). Краевите на клиповите имаат топчеста форма и се влежиштени (наглавени) во лизгачката плоча (5). Плочата под агол стои под постојан агол во однос на нормалната рамнина на оската од погонското вратило и затоа протокот на пумпата е приближно константен. Постојат изведби на аксијална клипна пумпа со цилиндарски блок под агол во однос на оската од погонското вратило кои, исто така, обезбедуваат порамномерен проток, но имаат посложена конструкција.

1.5 МЕМБРАНСКА ПУМПА

Мембранската пумпа, исто така, спаѓа во групата на волуменски пумпи, а работи со мал притисок и релативно мал проток. Се вградува во водоводните системи за црпење вода од резервоари и кај моторите со внатрешно согорување, како бензинска пумпа. Се изведува со механички или електричен погон.

На сл. 7 е прикажана мембранска пумпа со составните делови: 1- ексцентар на работното вратило, 2 - палец, 3 - повлекувач, 4 - еластична мембрана, 5 - пружина, 6 - шмукачки вентил, 7- потисен вентил, 8 - поклопец на пумпата, 9- влезен канал, 10 - пречистувач (филтер), 11- пружина за враќање на палецот и 12- потисен канал.

Вртливото движење на ексцентарот (работното вратило) 1, преку палецот (2) и повлекувачот (3) се претвора во трансляторно движење на мембраната која се движи нагоре или надолу. Доколку мембраната се движи надолу, се зголемува волуменот на работната комора над мембраната, а притисокот во неа се намалува. Тоа придонесува да се отвори шмукачкиот вентил (6) и работната течност да навлезе во комората над мембраната. При натамошното вртење на ексцентарот, палецот потполно се ослободува и мембраната, со помош на пружината (5), постепено се враќа во хоризонтална положба. Тогаш во работната комора, која е полна со течност, постепено се зголемува притисокот, бидејќи се намалува волуменот. Зголемениот притисок го отвора потисниот вентил (7) и течноста, преку потисниот канал (12), излегува кон инсталацијата на хидрауличниот систем. Постојат повеќе различни изведби на мембранска пумпа, но заедничка особина за сите изведби е малиот проток и тоа што обезбедуваат ниски работни притисоци. Затоа, нивната примена во хидрауличните системи е ограничена.

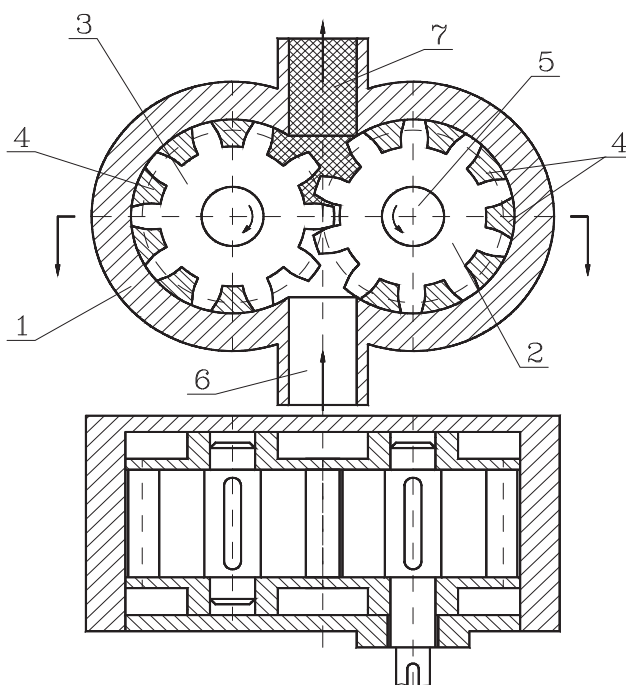


Сл. 7 Мембранска пумпа

1.6 ЗАПЧЕСТА ПУМПА

Запчестата пумпа, сл. 8, се состои од тело на пумпата (1), погонски запченик (2), работно вратило (5) (поврзано со вратилото на погонскиот мотор), гонет запченик (3) и работни комори (4). Работни елементи на запчестата пумпа се запците од запчениците, а работни комори се меѓузубците (4). Во телото на пумпата постои канал за шмукање на течноста (6), од едната страна, и канал за потиснување (7), од другата страна. Каналот за шмукање (6) се поврзува со резервоарот за течност, а каналот за потиснување (7) се поврзува со хидрауличниот систем. Со вклучување на погонскиот мотор во работа, преку работното вратило (5) почнува да се врти погонскиот запченик (2) кој го врти гонетиот запченик (3) што е во спрега со него. При вртење на спрегнатите запченици, запците ја потиснуваат работната течност од работните комори (меѓузубците), по периферијата на

запчениците. Работната течност не може да се враќа назад (во спротивна насока од насоката на вртење) бидејќи запците со венцот се лизгаат по внатрешниот обем на телото на пумпата. Празнината во меѓузубците овозможува шмукање на работната течност преку шмукачкиот канал од резервоарот. Заради континуираното вртење на запчениците во назначената насока, континуирано се пренесува работна течност кон потисниот канал. На тој начин механичката енергија од погонскиот мотор на пумпа та се трансформира во струјна енергија (енергија на движење и енергија на притисок) на работната течност. Струјната енергија овозможува работната течност да струи низ инсталацијата на хидрауличниот систем. Понекогаш се случува запците да го затворат меѓузубјето (во зоната на спрегнување) пред да се истисне целата количина на течност од него.



Сл. 8 Запчеста пумпа

Тогаш, во таа заробена течност се создава многу голем притисок што придонесува пумпата да работи со удари. За да се избегнат големите притисоци и ударите, на лежиштата во куќиштето се изработуваат мали канали преку кои заробената течност може да излезе од бочните страни на запчениците и се одведува до потисниот канал.

Количеството на течност кое пумпата го потиснува за еден вртеж приближно одговара на половина од зафатнината (волуменот) на меѓузабците на двата запченика (ако се тие еднакви), т.е.

$$V = 2 \cdot D_o \cdot m \cdot b \cdot \bar{u} \text{ [m}^3\text{]}, \text{ каде што:}$$

- D_o [m] - претставува дијаметар на поделбениот круг на запчениците,
- m [m] – модул на запчениците,
- b [m] – широчина на запчениците.

За n [vrt/s] теоретскиот проток на запчестата пумпа ќе биде:

$$Q_t = V \cdot n = 2 \cdot D_o \cdot m \cdot b \cdot \bar{u} \cdot n \text{ [m}^3\text{/s]}$$

а вистинскиот (стварниот) проток ќе биде:

$$Q = Q_t \cdot \eta_v \text{ [m}^3\text{/s]} \text{ каде што:}$$

- η_v е волуменскиот степен на корисно дејство на пумпата.

Потребната моќност за погон на пумпата се определува според изразот:

$$P = p \cdot Q_t / \eta \text{ [W]}, \text{ каде што:}$$

- p [Pa] е притисок на пумпата,
- η вкупен степен на искористување на пумпата.

Регулација на протокот на запчестите пумпи се врши со промена на бројот на вртежи, а ако тоа не е можно, со вградување на преливен вентил и повратен цевковод, кој ја сврзува шмукачката и потисната страна на пумпата. Со наголемување на притисокот, во случај на преголем проток, се отвора преливниот вентил, вишокот на течност се одведува преку повратниот канал на шмукачката страна и циркулира внатре низ пумпата.

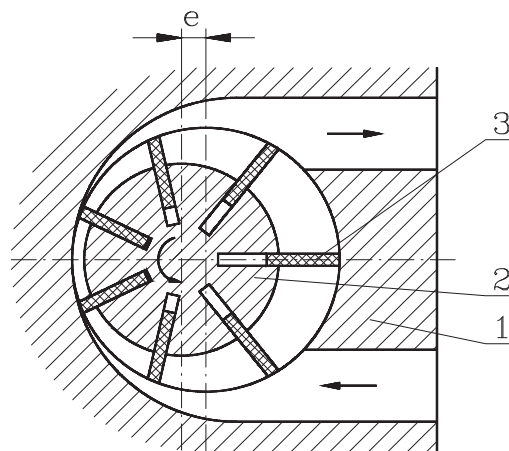
Запчестите пумпи се изработуваат со надворешно и внатрешно назабени запченици, со лева или десна насока на вртење. Тие се одликуваат со голема сигурност при работата и висок степен на искористување (до 85%). Исто така, имаат едноставна конструкција (во споредба со клипните пумпи) без воздушни комори, мали димензии и маса, долг работен век, а нивната негативна особина е тоа што се многу бучни при работата. За да се отстрани бучавата, тие секогаш се потопуваат во резервоарот со работна течност. Работниот притисок достигнува до 250 [bar], а протокот од 1 до 160 [l/min]. Во современите изведби, заради подобрување на степенот на искористување на пумпите, се вградува уред за автоматско регулирање на зјајот меѓу телото на пумпата и запчениците.

Запчестите пумпи често се применуваат кај металорезачките, земјоделските машини, машините кои се употребуваат во градежништвото, рударството и тоа во системите за подмачкување и системи за регулација на турбините.

1.7 КРИЛНА ПУМПА

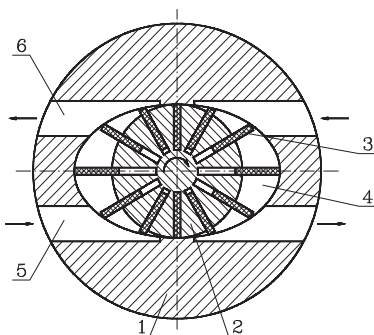
Крилната пумпа (Сл. 9) се состои од тело (статор) (1), ротор (2), работни елементи – крилца (3) кои се слободно навлечени во радијални канали изработени во телото на роторот и се движат под дејство на центрифугалните сили што се јавуваат при ротација на роторот. Обично се конструираат пумпи со 10 до 12 крилца. Роторот е ексцентрично поставен во телото на пумпата, а работната комора се формира меѓу две соседни крилца, роторот и статорот. Роторот се врти со помош на погонски мотор, а крилцата, под дејство на центрифугалните сили, делумно излегуваат од радијалните канали и се лизгаат по внатрешната површина на статорот. Поради ексцентричноста на роторот во однос на статорот, работната комора има променлив волумен. При максимален волумен (од десната страна) притисокот

во работната комора е мал, а како што се намалува волуменот, така постепено расте притисокот и максималната вредност ја достигнува кога волуменот е најмал (од левата страна). Во почетокот, кога погонскиот мотор се пушта во работа и роторот почнува да се врти, крилцата прво го зафаќаат воздухот од шмукачкиот канал и го пренесуваат во горниот дел кон потисниот канал. На тој начин во шмукачкиот канал се создава потпритисок и течноста од резервоарот, низ влезниот канал, навлегува во пумпата. Крилцата при вртењето ја зафаќаат течноста и ја пренесуваат во горниот дел кон потисниот канал. Бидејќи вртењето на роторот е континуирано, количината на течност постепено се зголемува, а со тоа и притисокот во него. Под дејство на зголемениот притисок, преку потисниот канал течноста струи кон инсталацијата на системот. Насоката на вртење на роторот е спротивна од стрелките на часовникот, а зјајот меѓу роторот и статорот може да се нагодува рачно или автоматски (во поновите конструкции). Крилната пумпа е со едноставна конструкција, лесна за ракување и одржување. Освен тоа, работи мирно и бесшумно. Таа се употребува за мали и средни работни притисоци, проток $Q = 0,2 \div 20 \text{ [m}^3/\text{h]}$, а степенот на искористување се движи од 70 до 80%.



Сл. 9 Крилна пумпа

Има повеќе изведби на крилни пумпи со: еднострано и двострано дејство (како на сл. 10). Крилцата може да бидат вградени во роторот или многу ретко во статорот. Најчесто се употребуваат во хидрауличните системи кај моторните возила и металорезачките машини (стругови). Составни делови се: тело (статор) (1), ротор (2), крилца (3), работна комора (4), шмукачки канал (5) и потисен канал (6).



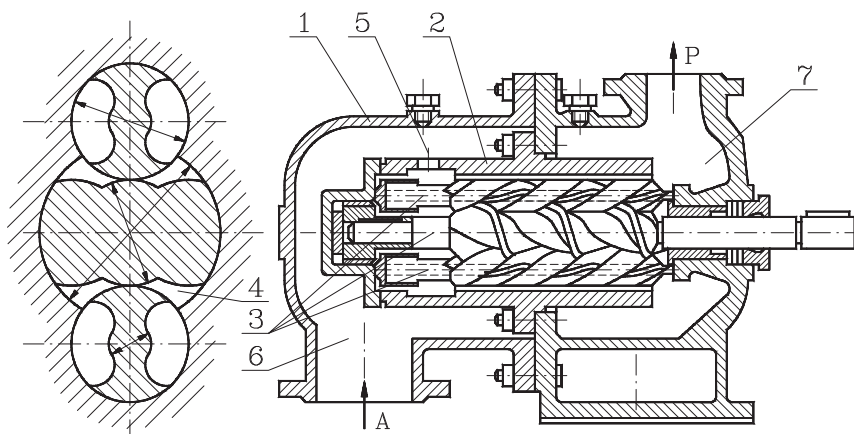
Сл. 10 Крилна пумпа со двострано дејство

1.8 ЗАВОЈНА ПУМПА

Завојната пумпа името го добила според работниот елемент (завојно вретено), кое добива погон од погонски мотор кој може да биде поврзан директно или индиректно. Постојат изведби со едно или повеќе завојни вретена, но секогаш само централното вретено е погонско, а останатите се гонети.

На сл. 11 е прикажана завојна пумпа со три завојни вретена. Треба да се истакне дека погонското вретено обично се изработува со десен навој, а гонетите со лев. Преносниот однос меѓу вретената секогаш треба да биде 1 (единица). Телото на пумпата (1) задолжително се изработува од два дела заради полесно монтирање. Тоа се изработува со леење или, пак, со заварена конструкција (за поголеми пумпи). Во телото е поставен работниот елемент (2) во кого се сместени завојните вретена (3).

Работната комора (4) е просторот меѓу завојните вретена и внатрешниот дел на работниот елемент.



Сл. 11 Завојна пумпа

Течноста се транспортира со навоите на завојните вретена (исто како кај запчеста пумпа со меѓузубјата на запчениците). Течноста во работниот елемент (2) навлегува преку отворите (5), кои се радијално распоредени во делот од кај влезната комора (6).

Во почетокот, со пуштање во работа на погонскиот мотор, се истиснува воздухот од внатрешноста на пумпата и шмукачкиот канал, при што внатре се создава вакуум. Тоа овозможува течноста преку влезниот канал *A* да навлезе во телото на пумпата и во работниот елемент 2, каде што ја зафаќаат завојните вретена (3) и ја пренесуваат во потисниот дел од работната комора (7). Од десната страна работната комора е отворена и течноста слободно излегува во потисната комора. Вртењето на завојните вретена е континуирано, па и пренесувањето на течноста се одвива континуирано кон излезниот (потисниот) канал (*P*), односно хидрауличниот систем.

Завојните пумпи се употребуваат за мали и средни работни притисоци и голем проток. Протокот се зголемува со бројот на вградените завојни вретена - повеќе вретена имаат повеќе завојни жлебови, кои овозможуваат да се пренесува поголема количина на течност. Завојните пумпи се одликуваат со голема сигурност во работењето, мирна (бесшумна) работа, добар степен на искористување, рамномерен проток и едноставно ракување. Одржувањето, исто така, е едноставно, бидејќи завој ните вретена не се поправаат, туку целосно се заменуваат доколку дојде до нивно оштетување. Најчесто, поради високата цена на завојните вретена, се заменува целата пумпа. Поради големиот проток и останатите добри особини, овие пумпи имаат широка примена во индустријата (прехранбена, хемиска, нафтена...). Завојните вретена и работната комора се изработуваат од квалитетни материјали, бидејќи од нив најмногу зависи и функционалноста на пумпата.

1.9 ПОВРЗУВАЊЕ И ПРИНЦИП НА РАБОТА НА ПУМПИТЕ

Пумпата во хидрауличниот систем се поврзува со помош на навој или сврзувачки елементи (завртки, навртки и заптивни прстени) меѓу фланшите. Силата на притегање за сите завртки треба да биде еднаква, заради рамномерно притискање на заптивните прстени. Пред пуштање на пумпата во работа треба да се провери дали во системот за подмачкување на пумпата има доволно масло, потоа се вклучува системот за подмачкување. Потоа се проверува дали се отворени вентилите на потисниот и шмукачкиот вод и на крај се вклучува погонскиот мотор на пумпата. Ако има можност, погонскиот мотор се вклучува да работи со намален број на вртежи и постепено да се зголемува до работните големини. По стартувањето, со помош на инструменти за мерење, се контролираат номиналните вредности на пумпата и системот во целина. Контролата на работење се состои во

редовно следење на режимот на работење, следење на мерните инструменти и надгледување на составите (некој спој да не пропушта). При каква било промена на некој од пропишаните параметри, на режимот на работење или појава на непријатни шумови, треба веднаш да се исклучи погонскиот мотор на пумпата. По исклучувањето, се затвораат вентилите на шмукачкиот и потисниот цевковод и, ако е потребно, се исклучува уредот за подмачкување. Потоа треба да се констатира причината поради која настанала промена на режимот и кога ќе се отстрани причината, повторно да се вклучи погонскиот мотор. Хигиената во пумпната станица, системот и арматурата, треба редовно да се одржува за на време да се забележи секој дефект – недостаток.

2. Т У Р Б О П У М П И

2.1 ПОДЕЛБА НА ТУРБОПУМПИТЕ

Ротационите пумпи се лопатични пумпи и спаѓаат во групата на динамички пумпи. Главната карактеристика на овие пумпи е континуиран проток бидејќи ротационото движење на работното колце обезбедува континуирано шмукање и потиснување на течноста од основниот резервоар (бунарот) кон потисниот цевковод. Постојат различни конструктивни изведби, а конструкцијата се приспособува според видот и карактеристиките на течноста што се пренесува. Според областа на примена, видот на течноста што се пренесува и условите за експлоатација, се избираат материјалите од кои се изработува конструкцијата. Според намената, се разликува конструкцијата на турбопумпите и тоа за:

1. пренос на вода,
2. пренос на нафта,
3. бродски пумпи,
4. пумпи за пренос на киселини или бази,
5. противпожарни пумпи итн.

Конструкцијата на секој вид од овие пумпи треба да исполнува специфични стандарди според кои се употребуваат и различни материјали за изработка на пумпата. Според конструкцијата на куќиштето, турбопумпите се изведуваат како:

- Пумпи со едноделно куќиште,
- Пумпи со дводелно куќиште и
- Пумпи со прстенесто куќиште.

Најчесто се применуваат турбопумпите со едноделно куќиште. За погон на турбопумпите најчесто се употребуваат асинхрони електромотори кои преку спојница директно се поврзуваат за куќиштето (телото) на пумпата.

Турбопумпи – ротационите пумпи се делат во три групи:

- Пумпи со лопатки кои се изведуваат во три верзии:
 - а) центрифугални, б) дијагонални и в) осни пумпи
- Виорни пумпи и
- Струјни (млазни) пумпи.

Пумпите со лопатки се одликуваат според подвижниот елемент – работно колце кое има ротационо движење и е наречено ротор. Работното колце се состои од два диска (преден и заден), меѓу кои се прицврстени 4 до 12 лопатки закривени спротивно од насоката на вртење на колцето. Од пумпите со лопатки најчесто се употребуваат центрифугалните пумпи.

2.2 ЦЕНТРИФУГАЛНИ ПУМПИ

Центрифугалните пумпи името го добиле од тоа што течноста ја црпат од доводниот резервоар и ја транспортираат кон приемниот резервоар со помош на центрифугалните сили кои се присутни при ротација на работното колце. Бидејќи со нив се обезбедува континуиран проток на течност, имаат широка примена секаде каде што се пренесуваат големи количини на течност (индустријата, земјоделството...). Поради масовната примена, постојат повеќе различни изведби и поделби.

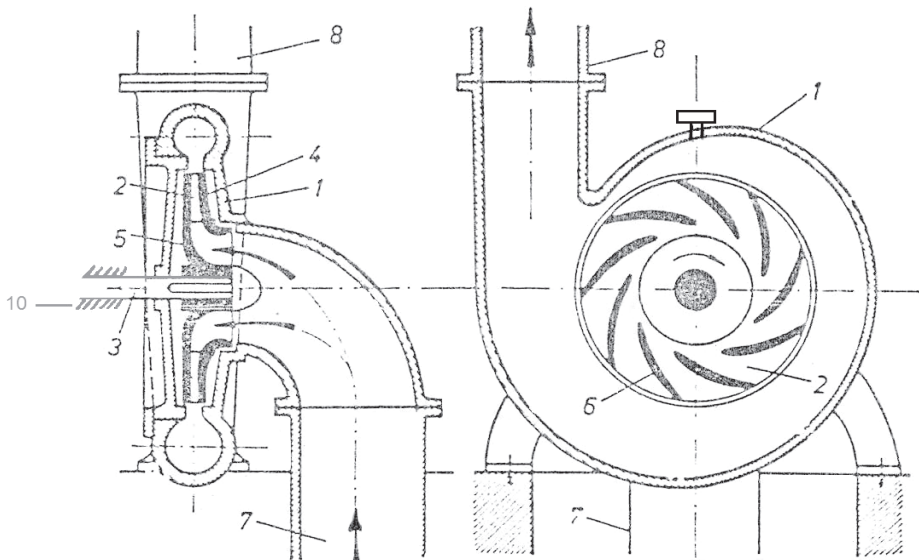
1. Според бројот на работни колца се делат на:
 - едностепени (со едно работно колце),
 - повеќестепени (со две или повеќе работни колца).
2. Според положбата на погонското вратило:
 - хоризонтални пумпи,
 - вертикални пумпи.
3. Според начинот на довод на течноста во работното колце:
 - со еднострано доведување на течноста,
 - со двострано доведување на течноста.
4. Според работниот притисок (напорот) што го создаваат:
 - нисконапорни – до 20 [m],
 - среднонапорни – од 20 до 60 [m],
 - високонапорни – над 60 [m] .
5. Според брзоодноста:
 - бавноодни (50 - 80) [vrt/min]
 - нормални (80 - 150) [vrt/min]
 - брзоодни (150 - 300) [vrt/min]

Постојат и други поделби на центрифугалните пумпи.

2.3 ПРИНЦИП НА ФУНКЦИОНИРАЊЕ НА ЕДНОСТЕПЕНА ЦЕНТРИФУГАЛНА ПУМПА

Најчесто применувани центрифугални пумпи се едностепените пумпи со хоризонтално вратило (сл. 12). Работното колце (2) е прицврстено на хоризонталното вратило (3) со кое се сместени во спиралното тело (1) на пумпата. Работното колце се состои од два диска: заден (4) и преден (5), меѓу кои се прицврстени лопатките (6) од 4 до 12 на број, закривени спротивно од насоката на вртење на колцето. Шмукачкиот канал (7) кој се спушта во доводниот резервоар за течност завршува со шмукачка корпа во која има вградено неповратен вентил. Потисниот приклучок (8) продолжува над спиралното тело на пумпата и преку вентил (славина) продолжува до приемниот резервоар на пумпата. Од приемниот резервоар течноста се транспортира во хидрауличниот систем. Лежиштата (10) на кои се потпира вратилото се сместени во телото на пумпата. *Карактеристично за сите центрифугални пумпи е тоа што во почетокот на работењето не можат да почнат со црпење, доколку претходно не се наполни спиралното тело и шмукачкиот канал со течност.* Тоа е неопходно, бидејќи работното колце (2) и спиралното тело (1) не се допираат (нема херметичност) односно не може да се создаде вакуум кој ќе овозможи течноста да се подигне до влезот на пумпата. Затоа, пред да се вклучи погонскиот мотор на секоја пумпа, се полни спиралното тело и шмукачкиот канал со течност (од хидрауличен систем или некој сад) и потоа се стартува погонскиот мотор.

Со вклучување на погонскиот мотор (електромотор или мотор со внатрешно согорување), се врти работното колце кое со лопатките ја фрла течноста под дејство на центрифугалните сили од центарот кон периферијата на спиралното тело (1), т.е



Сл. 12 Едностепенa центрифугална пумпа

кон потисниот канал (8). Со истиснување на течноста од телото на пумпата кон потисниот канал, во шмукачкиот канал (7) се создава вакуум и под дејство на хидростатичкиот притисок на течноста во резервоарот (бунар) се отвора неповратниот вентил на шмукачката корпа и течноста од резервоарот навлегува во шмукачкиот канал и кон работното колце. Поради вртењето на работното колце, течноста се истиснува под дејство на центрифугалните сили од центарот кон периферијата, движејќи се од спиралното тело на пумпата (1) кон потисниот приклучок (8) со кој се спроведува до приемниот резервоар. Дејството на центрифугалните сили е непрекинато при вртење на работното колце од погонскиот мотор, што овозможува континуирано црпење и транспортирање на течноста од доводниот кон приемниот резервоар.

2.4 ОСНОВНИ ПАРАМЕТРИ НА ПУМПИТЕ СО ЛОПАТКИ

Основните параметри за секоја хидраулична машина се:

1.Проток на течноста (q_v) е количина на течност која поминува низ пумпата за единица време. Најчесто се мисли на волуменскиот проток кој се определува со мерење на времето t [s] за кое ќе се наполни определен сад со волумен, односно:

$$q_v = V / t \text{ [m}^3\text{/s]}$$

2.Специфична енергија на пумпата (e_p) претставува работа што треба да ја изврши пумпата по еден килограм течност, односно енергија што треба да и ја предаде на течноста. Големината на таа енергија може да се претстави со равенката:

$$e_p = e_2 - e_1 + e_h \text{ [J/kg]}$$

e_p – енергија на пумпата,

e_1 – вкупна енергија на течноста во доводниот резервоар,

e_2 – вкупна енергија на течноста во приемниот резервоар,

e_h – енергија која се троши за совладување на отпорите при движење на течноста.

3. Геодетска (H_g) и манометарска висина (H_m) се добиваат кога специфичната енергија изразена со помош на Бернулиевата равенка ќе се подели со влијанието на Земјината тежа (g). Тогаш специфичната енергија ќе биде изразена во [m] и претставува висина на подигање на течноста. За полесно претставување на геодетската и манометарската висина се користи слика на пумпа со доводен и приемен резервоар.

На сл. 13 е претставена комплетна пумпна постројка со хоризонтална центрифугална пумпа. Таа се состои од пумпа (1), погонски мотор (2), спојница (3), шмукачки приклучок (4), доводен резервоар (5), потисен приклучок (6) и приемен резервоар (7). Пумпниот агрегат се состои од центрифугална пумпа (1), погонски мотор (2) и спојница (3) која го пренесува вртежниот момент од погонскиот мотор на пумпата. Шмукачкиот и потисниот приклучок се цевководи на кои се приклучени елементите

за регулирање и заштита на постројката, како и мерните инструменти. Од сликата се гледа дека вертикалното растојание од површината на течноста 0–0 во доводниот резервоар до средната симетрала на пумпата S-S се вика **геодетска шмукачка висина** и се означува со H_{gu} . Во шмукачкиот приклучок притисокот е со помала вредност од атмосферскиот притисок, односно вакуум и затоа геодетската шмукачка висина уште е наречена вакууметарска висина, а се мери со вакуумметар (**V**). Разликата меѓу атмосферскиот (p_0) и апсолутниот притисок (p_1) кој владее во шмукачкиот приклучок ја дава големината на потпритисокот:

$$p_v = p_0 - p_1 \text{ [bar]}$$

или изразена во метри на течен столб, може да се пресмета со изразот:

$$h_{vak} = (p_0 - p_1) / \rho \cdot g \quad \text{[m]}$$

Потисниот цевковод служи за одведување на течноста од пумпата до приемниот резервоар. Тоа се постигнува со помош на апсолутниот притисок (p_2) кој се добива на излезот од пумпата. Со манометарот (M), инсталиран на потисниот цевковод, се мери големината на натпритисокот:

$$p_m = p_2 - p_0 \text{ [bar]}$$

или изразено во метри на течен столб, се добива изразот:

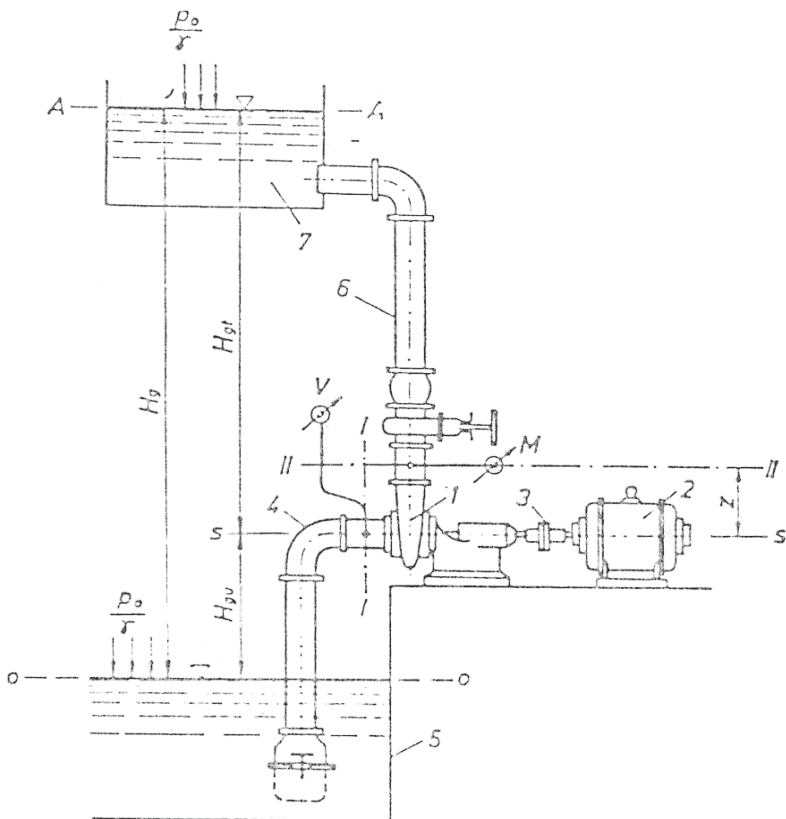
$$h_m = (p_2 - p_0) / \rho \cdot g \text{ [m]}$$

Вертикалното растојание од средната симетрала на пумпата S-S до површината на течноста во приемниот резервоар A-A се вика **геодетска потисна висина (H_{gt})**.

Геодетска висина на подигање на течноста претставува збир на шмукачката и потисната висина и се бележи со H_g , односно:

$$H_g = H_{gu} + H_{gt} \text{ [m]}$$

Претходно се констатира дека дел од енергијата што се создава во пумпата се троши за совладување на отпори при струење во цевководот. Во реални услови на работење секогаш се пресметува големината на енергијата која се троши за совладување на отпорите при струење.



Сл. 13 Пумпна постројка со центрифугална хоризонтална пумпа

Таа големина изразена во метри на течен столб посебно се пресметува во шмукачкиот цевковод и се бележи со h_s , а посебно во потисниот цевковод и се бележи со h_p .

Манометарска висина на подигање (напор на пумпата) претставува збир од геодетската висина на подигање на течноста (H_g) и големината на енергијата што се троши за совладување на отпорите при струење во цевководот, а се означува со H .

$$H = H_g + h_s + h_p = H_g + \Sigma h \quad [m]$$

2.5 МОЌНОСТ И СТЕПЕН НА КОРИСНО ДЕЈСТВО

Моќноста на пумпата ја претставува вкупната енергија во единица време што ја добива течноста од пумпата. Ако се претпостави дека размената на енергија ќе се одвива без загуби, тогаш **идеалната моќност на пумпата P_i** ќе биде:

$$P_i = q_m \cdot e_p = \rho \cdot q_v \cdot e_p \quad [W] \text{ каде што:}$$

q_m [kg/s] – проток на маса,

ρ [kg/m³] – густина на течноста,

q_v [m³/s] – волуменски проток,

e_p [J/kg] – специфична енергија на пумпата.

Во реални услови на работа, размената на енергија во пумпата е сврзана со енергетски загуби заради совладување на отпорите при струење на течноста. Енергетските загуби се земаат предвид со степенот на корисно дејство на пумпата (η). Реалната моќност за погон на пумпата е моќноста на спојницата (P_s). Според тоа, моќноста на спојката – реалната моќност на пумпата ќе биде:

$$P_s = P_i / \eta$$

Од последната равенка се гледа дека степенот на корисно дејство на пумпата претставува однос меѓу идеалната и моќноста на спојницата на пумпата.

Вкупниот степен на корисно дејство ги зема во обзир сите енергетски загуби, односно хидраулични, волуменски и механички загуби, т.е.

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

Хидрауличниот степен на корисно дејство е однос меѓу специфичната енергија на пумпата (e_p) и теоретската специфична енергија (e_{pt}) односно:

$$\eta_h = e_p / e_{pt} = (080 - 0,95)$$

Волуменскиот степен на корисно дејство (η_v) однос меѓу вистинскиот проток што го дава пумпата и теоретскиот што треба да го дава, односно:

$$\eta_v = q_v / q_{vt} = (0,95 - 0,99)$$

Механичкиот степен на корисно дејство (η_m) ги опфаќа главно загубите од триење во лежиштата и изнесува:

$$\eta_m \approx (0,98 - 0,99).$$

Според тоа, ефективната моќност на пумпата (P) може да се пресмета со помош на равенката:

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H / 1000 \cdot \eta \text{ [kw]}$$

2.6 СПЕЦИФИЧЕН БРОЈ НА ВРТЕЖИ

Зависноста меѓу карактеристичните големини на центрифугалните пумпи од бројот на вртежи на погонскиот мотор се претставува со помош на карактеристичните криви. Ако погонскиот мотор има константен број на вртежи, тогаш се добиваат определени вредности за протокот, напорот или моќноста на пумпата. Со промена на бројот на вртежи се менуваат и големините на протокот, моќноста и напорот на пумпата. Зависноста на наведените големини се определува според следните односи:

$$Q / Q_1 = n / n_1; \quad H / H_1 = [n / n_1]^2; \quad P / P_1 = [n / n_1]^3$$

Во равенките, Q, P и H се големините на протокот, моќноста и напорот за определен број на вртежи (n) на пумпата, додека со Q_1 , P_1 и H_1 се дадени големините на протокот, моќноста и напорот за друг број на вртежи (n_1). За разлика од големините на протокот, моќноста и напорот кои се менуваат со промена на бројот на вртежи, степенот на искористување (η) речиси не се менува. Констатираните заклучоци може да се проверат графички со помош на карактеристичните криви на пумпата во Q – H

дијаграмот. Вредностите на Q_1 , P_1 , N_1 се пресметуваат со помош на наведените меѓусебни односи за карактеристичните големици на пумпата, но за друг број на вртежи (n_1). Хидраулички, слични пумпи се оние пумпи во кои владеат слични хидраулични услови на струење на течноста низ лопатките на роторот.

Заедничката карактеристика на слични пумпи се определува со помош на специфичниот број на вртежи (n_s).

Специфичниот број на вртежи (n_s) претставува број на вртежи на пумпа со слични карактеристики на зададената пумпа која за постигнување напор од $H = 1$ [m] троши моќност од $P = 0,736$ [kW]. Тој број обично се користи при класификација на центрифугалните пумпи. Според големината на специфичниот број на вртежи центрифугалните пумпи може да бидат:

- Бавноодни ($n_s = 40-80$) [vrt/min],
- Нормални ($n_s = 80-150$) “
- Брзоодни ($n_s = 150-300$) “
- Полуаксијални ($n_s = 300-600$) [vrt/min],
- Пропелерни (аксијални) ($n_s = 600 - 2000$) [vrt/min],

Големината на специфичниот број на вртежи се определува со следниот израз:

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt{H^3}} \text{ [vrt/min]}, \text{ каде што:}$$

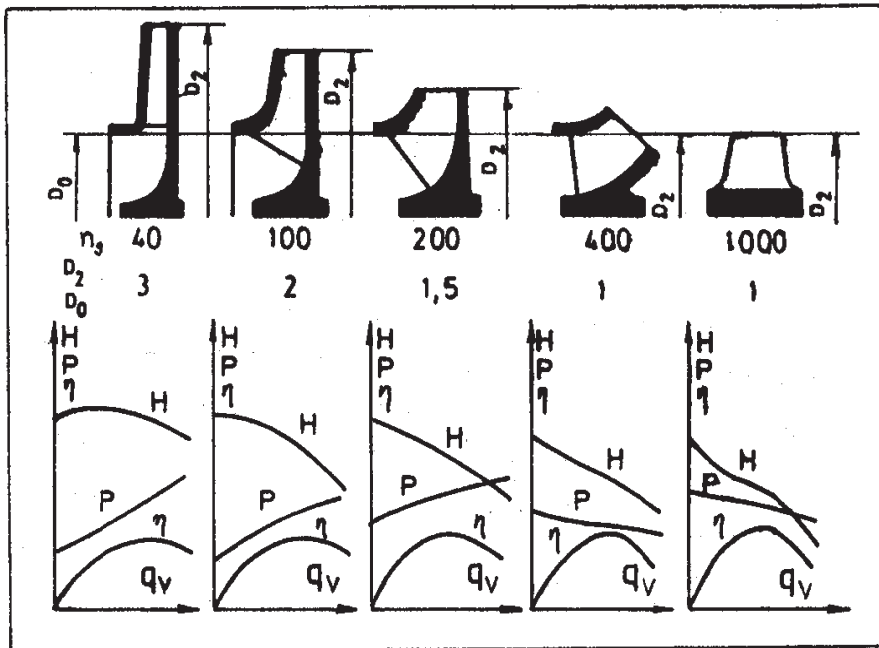
n [vrt/min] – број на вртежи на пумпата,

Q [m³ / s] – големина на протокот на пумпата и

H [m] – манометарска висина (напор на пумпата)

Во табелата T_1 (сл. 14) е прикажана класификација на центрифугалните пумпи (обликот и димензиите на работното колце) во зависност од големината на специфичниот број на вртежи.

Специфичниот број на вртежи (n_s) секогаш се одредува за еден степен на пумпата, а кај повеќестепените пумпи N се дели со бројот на степени.



Сл. 14 Класификација на лопатични пумпи според големината на n_s

Кај пумпи со двостран влез на течноста во роторот, големината на протокот се зема $Q / 2$. Специфичниот број на вртежи служи за класификација и избор на пумпите, според условите за работа.

Во меѓународните мерни единици се среќава бездимензионален број на вртежи наместо специфичен број.

Во практиката не се препорачуваат ротационите пумпи за мал проток или за голема манометарска висина, бидејќи тогаш условите за работа се лоши и степенот на искористување на пумпата е многу мал.

Минималната вредност на специфичниот број за кој може да се употребуваат ротационите пумпи е $n_s = 36,5$ [vrt/min]. Ако таа вредност се изедначи со равенката за пресметување на специфичниот број на вртежи, се добива:

$$n \cdot 3,65 \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} = 36,5$$

Ако ја примениме и решиме равенката за пумпа со електромоторен погон и максимален број на вртежи $n = 3000$ [vrt/min], се добиваат *граничните вредности* за кои може да се употребуваат ротационите пумпи, односно:

$$Q_{\min} = 0,0000111 \cdot \sqrt{H^3} \text{ [m}^3/\text{s]}$$

$$H_{\max} = 2000 \cdot \sqrt[3]{Q^2} \text{ [m]}$$

Во практиката граничните вредности треба да се почитуваат бидејќи може да се надмине проблемот за минимален проток или максимална висина со примена на повеќестепенена пумпа. Кај многу мал проток (Q) и зададен број на вртежи (n), како решение се предвидува замена на ротационата со волуменска пумпа.

2.7 ПРЕСМЕТКА НА ДОЗВОЛЕНАТА ВИСИНА НА ШМУКАЊЕ

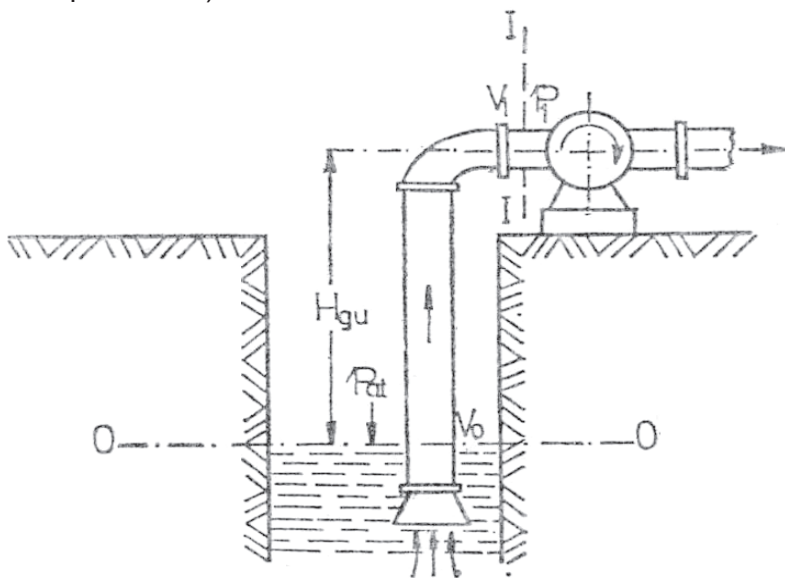
Висината на шмукање претставува важен параметар при проектирање на пумпните постројки. Таа висина ја определува положбата на пумпата во однос на нивото на течноста во долниот резервоар, сл. 15. Висината на шмукање може да биде геодетска и вакуумметарска.

Геодетската шмукачка висина претставува најкусото растојание од нивото на течноста во доводниот резервоар до геометриската оска на пумпата (за сите видови центрифугални пумпи – хоризонтални, вертикални, едностепени и повеќестепени). При работа на центрифугалните пумпи, кога се полнат со течност, при влезот на пумпата се создава вакуум односно апсолутен притисок кој е помал од атмосферскиот притисок ($p < p_{at}$) кој дејствува на површината на течноста во доводниот резер-

воар. Таа разлика на притисоци овозможува континуирано да навлегува течноста од резервоарот во шмукачкиот цевковод, односно да доаѓа во пумпата. Разликата на притисоци ($p_{at} - p$) претставува **вакууметарска** висина на центрифугалната пумпа која се определува од изразот:

$$H_v = (p_{at} - p) / g \cdot \rho \text{ [m]}$$

Големината на таа висина ја мери вакууметарот кој се монтира на влезот од центрифугалната пумпа. Нејзината големина зависи од конструкцијата на пумпата и практично е докажано дека може да достигне до 8 метри, во зависност од температурата на течноста. При повисока температура на течноста се намалува дозволената шмукачка висина, а може да биде со негативна вредност, односно пумпата да се монтира под нивото на течноста во резервоарот (на пример, во термотехниката или термоенергетиката).



Сл. 15 Шмукачки цевковод

На сл. 16 се претставени две положби на пумпата во однос на нивото на течноста во доводниот резервоар.

- а) пумпа која транспортира ладна течност,
- б) пумпа која транспортира течност со висока температура или ако се црпи течност од резервоар во кој владее висок вакуум (потпритисок) или:
 - 1) пумпа монтирана над доводниот резервоар и
 - 2) пумпа монтирана под доводниот резервоар.

За да се определи зависноста меѓу геодетската и вакуум метарската шмукачка висина, се поставува Бернулиева равенка за пресеците 0-0 и 1-1, која гласи:

$$p_{at} / \rho \cdot g + z_0 + v_0^2 / 2g = p_1 / \rho \cdot g + H_{gu} + v_1^2 / 2g + h_s, \text{ каде што:}$$

p_{at} - атмосферски притисок,

$z_0 = 0$; $v_0 \cong 0$ брзина на движење на течноста на слободното ниво во резервоарот,

p_1 – апсолутен притисок во шмукачката цевка непосредно до пумпата,

v_1 – брзина на течноста пред влезот во пумпата,

H_{gu} – геодетска шмукачка висина во [m],

h_s – загубена енергија (притисок) во шмукачкиот цевковод.

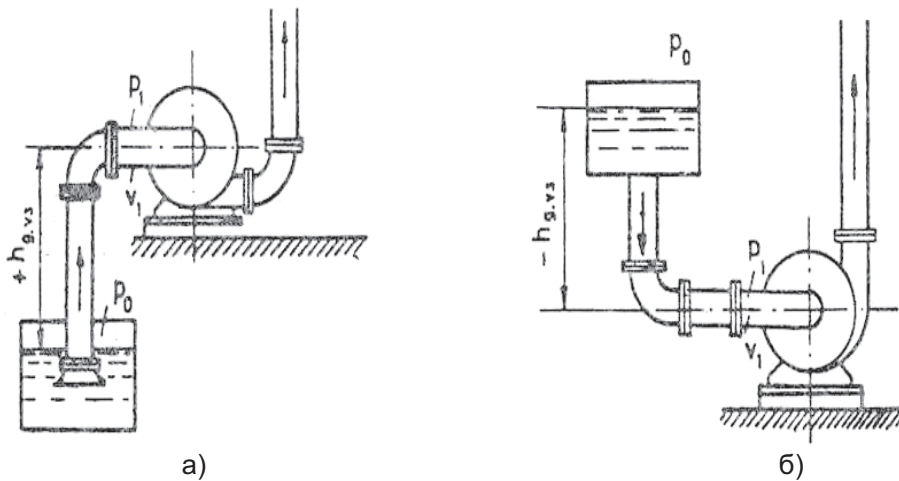
Од равенката може да се пресмета големината на шмукачката геодетска висина

$$H_{gu} = (p_{at} - p_1) / \rho g - v_1^2 / 2g - h_s \text{ [m], каде што:}$$

$(p_{at} - p_1) / \rho \cdot g = H_v \text{ [m]}$ – претставува вакуумметарска висина.

Изразот за вакуумметарска шмукачка висина од равенката за геодетска шмукачка висина добива облик:

$$H_v = H_{gu} + v_1^2 / 2g + h_s \text{ [m]}$$



Сл. 16 Положба на пумпата во однос на доводниот резервоар

2.8 КАВИТАЦИЈА

Кавитација е негативна појава при работењето на центрифугалните пумпи бидејќи тогаш се намалува работниот притисок, а се создаваат меури од пара и гасови кои се издвојуваат од течноста. Во зона на зголемен работен притисок, меурите се распаѓаат, а парата кондензира. Во тие зони доаѓа до забрзување на честичките од течноста што предизвикува зголемување на притисокот. Зголемеиот притисок предизвикува оштетување на деловите – откинување на честички од лопатките. Бидејќи водата во себе содржи одредена количина на растворен воздух, на оштетените места настанува интензивна корозија.

До создавање на воздушни меури доаѓа и при намалување на работниот притисок, а тоа се случува ако настане:

1. зголемување на геодетската шмукачка висина,
2. намалување на атмосферскиот притисок поради зголемена надморска висина,
3. намалување на апсолутниот притисок при црпење на течност од резервоар под вакуум и

4. зголемување на температурата на работната течност.

До местимичен пад на работниот притисок на одредени места може да дојде ако има:

- а) зголемување на брзината на струење на течноста,
- б) одвојување на дел од протокот од лопатките и создавање на турбуленција зад лопатките,
- в) свртување на струјниците од некаква пречка во млазот.

Кавитацијата е особено присутна при транспортирање на течност со зголемена температура кај која се јавува испарување и формирање меури од пара и други гасови кои биле растворени во течноста. Меурите и парата ги носи течноста со себе (струјниот тек) и во зоните на повисоки притисоци доаѓа до кондензација на парата. Тоа настанува за кус временски интервал, а во празниот простор што се ослободува при кон дензација на парата се сјуруваат околните честички на течноста со огромна брзина, судрувајќи се меѓусебно. Тогаш доаѓа до нагло зголемување на притисокот на тие места, предизвикувајќи вибрации, шумови, тресење на инсталацијата и локални хидраулични удари од кои може да настанат оштетувања во системот. Оштетувањата од кавитација кај пумпите предизвикуваат пад на работниот притисок, намалување на степенот на искористување на пумпата и зголемена потрошувачка на погонска енергија. При локалните хидраулични удари, кавитацијата трае кратко време. Ако се вметне мала количина на воздух во инсталацијата, може да се амортизираат шумовите и вибрациите, а се намалува и разорувањето на деловите.

За намалување на кавитацијата се препорачуваат следните мерки:

- познавање на стварните услови за шмукање при избор на пумпа,
- намалување на загубите во шмукачкиот цевковод - (зголемување на дијаметарот на цевките за шмукање, намалување на должината на шмукачкиот вод, намалување на бројот на приклучни елементи итн).
- користење на квалитетен материјал за изработка на хидрауличниот систем,

- фина обработка (брусење) на работните површини од системот - на тој начин се намалува можноста за нагризување од кавитација,
- Непријатните шумови и вибрациите на инсталацијата кои настануваат како последица од кавитацијата се намалуваат (целосно се елиминираат) ако се инсталира приклучок за пуштање воздух во шмукачкиот канал. Треба внимателно да се пуштаат мали количини на воздух за да не се наруши нормалниот процес на вшмукување на течност.

2.9 УЛОГА НА СПРОВОДНОТО КОЛЦЕ

Спроводниот апарат–работното колце кај центрифугалните пумпи се прицврстува со клин за работното вратило на пумпата. Со помош на работното колце механичката енергија од погонскиот мотор на пумпата се претвора и соопштува на течност во вид на зголемување на нејзината кинетичката енергија. Меѓутоа, пумпата треба да обезбеди транспортирање на течност од приемниот (бунарот) до предајниот резервоар резервоарот што ја прима течността, односно да и ја зголеми потенцијалната енергија. Затоа, во работното колце 2 (спроводниот апарат), сл.12 се врши уште една трансформација - зголемената кинетичка енергија се трансформира во потисно - потенцијална енергија на течността. Двојната трансформација на енергијата (механичка во кинетичка и кинетичката во потисна) во пумпата обезбедува транспортирање на течността од доводниот резервоар (бунар) до горниот приемен (потисен) резервоар односно кон корисниците.

Обликот на спроводното колце кај центрифугалните пумпи може да биде во форма на *дифузор* или *спроводно колце со лопатки*.

Во современите центрифугални пумпи големината на влезниот агол треба да обезбедува безударен довод на течността во спроводното колце. Спроводното колце обично се изведува со лопатки свиткани наназад, кои обезбедуваат помали хидраулични загуби во пумпата односно најповолен степен на искористување.

Во центрифугалните пумпи течноста најчесто влегува во работното колце под прав агол ($\alpha_1 = 90^\circ$), при што се добива најголем напор (H) на пумпата, а излегува под агол α_2 чија вредност се добива од условот за најповолен степен на искористување η .

Конструкцијата на спроводниот апарат треба да обезбеди правецот на апсолутната влезна брзина во него да се поклопува со правецот на апсолутната излезна брзина од работното колце.

Практично е потврдено дека спроводното колце со дифузор (сифон) се применува за намалување на излезните параметри на течноста (брзината и притисокот), а да се добива максимален напор (H) на пумпата.

2.10 РАБОТНИ УСЛОВИ НА ПУМПАТА ВО ЦЕВКИНА МРЕЖА

Пумпната постројка се состои од пумпа и цевкина мрежа (шмукачки и потисен цевковод). При стационарен работен режим на пумпната постројка треба да се исполни материјалниот и енергетскиот биланс.

Материјалниот биланс се определува кога протокот на пумпата ќе се изедначи со протокот на цевководот, односно:

$$Q = Q_c \text{ (m}^3\text{)}.$$

Енергетскиот биланс се определува со еднаквоста на висините на притисоците (напорите) на пумпата и цевководот,

$$H = H_c.$$

Карактеристиката на цевкината мрежа ја претставува зависноста на потребниот напор за работа на мрежата и протокот. Потребниот напор за работа на мрежата при зададен проток се определува како разлика на специфичната енергија на крајот и на почетокот на мрежата и износот на загубената енергија за совладување на отпорите при движење на течноста од доводниот до потисниот резервоар.

Според билансот на енергија, согласно Бернулиевата равенка, следува дека:

$$H_c = (p_2 - p_1) / \rho \cdot g + z_2 - z_1 + (v_2^2 - v_1^2) / 2g + \Sigma h_c, \text{ каде што:}$$

p_2, z_2, v_2 – притисок, висина и брзина во потисниот резервоар,
 p_1, z_1, v_1 – притисок, висина и брзина во шмукачкиот резервоар и
 Σh_c – хидраулични загуби во цевкината мрежа.

Познато е дека хидрауличните загуби во цевководот и брзинските напори се еднакви на квадратот на протокот, односно:

$$\Sigma h_c + (v_2^2 - v_1^2) / 2g = Q^2 = \text{const}$$

Со замена во претходната равенка за напорот на цевководот, се добива:

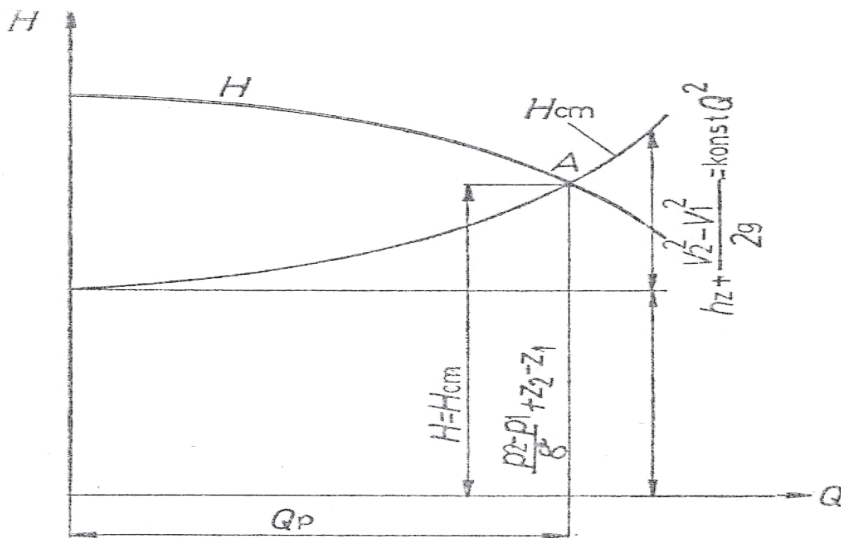
$$H_c = (p_2 - p_1) / \rho \cdot g + z_2 - z_1 + Q^2 \quad (\text{m})$$

Зависноста на H_c од протокот (Q) е прикажана во Q-H дијаграм од каде што се гледа дека претставува парабола која започнува од ординатната оска за $Q = 0$ и

$$H = (p_2 - p_1) / \rho \cdot g + z_2 - z_1$$

Ако на истиот дијаграм ја нанесеме $H - Q$ кривата на пумпата, во пресекот на двете криви ќе се добие *работната точка А на пумпата* која го задоволува условот за еднаквост на потребниот со расположливиот напор, при стационарен режим на работа на пумпата.

Ако се промени карактеристиката на мрежата при неизменета карактеристика на пумпата, тогаш точката А ќе се поместува по должината на кривата $Q - H$. Значи, при работа на пумпата во цевкина мрежа, нејзиниот проток и напорот може да се определат во зависност од карактеристиките на цевкината мрежа, сл. 17.



Сл.17 Карактеристични криви на пумпа и цевкина мрежа

2.11 ИЗБОР НА ПУМПА ЗА ДАДЕНИ РАБОТНИ УСЛОВИ

Работните услови на пумпата се зададени ако се познати следните податоци:

- Местото од каде што се црпи течноста, притисокот во доводниот резервоар p_1 и висината z_1 ,
- Местото каде што треба да се транспортира течноста, висината z_2 и притисокот во приемниот резервоар p_2 ,
- Видот на транспортираната течност и нејзината температура и
- Количината Q на течноста што ќе се транспортира.

Изборот на пумпата се врши по следниот редослед:

Според зададените висини z_1 , z_2 и притисоците p_1 и p_2 се определува големината на потенцијалниот дел од напорот на мрежата.

$$H_p = (p_2 - p_1) / \rho \cdot g + (z_2 - z_1) \quad (\text{m})$$

Потоа се црта цевководот од доводниот до потисниот резервоар и се пресметува големината на вкупните загуби (локални и линиски) при различни големини на протокот Q :

$$\Sigma h = f(Q).$$

Со познавање на тие податоци може да се нацрта карактеристичната крива на цевководот, бидејќи напорот на цевководот изнесува:

$$H_c = H_p + \Sigma h = f_1(Q)$$

Според напорот на пумпата H се црта карактеристичната крива за пумпата во дијаграмот за цевководот и се определува работната точка A , а со тоа и потребниот проток на пумпата (Q). Со тие податоци се избира соодветна пумпа од каталог, која ќе може да го обезбедува потребниот проток со напорот H во точката A .

2.12 ПРАВИЛНО КОРИСТЕЊЕ НА ЦЕНТРИФУГАЛНИ ПУМПИ

(ПУШТАЊЕ ВО РАБОТА И ЗАПИРАЊЕ НА ЦЕНТРИФУГАЛНИ ПУМПИ)

За правилно користење на центрифугалната пумпа и следење на нејзината работа при поврзување на хидрауличниот систем, треба да се обезбеди со соодветни инструменти и неопходната арматура. На сл. 18 е претставена шема со неопходните инструменти и вентили кои обезбедуваат правилна работа на пумпата. Вентилот 1 за затворање на потисниот цевковод, вентилот 2 за затворање на шмукачкиот цевковод кој не мора да се монтира секогаш, вакууметарот (V) со вентилот за приклучување (3) и манометарот (M) со вентилот за негово приклучување (4)

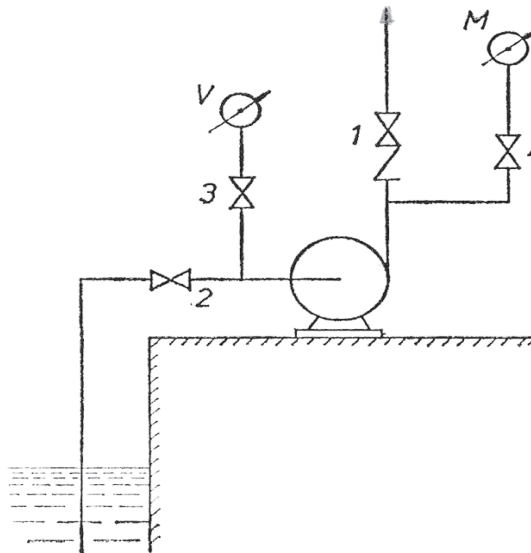
При пуштање во работа на центрифугалната пумпа по следниот редослед се извршуваат операциите:

- а) се затвораат вентилите 1, 3 и 4 при подготовка за пуштање во работа на пумпата,
- б) залевање на пумпата,
- в) се вклучува погонскиот мотор на пумпата и се отвора вентилот 4. Кога манометарот ќе покаже одредена големина на притисок, се отвора вентилот 1, за да потече течноста кон потисниот цевковод. Вентилот 1 може да биде затворен по вклучувањето на погонскиот мотор најмногу 2 до 3 минути, бидејќи течноста во пумпата се загрева, а со тоа се менуваат

работните параметри.

При запирање на центрифугалната пумпа се изведува следната постапка:

- а) полека се затвора вентилот кон потисниот цевковод (1),
- б) се затвора вентилот 3,
- в) се исклучува погонскиот мотор на пумпата и
- г) се затвора вентилот 4

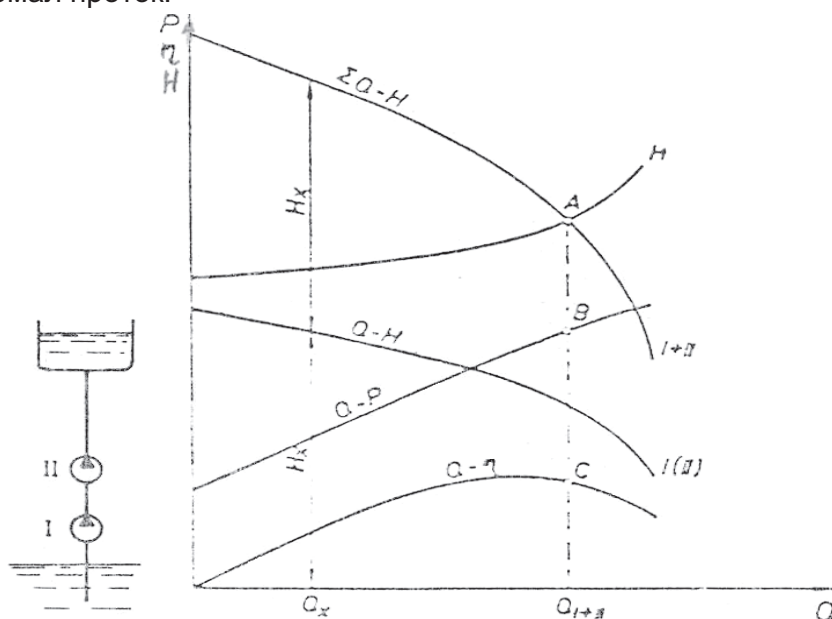


Сл.18 Шема за пуштање и запирање на центрифугални пумпи

2.13 СЕРИСКО ПОВРЗУВАЊЕ НА ЦЕНТРИФУГАЛНИ ПУМПИ

СЕРИСКО поврзување се применува кога треба да се совлада голема манометарска висина при подигање на течноста која не може да се совлада со една пумпа. Тогаш може сериски да се поврзат две или повеќе пумпи. Тоа значи дека на потисниот цевковод од првата пумпа се поврзува шмукачкиот цевковод на наредната пумпа. При сериско поврзување на пумпите треба да се води сметка да бидат со еднаков проток, бидејќи

може пумпата со поголем проток да ја гуши наредната пумпа со помал проток.



Сл. 19 Сериски поврзани центрифугални пумпи

На сл. 19 е претставен Q–H дијаграмот на две сериски поврзани пумпи. Збирната карактеристика $\Sigma(Q - H)$ за сериски поврзаните пумпи се добива со собирање на ординатата H_x на двете пумпи со еднакви карактеристики (проток Q_x). Вкупниот проток Q_{I+II} на цевководот со напор H се добива со пресечната (работна) точка A. Потребната моќност на две или повеќе сериски поврзани пумпи се добива кога од работната точка A на агрегатот се спушта вертикала до пресекот со кривата за моќност $Q - P$ на секоја пумпа. Со повлекување на хоризонтала до ординатната оска од точката B се одредува потребната ефективна моќност за секоја пумпа посебно во сериско работење. Од пресечната точка C со $Q - \eta$ кривата, со повлекување хоризонтала до ординатната оска се добива вредноста на степенот на корисно дејство η .

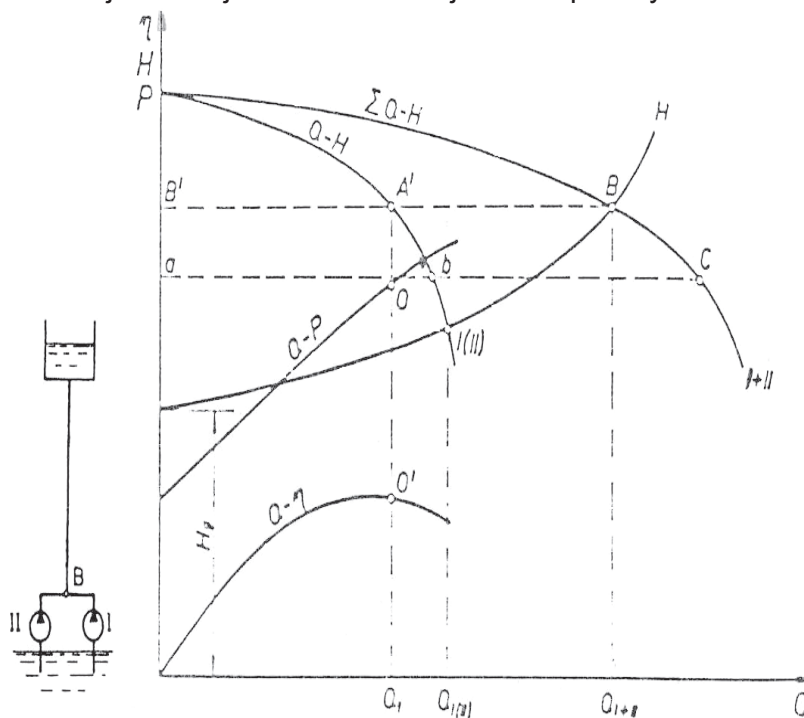
2.14 ПАРАЛЕЛНО ПОВРЗУВАЊЕ НА ЦЕНТРИФУГАЛНИ ПУМПИ

Кога треба да се транспортира поголема количина на течност, а немаме на располагање пумпа со потребниот капацитет, се користи ПАРАЛЕЛНА работа на пумпите. Две или повеќе пумпи работат паралелно кога транспортираат течност во заеднички потисен цевковод. Пумпите кои се поврзани не мора да бидат со еднакви карактеристики. За да се добие вкупната карактеристика на системот пумпи, се црта заедничката карактеристика која се добива со собирање на протоците на поединечните пумпи. Наједноставен начин за објаснување е ако се анализира паралелна работа на две пумпи со *еднакви карактеристики*.

На сл. 20 се претставени карактеристиките на пумпите I и II, со еднакви карактеристики како и заедничката карактеристика I + II, односно $Q - H$ и $\Sigma(Q - H)$. Која било точка од заедничката карактеристика, на пример, работната точка B, се добива со удвојување на должината $A'B' = A'B$ (за пумпи со различни карактеристики, должините ќе бидат различни). На ист начин се добиваат и други точки во дијаграмот (на пример, точката C) и ако се поврзат така добиените точки, се добива збирната карактеристична крива I + II за паралелна работа на двете пумпи. Од дијаграмот се гледа дека вкупниот проток на две исти пумпи, паралелно поврзани во ист цевковод, е помал од двојниот проток на една пумпа кога ќе работи самостојно. Ако се поврзани повеќе пумпи паралелно во еден цевковод, тогаш разликата од вкупниот проток ќе биде поголема од збирот на протоците при поединечната работа на секоја пумпа. Затоа треба да се избира пумпа со потребниот капацитет, а паралелно да се поврзуваат само како времено решение. Две пумпи со различни карактеристики (протоци) може да се приклучат на заеднички цевковод, само ако работната точка A во $Q - H$ дијаграмот покаже дека таква врска ќе функционира. Напорот на секоја пумпа треба да биде еднаков или поголем од заедничкиот напор за двете пумпи (работната точка A). Ако напорот на едната пумпа е помал од

заедничкиот, тогаш течноста од цевководот може да се враќа назад наместо да се транспортира нагоре.

Потребната моќност и степенот на корисно дејство кај паралелно поврзаните пумпи се добиваат на следниот начин: Од работната точка В во $Q - H$ дијаграмот се повлекува хоризонтална линија BB' која со $Q - H$ линијата се пресекува во A' .



Сл. 20 Паралелна работа на две еднакви центрифугални пумпи

Од неа се спушта вертикала до кривата $Q - P$, односно $Q - \eta$. Од пресечните точки O односно O' , со повлекување на хоризонтали до ординатната оска се добиваат вредностите за моќноста P и коефициентот на искористување η .

2.15 РЕГУЛАЦИЈА НА ЦЕНТРИФУГАЛНИ ПУМПИ

Работната точка на агрегатот се определуваше со пресекот на Q–H кривите на пумпата и цевководот. Таа точка ги определува работните карактеристики: протокот, напорот, моќноста и степенот на корисно дејство.

Во практиката често има потреба од промена на протокот, на пример, што ќе предизвика промена на работните параметри. Промената на работните параметри условува присилна промена на работната карактеристика на пумпата или цевководот за да се задоволат потребните работни параметри. Промената на работните карактеристики на пумпата или цевководот е наречена *регулација* на работата. Регулацијата може да се изврши со:

1. Промена на бројот на вртежи на погонскиот мотор на пумпата,
2. Промена на аголот на лопатките на роторот или статорот,
3. Промена на работните карактеристики на потисниот цевковод.

1. При регулацијата со промена на бројот на вртежи кај погонскиот мотор на пумпата не се постигнува голема промена на работните карактеристики на пумпата. На сл. 21 е претставено како влијае промената на бројот на вртежи врз протокот на пумпата. Работната точка на агрегатот A, со промената на бројот на вртежи, се поместува по карактеристичната крива на цевководот која останува непроменета. За различни броеви на вртежи n_1 , n_2 , n_3 , пумпата ќе транспортира различни протоци Q_1 , Q_2 , Q_3 ... Ако Q_1 е нормален проток на работната точка A, со промена на бројот на вртежи n_1 во n_3 , работната точка се поместува од A во B, а протокот ќе изнесува Q_3 .

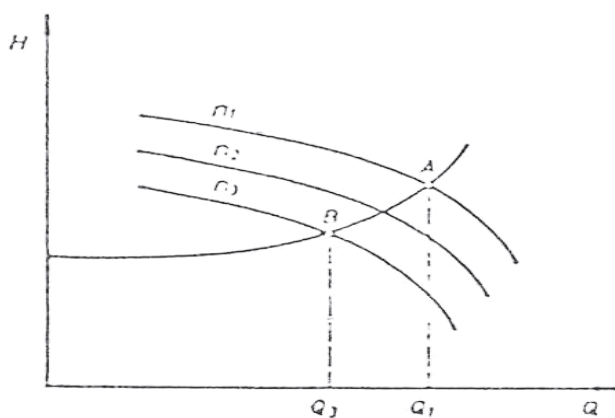
Кај центрифугалните пумпи како погонски мотори најчесто се употребуваат електромоторите. Кај тие мотори треба да се вградуваат специјални елементи за промена на бројот на вртежи и затоа **тој метод не се среќава често** во практиката. Исто така, кај центрифугалните пумпи кои користат мотор со внатрешно

согорување или турбомотор, може да се врши регулација со промена на бројот на вртежи.

2. Промената на аголот на лопатките може да се каже дека не се применува во практиката бидејќи за таа работа е потребна сложена интервенција на пумпата.

3. Најчесто применувана е регулацијата со придушување или регулација со промена на работните карактеристики на потисниот цевковод. При таа регулација само се подзатвора вентилот на потисниот цевковод, веднаш зад пумпата, со што се врши придушување (намалување) на протокот на пумпата.

Тој начин на регулирање се употребува најчесто, иако дел од енергијата се троши за совладување на отпорите во притворениот вентил.



Сл. 21 Регулација со промена на бројот на вртежи

2.16 СПЕЦИЈАЛНИ ТУРБОПУМПИ

Бидејќи во секојдневната практика се употребуваат многу видови на динамички пумпи, заради полесно разгледување, најчесто специјалните пумпи се групираат во две групи:

1. *Пумпи за општа намена* – наменети за транспорт на чисти течности со температура од 70 до 100 °C. Во таа група се опфатени следните видови на пумпи:

- осни,
- конзолни,
- вертикални,
- двострујни,
- дијагонални и
- повеќестепени.

2. *Пумпите за посебна намена* – се разликуваат од пумпите за општа намена според три карактеристики:

- видот на работната течност,
- начинот на монтажа и
- намената.

а) *Според видот на работната течност*, најчесто употребувани специјални пумпи се за транспорт на хемиски активни течности (бази, киселини), запаливи течности итн.

б) *Според начинот на монтажа*, пумпите се делат на хоризонтални и вертикални. Карактеристичен претставник се длабинските пумпи (бунарски пумпи-мамут пумпа е таков вид). Тие пумпи се вертикални пумпи, а нивните димензии зависат од димензиите на бунарот каде што се монтираат.

в) *Според намената*, постојат повеќе видови и тоа:

1. пумпи за транспорт на абразивни хидросмеси (вода помешана со песок, мелена руда, земја),
2. пумпи за транспорт на нечисти течности (фекалии, талог),
3. пумпи за транспорт на хемиски активни течности,
4. пумпи за транспорт на запаливи течности,

5. пумпи за напојување на парните котли со течност под притисок (инјектор),
6. пумпи за транспорт (подигање) на течности од едно на друго ниво (ејектор) итн.

Според наставната програма е предложено ученикот да ја познава работата на карактеристичните специјални пумпи: мамут пумпа, инјектор и ејектор. Бидејќи принципот на работење и сликата на специјалната пумпа ејектор е претставена во Хидро-пневматска техника за II година (стр. 60-63), во оваа книга ќе бидат прикажани скиците и објаснет принципот на функционирање на мамут пумпа и инјектор.

Во специјални пумпи, секако, се вбројуваат и **големите пумпи** кои се употребуваат кај иригационите системи, хидроелектрани или термоелектраните, потоа *напојните пумпи на парните котли* кои работат со температура на водата до 160°C , *пумпите за црпење на кондензат...*

Тие пумпи се изработуваат со голема моќност (често изразена со мегавати) и габарити, а условите за работа се разликуваат од оние кај пумпите за општа намена.

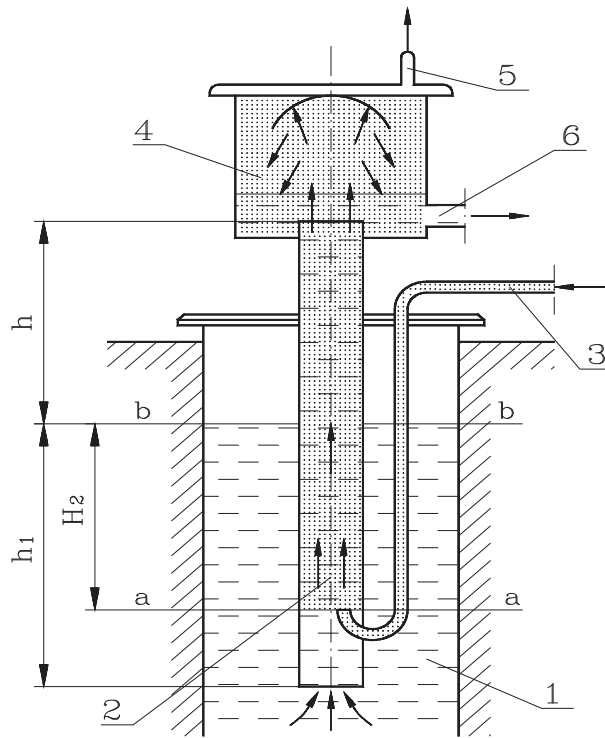
2.17 МАМУТ ПУМПА

Мамут пумпата, која е наречена уште и аеролифт, се употребува за пренесување на вода од бунар или длабок резервоар, на определена височина. Шемата на таа пумпа и принципот на работа се претставени на сл. 22. Во бунарот 1 е потопена шмукачката цевка 2 на мамут пумпата до длабочина h_1 . Низ цевката 3 се доведува компримиран воздух во потопената цевка 2 до рамнината $a - a$, која се наоѓа близу до крајот на потопената цевка. Бидејќи компримираниот воздух струи со поголема брзина низ цевката 2, ја разређува водата во неа, формирајќи смеса со помала густина и помал притисок од водата во бунарот. Поради тоа, смесата од течност и компримиран воздух, се подиг

нува низ шмукачката цевка 2, над нивот на течноста $b - b$ во бунарот 1. Висината на подигање на смесата низ шмукачката цевка 2, може да се определи според равенката за хидростатичка рамнотежа:

$$(H_2 + h) \cdot \rho_1 \cdot g = H_2 \cdot \rho \cdot g$$

$$h = H_2 \cdot \frac{\rho - \rho_1}{\rho_1} \text{ [m]}, \text{ каде се:}$$



Сл. 22 Мамут пумпа

h [m] - висина на подигање на смесата од течност и компримиран воздух,

H_2 [m] - висина на приклучокот на цевката 3 за довод на компримиран воздух до слободната површина на течноста в - в,

ρ [kg/m³] - густина на течноста (водата) во бунарот,

ρ_1 [kg/m³] - густина на смесата од течност и компримиран воздух.

Ако се посматра пресекот а - а во шмукачката цевка 2, тогаш од условот за хидростатичка рамнотежа мора притисокот внатре во цевката и надвор во течноста (бунарот), да биде еднаков. Ако се посматра било кој пресек во шмукачката цевка над нивото во бунарот в - в, притисокот внатре во цевката 2 ќе биде помал од околниот (надворешниот) притисок. Заради поголемиот надворешен притисок внатре во шмукачката цевка 2, смесата од течност и компримиран воздух се подига нагоре над нивото на бунарот. Со континуирано доведување на компримиран воздух низ цевката 3 се постигнува и континуирано подигање на смесата до комората 4. Во разделната комора 4, компримира-ниот воздух излегува низ вентилот 5, а течноста преку одвод-ниот канал 6, се одведува во собирниот резервоар. Од таму, со друга пумпа, се црпи и транспортира кон хидрауличниот систем.

За правилна работа на мамут пумпата од големо значење е односот меѓу висината на потопување H_2 во бунарот, каде се доведува компримиран воздух и висината на подигање на теч-носта h . Тој однос често се изразува преку степенот на потопу-вање n , кој се пресметува според равенката:

$$n = \frac{H_2}{H_2 + h}$$

Врз основа на степенот на потопување n и експеримен-тални податоци се пресметува длабочината H_2 според изразот:

$$H_2 = \frac{h \cdot n}{1 - n} \text{ [m]}$$

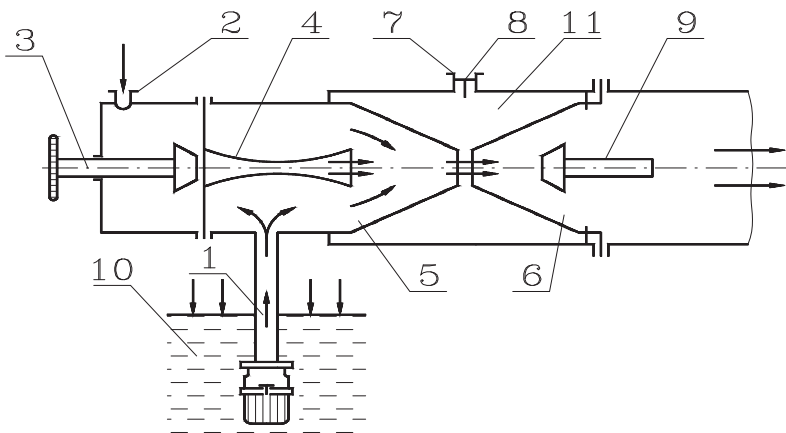
За да постои рамнотежа меѓу столбот од смеса $H_2 + h$ и висината на водата H_2 , потребно е длабочината на потопување на цевката со компримиран воздух да биде поголема, при поголема висина на подигање $H_2 + h$. Но затоа, длабочината на бунарот h_1 , треба да биде доволно голема за да се обезбеди доволно потопување на шмукачката цевка 2 заедно со цевката 3, низ која се доведува компримиран воздух.

Поради едноставната конструкција (без вентили и подвижни делови), оваа пумпа често се применува за црпење вода од бунари, отпадни води во индустријата итн. Но, поради зависноста од извор за компримиран воздух, нејзината примена е ограничена. Како недостаток уште се нагласува потребата од друга пумпа, за пренесување на течноста од собирниот резервоар понатаму во системот. Исто така, многу нискиот степен на искористување η (до 15%) е еден од нејзините големи недостатоци.

2.18 ИЊЕКТОР

Ињекторот е специјална пумпа која се употребува исклучиво за напојување на парните котли со течност под притисок. Максималниот притисок на течноста достигнува до 10 [bar], а максималната висина до која може да ја подигне течноста е до 2 метра. На сл. 23 е претставена шемата на ињекторот со неговите составни делови. Според принципот на работа, ињекторот спаѓа во групата млазни пумпи и работи со помош на водена пара. Водената пара низ приклучниот канал 2 се доведува во Делаваловиот млазник 4, а количината на доведената пара се регулира со помош на вентилското вретени 3. Брзината на струење на водената пара низ Делаваловиот млазник 4 се зголемува, што придонесува да се создаде потпритисок во работната комора 5. Потпритисокот во работната комора и смукачкиот канал овозможува водата од резервоарот 10 преку смукачкиот канал 1 да се искачи до комората (млазникот) 5, каде што се меша со водена пара и притоа таа кондензира. Смесата од вода и кон-

дензирана водена пара струи кон дифузорот 6, бидејќи во млазникот 4 поголем дел од енергијата на притисок што ја има водената пара се трансформира во кинетичка енергија. Кога смесата ќе пристигне во дифузорот 6, кинетичката енергија повторно се трансформира во енергија на притисок, што овозможува неповратниот вентил 9 да биде отворен, односно да струи течноста кон парниот котел. При пуштање на ињекторот во работа, низ преливниот вентил 8 и каналот 7 парата излегува во атмосферата се додека не се создадат нормални услови за работа. Тоа

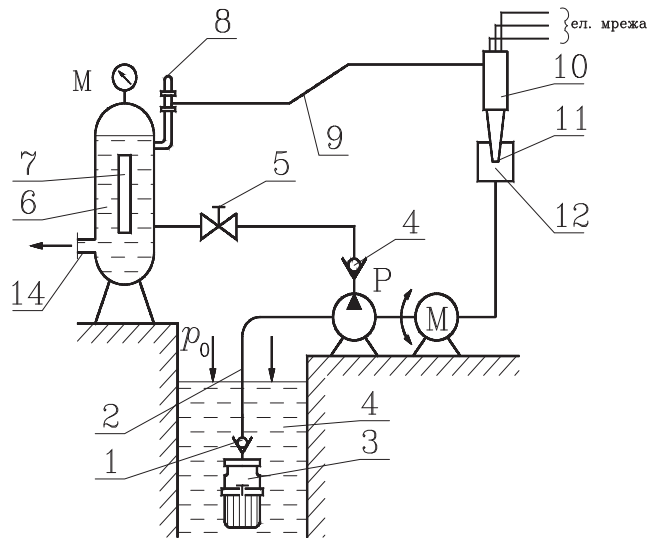


Сл. 23 Ињектор

значи дека млазот од водена пара, кој се доведува во ињекторот, треба да оствари доволна големина на притисок. Тогаш, поради големата брзина на струење во просторот меѓу млазникот 5 и дифузорот 6 во комората 11, се создава потпритисок што овозможува преливниот вентил 8 да биде затворен додека работи ињекторот.

2.19 ХИДРОФОРСКА ПОСТРОЈКА

Хидрофорската постројка претставува систем за обезбедување вода во случаи каде што нема водоводна мрежа. Хидрофорската постројка со неопходните составни елементи е претставена на сл. 24. Во бунарот (1) се потопува шмукачката цевка (2), која на крајот задолжително има шмукачка корпа (3). Шмукачката цевка се поврзува со центрифугална пумпа (P), која добива погон од електромотор (M). Со вклучување на погонскиот мотор, пумпата црпи вода од бунарот (1), која преку неповратниот вентил (4) и проточниот вентил (5) се потиснува кон хидрофорот (садот под притисок) (6). Хидрофорот (6) е метален сад под притисок, кој на врвот има монтирано манометар и покажувач на нивото (7) (обично од стаклопластика). Со полнење на хидрофорот со вода, притисокот на компримираниот воздух во него се зголемува до максимално дозволената граница. Бидејќи воздухот е стислива материја, се собира во минимален волумен на садот, дозволувајќи поголемиот дел од волуменот да се исполни со вода.



Сл. 24 Хидрофорска постројка

Полнењето, односно празнењето на резервоарот (садот под притисок), се врши автоматски бидејќи моторот (М) ја вклучува (исклучува) пумпата (Р) во зависност од притисокот во хидрофорот (6). Тој притисок се определува при изработката на садот и се движи од минимална до максимална дозволена граница. Големината на притисокот се регулира со електропрекинувачот (8), кој преку кабелот за сигнализирање (9) е поврзан со осигурувачот (10), заштитниот прекинувач на моторот (11), односно автоматскиот контактор на моторот (12). При полнење на хидрофорот со вода, штом притисокот на компримираниот воздух во садот ја достигне максимално дозволената вредност, електропрекинувачот (8) автоматски го исклучува моторот, односно пумпата. Празнењето на водата од хидрофорот се врши под дејство на притисокот од компримираниот воздух, кој ја потиснува водата и таа излегува низ одводниот канал (14) кон потрошувачот. Оваа особина на компримираниот воздух е основа на *Бојл-Мариотовиот закон* за гасови под притисок, кој гласи: *Ако на некој гас му се намали волуменот за два, три или четири пати, тогаш и неговиот притисок се зголемува за исто толку пати, под услов да не се промени температурата на гасот.*

Моторот, односно пумпата, автоматски се вклучуваат со помош на електроинсталацијата, веднаш штом притисокот во садот ќе се намали до минимално дозволената граница. Садот под притисок се изработува во повеќе стандардни големини и се избира според максималната потрошувачка. Погонскиот мотор може да се вклучи четири до шест пати на час, што значи дека хидрофорот треба да обезбедува минимално 10 до 15 минути максимална потрошувачка на вода. Волуменот на хидрофорот се пресметува според равенката:

$$V = \frac{V_K}{0,75 \cdot (1 - \alpha)} (m^3)$$

Корисниот волумен на водата во садот се пресметува според емпириската равенка:

$$V_K = \frac{T_{\min} \cdot q}{4} (m^3), \text{ каде што:}$$

T_{\min} - минимално време меѓу две вклучувања на моторот,
 q [m^3/min] - количина на вода што се потиснува во минута.

Со замена на вредноста на корисниот волумен во равенката за вкупниот волумен на садот се добива:

$$V = \frac{T_{\min} \cdot q}{4 \cdot 0,75 \cdot (1 - \alpha)} (m^3), \text{ каде што:}$$

$$\alpha = \frac{P_{\min}}{P_{\max}} - \text{коэффициент кој е определен како однос}$$

меѓу минималниот и максималниот притисок во садот. Обично $\alpha \approx 0,75$.

Минималниот волумен на садот треба да изнесува:

$$V_{\min} = \frac{T_{\min} \cdot q}{0,75} [m^3].$$

2.20 ПРИМЕНА НА ХИДРОФОРСКИ ПОСТРОЈКИ

Хидрофорските постројки се применуваат за обезбедување со вода на една куќа, земјоделска или сточарска фарма, мали индустриски погони или мали населби. Инаку, хидрофорската постројка претставува наједноставна пумпна станица со која под притисок се транспортира доволна количина на вода од изворот (бунар) до последниот потрошувач на хидрауличниот систем. Економската оправданост за изградба на хидраулична постројка постои ако таа обезбедува дневна потрошувачка од 8 до 12 часа.

Во практиката се применуваат два вида на изведби:

1. Кога хидрофорската постројка обезбедува вода директно од бунарот за хидрауличниот систем, тогаш бунарот во секое време мора да има доволна количина - потребната максимална количина на вода за системот. Таа изведба многу ретко се употребува бидејќи при секоја промена на

притисокот во хидрауличниот систем пумпата се вклучува или исклучува.

2. Промената на притисокот во хидрауличниот систем се случува при секое отворање или затворање на кој било потрошувач. Честото вклучување (исклучување) на пумпата не се препорачува и затоа таа изведба се применува само во исклучителни ситуации.
3. Ако во бунарот нема доволна количина на вода, тогаш пумпната станица е поделена на два дела. Првиот дел од станицата има задача да ја транспортира водата од бунарот до собирен резервоар - хидрофор (сад под притисок). Вториот - потисен дел на постројката ја транспортира водата од хидрофорот кон хидрауличниот систем.

Големината на притисокот во хидрофорот е регулирана со компримираниот воздух, а пумпата се вклучува или исклучува само кога нивото на вода во него ќе биде на *min* или *max*. Автоматското регулирање на нивото на течност во хидрофорот и големината на притисокот во него лесно се контролира со инструментите на хидрофорската постројка. Хидрофорската постројка со собирен резервоар редовно се изведува за обезбедување на вода од бунар до мали потрошувачи.

Садот под притисок - хидрофорот има функција за автоматско вклучување и исклучување на пумпата во системот.

2.21 ВИДОВИ ПУМПИ КОИ СЕ ПРИМЕНУВААТ ВО ХИДРОФОРСКИТЕ ПОСТРОЈКИ

Хидрофорската постројка се состои од пумпен агрегат (центрифугална пумпа и погонскиот мотор на пумпата), хидрофор (сад под притисок) и потребната арматура (вентили и мерни инструменти) за функционирање на постројката. Во зависност од капацитетот на хидрофорската постројка и работниот притисок, може да се употребат една или повеќе центрифугални пумпи. Пумпите се поврзуваат сериски, ако треба да се подигне течноста на поголема висина, или паралелно, ако треба да се транспортира поголема количина на течност. Изборот на пумпата се врши

според $Q - H$ дијаграмот, а степенот на искористување ќе зависи од потрошувачката на вода.

Вклучувањето (исклучувањето) може да се регулира автоматски според големината на протокот (Q) или големината на работниот притисок (p). Автоматската склопка или контактниот манометар за активирање или исклучување на пумпата реагираат само ако се потроши акумулираната вода, а нивото во хидрофорот и притисокот ја достигнат минималната граница. Тогаш се вклучува погонскиот мотор на центрифугалната пумпа за да се наполни хидрофорот до максималното ниво, а притисокот ја достигне максималната вредност. Активирањето на центрифугалната пумпа најчесто се регулира според големината на работниот притисок во хидрауличниот систем и големината на шмукачката висина на пумпата.

Хоризонталните центрифугални пумпи се употребуваат само до висина на шмукање од 6 m, а за поголеми шмукачки висини се употребуваат вертикални пумпи. Ако хоризонталната центрифугална пумпа е монтирана на поголема висина од 6 m од нивото на водата во бунарот, тогаш не може да работи поради големата геодетска висина на шмукање. Кај резервоари со осцилација на нивото на водата, изборот на пумпата е особено важен и проблемот се решава со примена на вертикални центрифугални пумпи. Со примена на вертикалните центрифугални пумпи се анулира проблемот со совладување на шмукачката висина, бидејќи кај тие пумпи погонскиот мотор секогаш е сместен во машинското одделение, а пумпата е потопена во вода. Од моторот до пумпата моќноста се пренесува со вертикална оска. Конструкцијата на вертикалните пумпи зависи од димензиите на бунарите.

Вертикалните пумпи се составени од три основни склопа и тоа:

- куќиште на пумпата со ротор и сите елементи на пумпата,
- влезна цевка со погонската оска и
- постолјето на пумпата.

Вертикалните центрифугални пумпи се применуваат за висини на шмукање до 50 m, а тоа треба да се обезбеди со доволна должина на шмукачката цевка и доволен број на лежишта на цевката заради мирна работа на пумпата.

Примери:

1. Колкава е вакууметарската шмукачка висина на пумпа за вода, ако на површината од бунарот дејствува атмосферски притисок $p_0 = 1$ [bar], а апсолутниот притисок во шмукачкиот приклучок на пумпата изнесува $p_1 = 0,3$ [bar]. Густината на водата е $\rho = 1000$ kg/m³.

Решение:

Бидејќи 1 [bar] = 10^5 [N/m²], со замена се добива:

$$h_v = \frac{p_0 - p_1}{\rho \cdot g} = \frac{(1 - 0,3) \cdot 10^5}{10^3 \cdot 9,81} = 7,14 \text{ [m]}$$

2. Колкава е потребната манометарска висина за подигање на пумпа за вода, ако пумпата испорачува 90 [l/s], а висинската разлика меѓу површината на бунарот и површината на течноста во резервоарот изнесува 40 [m]? Цевководот има должина од 1000 [m], а дијаметар на цевките од 300 [mm].

Решение:

Геодетската висина $H_g = 40$ [m], од табела за железни цевки со $\varnothing = 300$ [mm], $\lambda = 0,024$. Поради големата должина на цевководот, се занемаруваат локалните загуби, а се земаат во обзир само отпорите на струење по должината на цевководот, и тоа:

$$\Sigma h = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0,24 \cdot \frac{1000}{0,3} \cdot \frac{1,28^2}{2 \cdot 9,81} = 6,7 [m]$$

$$\Sigma h = Q / A = 4Q / d^2 \cdot \bar{v} = 4 \cdot 0,09 / 0,3^2 \cdot 3,14 = 1,28 [m/s]$$

Потребната манометарска висина на дигање ќе изнесува:

$$H = H_g + \Sigma h = 40 + 6,7 = 46,7 [m]$$

3. Колкава е геодетската шмукачка висина $H_{gu} = ?$ на пумпа за вода која треба да испорачува $Q = 35 [l/s]$, а вакуумметарот што е вграден кај шмукачкиот приклучок на пумпата покажува притисок $p_v = 0,62 [bar]$. Шмукачката цевка е со $d = 200 [mm]$, а вкупните локални отпори $\Sigma \xi = 8,5$. Отпорите во правиот дел на смукачката цевка се занемаруваат, а задачата да се реши со помош на Бернулиевата равенка.

Решение:

Нивото на водата во резервоарот се зема за почетна рамнина, за која важат следните услови: $z_A = 0$, $z_B = H_{gu}$, а брзината на водата $v_A = 0$. Бернулиевата равенка за одбраните пресеци ќе биде:

$$p_A / \rho \cdot g + v_A^2 / 2g + z_A = p_B / \rho \cdot g + v_B^2 / 2g + z_B + \Sigma h$$

$$v_1 = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2} = 1,11 [m/s]$$

$$H_{gu} = \frac{0,62 \cdot 10^5}{9,81 \cdot 10^3} - \frac{1,11^2}{2 \cdot 9,81} \cdot (1 - 8,5) = 5,8 [m]$$

Прашања за утврдување:

1. Како се делат турбопумпите?
2. Која е карактеристиката на турбопумпите?
3. Какво е влијанието на обликот на лопатките врз напорот?
4. Колкав е бројот на лопатки за центрифугални пумпи?
5. Што е специфичен број на вртежи?
6. Зошто се употребува специфичниот број на вртежи?
7. Што е дозволена висина на вшмукување?
8. Што е кавитација?
9. Кога се појавува осна сила?
10. Каква е улогата на спроводното коло?
11. Како се определуваат работните услови за цевковод?
12. Од што зависи изборот на пумпата?
13. Зошто се поврзуваат паралелно турбопумпите?
14. Зошто се поврзуваат сериски турбопумпите?
15. Кои се карактеристиките на специјалните турбопумпи?

Заклучок:

Од поглавјето за турбопумпи учениците се информираат за хидрауличните пумпи, принципот на работење и нивната примена. Покрај конструктивните форми, може да научат како се пресметува и избира видот на пумпата според потребите на хидрауличната постројка или изведената инсталација. Се запознаваат како се пресметуваат и цртаат карактеристичните криви, што е тоа критичен број на вртежи и нивната примена, што е кавитација и како може да се намали нејзиното штетно влијание, кои се карактеристиките на сериското и на паралелното поврзување на центрифугалните пумпи и начинот на регулација. Во ова поглавје се објаснети и центрифугалните, специјалните хидраулични пумпи, начинот на функционирање и нивната примена.

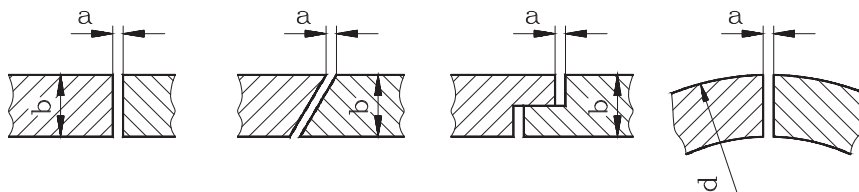
II. ДЕЛОВИ НА ХИДРАУЛИЧНИ СКЛОПОВИ

1. ЗАТИНКИ И НАЧИН НА ЗАТНУВАЊЕ

Заради обезбедување на херметичност во хидрауличниот систем при поврзувањето на составните делови, се употребуваат затинувачи. Материјалот, од кој се изработуваат затинувачите треба да има цврстина и еластичност, да биде отпорен на абеење, да е стабилен на температурни промени и да не ги менува своите механички особини. Затинувачите се изработуваат со најразлични облици и најразлични материјали, метали и неметали. Тие можат да се поделат:

I. Според материјалот од кој што се изработуваат на:

- метални,
- неметални,
- комбинирани.

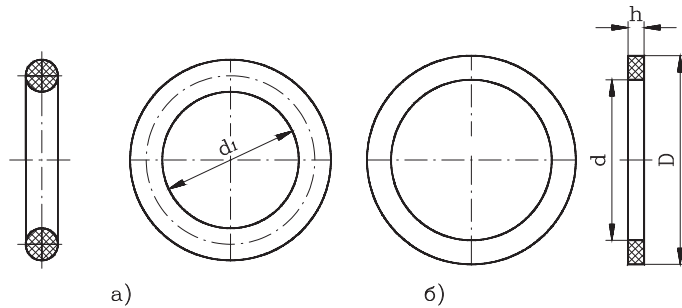


Сл. 25 Метални затинувачи

Металните затинувачи (сл.25) имаат долг век на употреба, zgodни се за примена во широки температурни граници и високи работни притисоци. Металните затинувачи се изработуваат во вид на прстени, обично со правоаголен пресек, кои може да бидат еластични и нееластични.

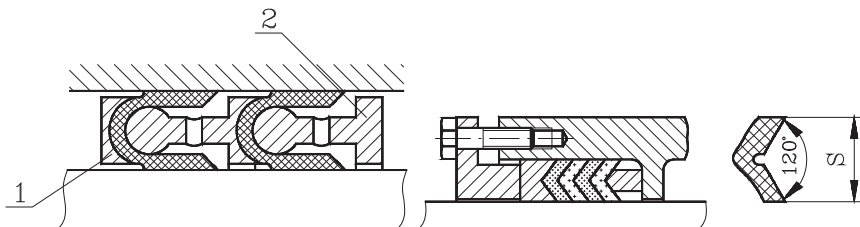
Еластичните се отворени прстени со зјај меѓу краците кои можат да бидат пресечени рамно, косо или со преклоп.

Металните нееластични затинувачи се затворени прстени.



Сл. 26 Неметални затинувачи

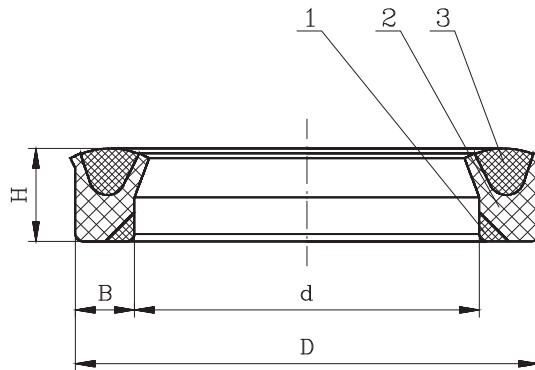
Неметалните затинувачи (сл.26), најчесто се изработуваат од гума, тefлон или комбинирани материјали (гума, текстил и метал). Тие можат да имаат кружен (сл.26а), правоаголен (сл. 26б) или квадратен пресек. Наоѓаат широка примена, особено за мали и средни дијаметри на цевководите и другите делови на хидраличните системи. Чувствителни се на механички оштетувања и векот на употреба им е ограничен.



Сл. 27 Различни облици на неметални затинувачи

Комбинираните затинувачи (сл. 27) се изработуваат од два или повеќе слоеви различни материјали. На тој начин, им се подобруваат својствата на затинувачите и им се продолжува векот на употреба.

На сл. 28 е прикажан комбиниран затинувач кој се употребува кај инсталации со поголеми работни притисоци. Составните делови на затинувачот се: 1- затинувачки прстен, 2 - манжетна од гума и 3 - текстилен метален слој.



Сл. 28 Комбиниран затинувач

II. Според обликот:

- со прстенест облик,
- во вид на манжетна или профили.

Со прстенест облик (сл. 26), се изработуваат од метал, меко дрво, гума, пластика, комбинирани материјали, пресувана хартија и др. Најчесто се изработуваат со кружен, квадратен, правоаголен или трапезен напречен пресек.



Сл. 29 Затинувачи во вид на профили

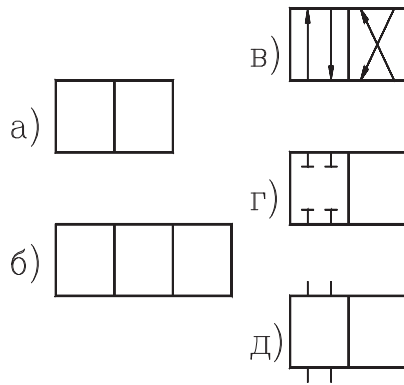
Затинувачи во вид на манжетни или профили се изработуваат со U или V облик, најчесто од гума, пластика или комбиниран материјал (гума - пластика).

На сл. 29 се прикажани три облици, поединечно или монтирани во склоп на некоја конструкција.

2. КОНСТРУКЦИЈА И НАМЕНА НА ХИДРАУЛИЧНИ РАЗВОДНИЦИ

Хидрауличните разводници се елементи за управување во хидрауличните системи, бидејќи со нивна помош се насочува и распоредува работниот флуид во одделни делови на системот. Постојат повеќе поделби на разводниците и тоа:

- според конструкцијата (клипни, плочести и вентилски),
- според начинот на дејствување (со директно и индиректно дејство),



Сл. 30 Симболи за обележување на разводниците

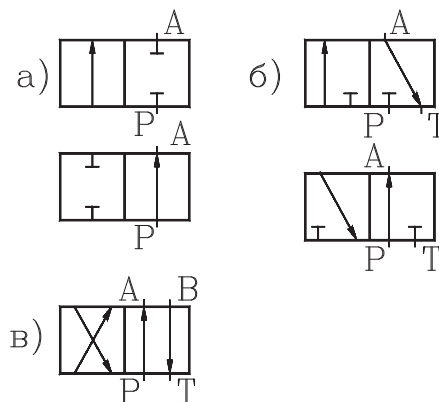
- според бројот на приклучните канали (со два, три, четири, пет или шест приклучни канали),
- според положбите на приклучување можат да бидат двоположбени (со две различни положби на работниот елемент), троположбени и четвороположбени,
- според начинот на активирање може да бидат:
 1. со рачно или ножно активирање,
 2. механичко,
 3. хидраулично,
 4. пневматско и
 5. електромагнетно.

На сл. 30 се прикажани симболи кои се употребуваат за обележување на разводниците при проектирање на хидраулич-

ните системи. Со симболот се дефинира функцијата на разводникот, а не и неговата конструкција. Како што се гледа, разводниците се обележуваат со мали квадрати, така што според бројот на квадратите кои хоризонтално се поврзани, се определува бројот на положбите за приклучување. Бројот на впишаните линии во квадратите го означува бројот на водови, а стрелките ја означуваат насоката на струење.

Симболите за обележување од сл. 30 го имаат следново значење:

- а) два хоризонтално поврзани квадрата прикажуваат разводник со две положби (двоположбен),
- б) со три квадрати – триположбен,
- в) впишаните линии покажуваат дека разводникот има четири приклучни канали, а стрелката ја означува насоката на струење,
- г) ако во квадратот линијата е прекината со хоризонтална (напречна) линија, тоа значи дека тој канал е затворен,
- д) од надворешната страна на квадратот се прикажуваат доводните и одводните канали.



Сл. 31 Разводници со две разводни положби

На сл. 31 е претставен разводник 2/2, кој има два работни приклучока и претставува двоположбен разводник. Броителот

претставува број на приклучни канали, а именителот број на положби за насочување на течноста. На пример, разводник со четири приклучни канали за пумпа (P), резервоар (T) и два канала за корисници, има ознака R 4/3. Именителот покажува дека има три положби на вклучување.

На **сл. 31а** е прикажан симбол на R 2/2, двоположен разводник со два работни приклучока и две разводни положби. Се употребува за отворање и затворање на протокот. Првиот симбол прикажува затворен проток (довод P и одвод A), додека вториот симбол прикажува отворен проток од P кон A.

На **сл. 31б** е прикажан симбол на R 3/2 – разводник со три работни приклучоци и две разводни положби. Се употребува за управување на хидрауличен цилиндар со еднострано дејство и како давач на импулс. Горниот симбол покажува затворен одвод P, а работната течност од хидрауличниот цилиндар преку приклучниот канал A се враќа во резервоарот (T). Штом ќе се испразни хидрауличниот цилиндар, течноста се пренасочува и се поврзува P со A, за да се полни, а одводниот канал кон резервоарот (T) е затворен (долниот симбол).

На **сл. 31в** е прикажан симбол на R 4/2 – разводник со четири работни приклучоци и две разводни положби. Такви разводници се користат за управување со работни цилиндри со двострано дејство. На почетокот, преку разводникот, се поврзуваат приклучните канали P со A и B со T. Во таа положба се полни предната страна на работниот цилиндар, додека течноста од задната страна, преку приклучниот канал B се враќа во резервоарот (T). Во другата разводна положба, ако се поврзани левиот квадрат, тогаш приклучниот канал од пумпата P ќе се поврзе со B (задната страна од цилиндарот да се полни), а течноста од предната страна A ќе се враќа во резервоарот (T).

Во хидрауличните системи разводниците можат да се употребуваат поединечно или пак во група (блок) од неколку разводници. Буквите кои се употребуваат при обележувањето имаат значење:

P – приклучок за потисниот канал – пумпата,
 T – приклучок за резервоарот.

Сите други букви од абecedата (A, B, C итн.) се користат за обележување на приклучоците за извршните елементи (мотор, работен цилиндар,...).

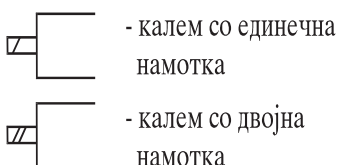
I. Рачно или ножно активирање



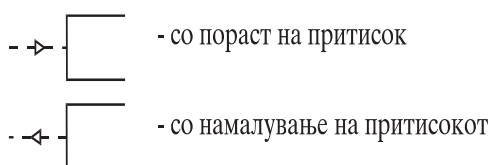
II. Механичко активирање:



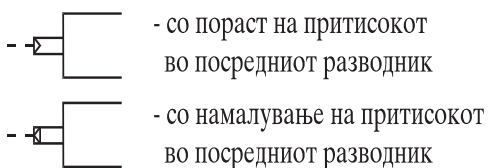
III. Електро-магнетно активирање



IV. Директно хидраулично или пневматско активирање



V. Индиректно хидраулично или пневматско активирање:



Видови на активирање кај хидрауличните разводници

Активирањето на разводниците, како што рековме, се врши со сила која го поместува разводниот (работниот) елемент, со кој се вклучува или исклучува струењето на течноста, а може да биде:

- рачно или ножно активирање,
- механичко активирање,
- електромагнетно активирање,
- директно хидраулично или пневматско активирање,
- индиректно хидраулично или пневматско активирање.

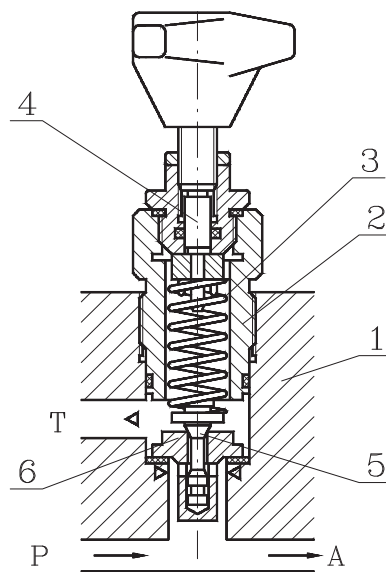
3. ВЕНТИЛИ ЗА ПРИТИСОК

Вентилите за притисок служат за регулирање на големината на работниот притисок во хидрауличниот систем. Се употребуваат за мали, средни и големи работни притисоци. Според задачата, можат да бидат:

1. Вентили за ограничување на притисок,
2. Редоследни вентили,
3. Вентили за регулирање на притисок,
4. Притисен електричен прекинувач.

Вентилите за ограничување на притисок имаат задача да го заштитат хидрауличниот систем и неговите составни делови од зголемен работен притисок. Според начинот на дејствување, се изведуваат со директно и индиректно дејство. Вентилите со директно дејство се употребуваат во хидрауличните системи со мал и среден работен притисок. На сл. 32 е прикажан **вентил за ограничување на притисок со директно дејство**. Местото на вградување (1) на сликата е прикажано во пресек од кој се гледа дека телото на вентилот (2) со навој се прицврстува во хидрауличниот систем. Ако притисокот на работната течност во системот е во предвидените дозволени граници, подвижниот конусен елемент (5), под дејство на силата од пружината (3) е затворен. Тогаш работната течност струи од пумпата (P) кон

корисникот (А). Ако се зголеми притисокот во системот над дозволената вредност, силата на притисок од работната течност, која дејствува на конусниот елемент (5), ја совладува силата на пружината (3) и го подига конусниот елемент нагоре. Тогаш вентилот е отворен и дел од работната течност, преку преливниот канал, се враќа кон резервоарот (Т).

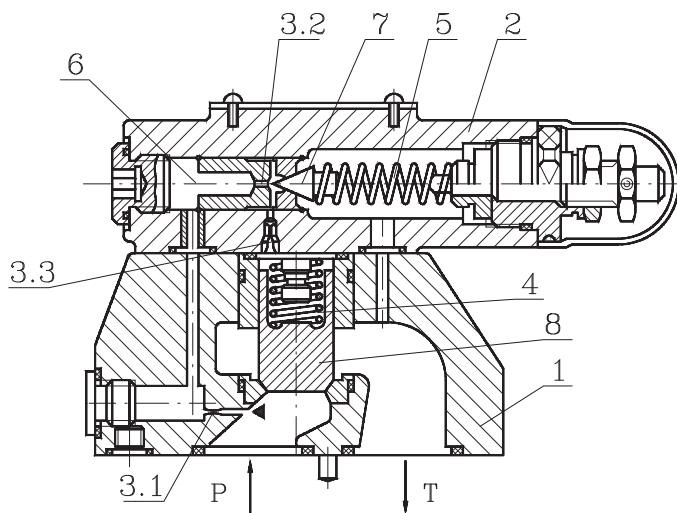


Сл. 32 Вентил за ограничување на притисок со директно дејство

Кога притисокот на работната течност во системот ќе се намали под дозволената максимална вредност, силата на пружината го враќа конусниот елемент во седиштето и вентилот се затвора. Со завртката (4) се регулира (дотерува) силата за преднапон во пружината (3) за да го држи притиснат конусниот елемент (5) за седиштето (6). Силата за преднапон во пружината обично се регулира така што притисокот кој може да го отвори вентилот да биде од 10 до 20 % поголем од дозволеениот работен притисок. За хидрауличните системи со голем работен притисок се употребуваат вентили за ограничување на работниот притисок со инди-

ректно дејство. Вентилите со директно дејство не се употребуваат во такви системи, бидејќи пружината треба да биде со големи димензии, а со тоа и вентилот ќе биде гломазен.

На сл. 33 е претставен пресек на **вентил со индиректно дејство**. Кога притисокот во хидрауличниот систем е во дозволени граници, вентилот е затворен. Работната течност од системот, преку каналот Р, придушните вентили (бленди) 3.1, 3.2 и 3.3, доаѓа од горната страна на клипот (8) и заедно со силата од пружината (4), го притиска клипот во затворена положба (како на сликата). Кога притисокот на работната течност во хидрауличниот систем ќе се зголеми над дозволената вредност, вентилот треба да се отвори.



Сл. 33 Вентил за ограничување на притисокот со индиректно дејство

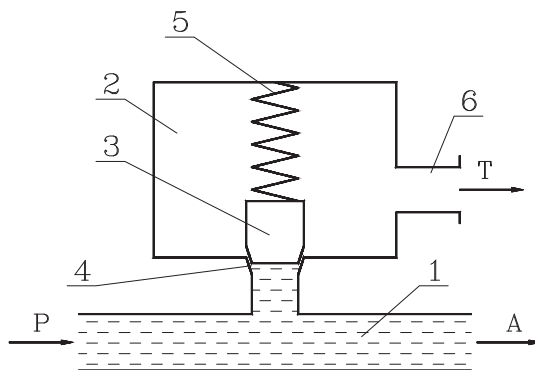
Отворањето се врши на следниов начин: работната течност под зголемен притисок преку каналот (Р) и придушните вентили 3.1 и 3.2 дејствува на конусниот клип (7) совладувајќи ја силата на пружината (5). Со поместување на клипот (7) надесно вентилот за управување (2), преку преливниот канал (9), се поврзува со повратниот канал, низ кој дел од течноста се враќа кон

резервоарот (Т). Бидејќи целата количина течност не доаѓа на горната страна од клипот (8), во таа зона се намалува притисокот. За намалување на притисокот придонесува и отпорот на струење низ придушните вентили 3.1, 3.2 и 3.3. Тогаш од долната страна на клипот (8) притисокот ќе биде поголем, ја совладува силата на пружината (4) и силата од намалениот притисок од горната страна, па клипот (8) ќе се помести нагоре. На тој начин директно се поврзуваат каналите Р и Т, па дел од течноста се враќа кон резервоарот (Т). Штом ќе се намали притисокот во хидрауличниот систем, прво се затвора конусниот вентил (7) и притисокот на течноста заедно со силата на пружината (4) го враќа клипот (8) во долна положба. Тогаш вентилот повторно е во затворена положба. Вентилите за ограничување на притисок кај кои нема можност за регулирање на силата за преднапон во пружината се наречени **сигурносни** вентили. Кај тие изведби производителот ја определува областа на примена. Во нив се вградува пружина со точни карактеристики и тие можат да се користат само за однапред точноопределена големина на работниот притисок во системот. Сигурносните вентили имаат широка примена, особено кај садовите под притисок, бидејќи кај нив условите за регулација на работниот притисок се многу ригорозни.

На сл. 34 е претставена шема на сигурносен вентил вграден во хидрауличен систем -1, 2 –тело на вентилот, 3 –подвижен елемент на вентилот со конусен облик (може да биде со топчестата форма или плочка), 4 – седиште на работниот елемент, 5 – пружина, 6 – повратен канал.

Силата во пружината (5) се избира да биде поголема од силата со која дејствува работниот притисок на течноста во системот, за да го држи вентилот во затворена положба при нормален работен притисок. Ако се зголеми работниот притисок во спроводната цевка (1) над дозволената вредност, бидејќи притисокот во течноста се пренесува на сите страни подеднакво (Паскалов

закон), тој дејствува врз челото на подвижниот елемент (3), ја совладува силата на пружината (5) и го турка



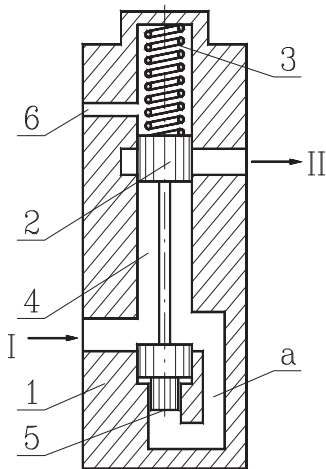
Сл. 34 Шема на сигурносен вентил

подвижниот елемент (3) нагоре, односно го отвора вентилот. За тоа време дел од течноста од спроводната цевка (1) навлегува во телото на вентилот (2) и преку повратниот канал (6), се враќа во резервоарот (Т). Вентилот ќе биде отворен сè додека не се намали работниот притисок на течноста во хидрауличниот систем во дозволените граници. Тогаш, под дејство на силата на пружината, подвижниот елемент (3) се враќа назад во седилцето (4), односно вентилот се затвора.

Заради ефикасно извршување на задачите, вентилите за ограничување на притисок треба во секое време да ги исполнуваат следниве услови:

- Сигурност во работата – да не се случи да откаже отворањето на вентилот, независно од временскиот интервал помеѓу две отворања,
- Стабилност во работата – во секое време да се пропушти дел од течноста при зголемен притисок и на тој начин да го спаси системот од преоптоварување и
- Херметичност на конструкцијата.

Редоследниот вентил во хидрауличниот систем има задача да вклучи и исклучи дел од системот кога работниот притисок ќе достигне определена вредност. На сл. 35 е прикажан

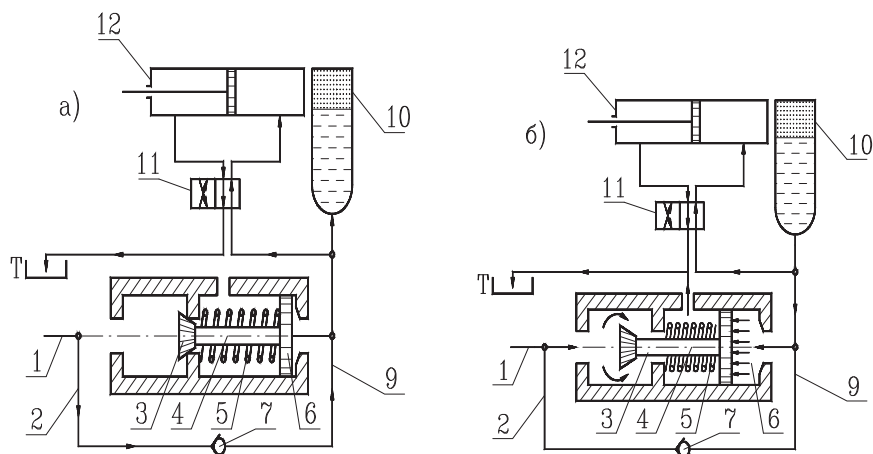


редоследен вентил со неговите составни делови: 1 – тело на вентилот, 2 – работен (подвижен) клип, 3 – пружина, 4 – вертикален канал, 5 – челна површина на клипниот лост, 6 – канал за врска со атмосферата, (a) – спореден канал преку кој работната течност дејствува врз челната површина (5) на клипниот лост. Работната течност под притисок навлегува во вентилот низ влезниот канал I. Преку каналот (a) дејствува врз

Сл. 35 Редоследен вентил површината (5), а истовремено преку каналот (4) дејствува и од долната страна на клипот (2). Кога работниот притисок во системот од левата страна (I) ќе достигне одредена вредност, ја совладува силата на пружината и клипот се подига нагоре. На тој начин се ослободува излезниот канал II, преку кој се вклучува дел од хидрауличниот систем кој работи само кога работниот притисок има определена вредност. Ако се намали работниот притисок во системот, силата на пружината (3) го враќа клипот во седиштето, затворајќи го излезниот канал II. Ако се намали работниот притисок во системот, просторот во кој е сместена пружината (3) се поврзува со атмосферата преку каналот (6), заради движење на клипот само под дејство на работниот притисок на течноста во хидрауличниот систем. Инаку, во тој простор, поради поврзаноста со атмосферата, владее атмосферски притисок.

Редоследните вентили се монтираат на места каде што повремено се вклучува (исклучува) дел од системот кој треба да работи кога работниот притисок ќе достигне одредена вредност, дефинирана со силата на пружината (3).

Од сл. 36 се гледа дека редоследниот вентил за исклучување е основен дел од уредот за автоматско управување со пумпата. Работната течност се доведува со помош на пумпата P

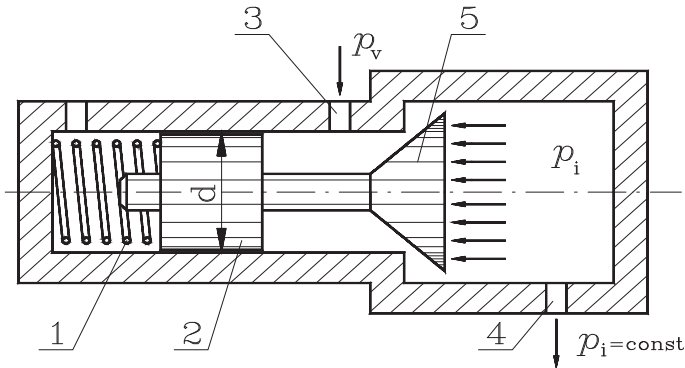


Сл. 36 редоследен вентил за исклучување

преку влезниот канал (1) до редоследниот вентил за исклучување. Бидејќи конусниот елемент (3) е во затворена положба, течноста струи преку каналот (2), неповратниот вентил (7) и вертикалниот канал (9), кон хидропневматскиот акумулатор (10). Од него течноста, преку разводникот (11), струи кон корисникот (12), а оттаму назад во резервоарот (Т) (сл. 36а). По зголемувањето на работниот притисок во хидрауличниот систем и хидропневматскиот акумулатор (10) над вредноста, условена со преднапон на пружината (5), течноста, преку каналот (8), дејствува врз челото на клипот (6). Зголемениот работен притисок ја совладува силата на пружината (5), па клипот (6), преку клипниот лост (4) и конусниот елемент (3), се поместуваат налево (сл. 36б). Со тоа поместување директно се поврзува влезниот канал (1) со повратниот канал, а течноста струи од пумпата (P) кон резервоарот (Т), додека натпритисокот на излезот од пумпата опаѓа

приближно до вредност 0 (нула), пумпата работи во празен од. Неповратниот вентил (7) има задача да го спречи целосното празнење на хидропневматскиот акумулатор (10). Улогата на акумулаторот (10) е во секое време да обезбеди течност со работен притисок, за потребите на корисникот (12). По опаѓањето на работниот притисок во хидропневматскиот акумулатор (10) до онаа вредност при која пружината (5), со својата сила може да го врати клипот (6) вдесно (заедно со него и конусниот елемент (3) се враќа во затворена положба), се прекинува директната врска на пумпата со резервоарот (Т), а течноста струи како што е прикажано на сл. 36а.

Вентилите за регулирање на големината на работниот притисок се употребуваат во хидрауличните системи каде што една пумпа обезбедува повеќе корисници, кои работат на различни притисоци. Вентилот за регулирање на притисокот има задача да го намали работниот притисок до потребната вредност. Оваа вредност вентилот ја одржува константна на излезот. Вентилот претставува автоматски придушувач, бидејќи отпорот на струење во него секогаш има вредност еднаква на разликата меѓу влезниот (променлив) и излезниот (константен) притисок. На сл.37 е прикажан вентил за регулирање на притисок со наједноставна конструкција. Ако течноста што влегува во вентилот низ отворот (3) има константен притисок (p_V), клипот (2) ќе мирува (е во рамнотежа), под дејство на притисокот и силата од пружината (1). Работната течност ќе струи покрај конусната глава (5) кон излезниот отвор (4). Поради отпорот на струење, излезниот притисок (p_i) ќе биде со помала вредност од влезниот (p_V). Ако се зголеми вредноста на влезниот притисок, клипот (2) ќе се помести кон лево под дејство на зголемениот влезен притисок и делумно ќе го намали отворот за проток кон излезниот отвор. Поради намалување на отворот, се зголемува отпорот на струење, а со тоа и падот на притисокот. Зголемувањето на падот на притисокот овозможува излезниот притисок (p_i) да остане со константна големина.



Сл. 37 Вентил за регулирање на притисок

Падот на притисокот (Δp) е секогаш еднаков на разликата меѓу влезниот и излезниот притисок.

$$\Delta p = p_v - p_i$$

За да биде секогаш отворен вентилот за регулирање на излезниот притисок (p_i), треба да биде исполнет условот:

$$p_i \cdot A \leq F, \text{ каде што:}$$

p_i [Pa] – големина на излезниот притисок,

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \text{ [m}^2\text{]} \text{ – активна површина на конусната глава (5),}$$

F [N] – сила на пружината.

4. СТРУЈНИ ВЕНТИЛИ

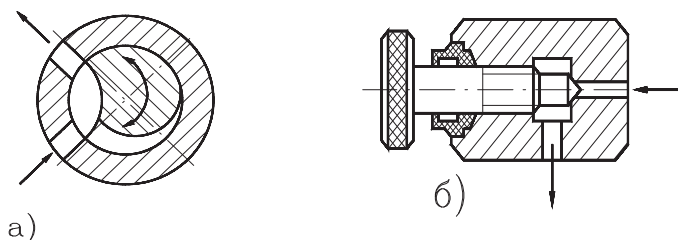
Струјните проточни вентили служат за регулирање на количината на работната течност, за промена на протокот или за одржување на константен проток. Регулирањето на протокот се врши заради промена или одржување на константна брзина на движење кај извршните органи во хидрауличниот систем (хидромотори или хидраулични цилиндри). Тоа се постигнува со промена на напречниот пресек на спроводните канали или со

поставување на проточни вентили на точноопределено место во системот.

Според конструкцијата, се разликуваат три вида проточни вентили:

- придушни,
- за регулирање на протокот и
- за разделување на протокот.

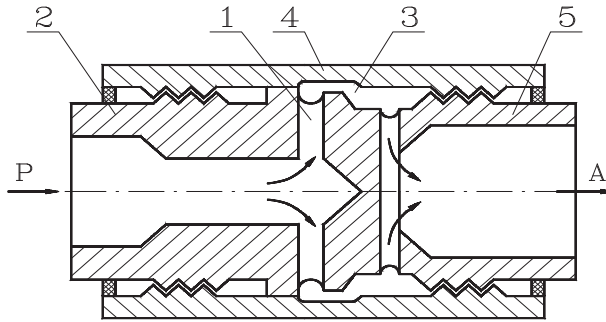
Придушниот вентил има задача да го намали протокот на работниот флуид со смалување на напречниот пресек во спроводниот канал. На сл. 38а е прикажан придушен вентил со вртлив чеп. Со вртење на чепот може да се намали напречниот пресек на влезниот – излезниот канал, со што се намалува протокот.



Сл. 38 Придушни вентили

На сл. 38б е прикажан придушен вентил со аксијален чеп – завртка со конусен дел на врвот. Со завртување на завртката, конусниот дел навлегува во отворот и го намалува напречниот пресек, а со тоа и протокот кон излезниот канал.

На сл. 39 е прикажан придушен вентил во две насоки на струење. Едноставната конструкција овозможува овие вентили сервиски да се монтираат на спроводниот канал, а регулацијата на протокот да ја вршат независно од насоката на струење на работната течност. Течноста, преку каналите (1) истекува од телото на вентилот (2) и преку придушниот канал (3), низ спроводната цевка (5) се упатува кон корисникот (А). Придушувањето на протокот се врши со помош на навојната чаура (4), која може да

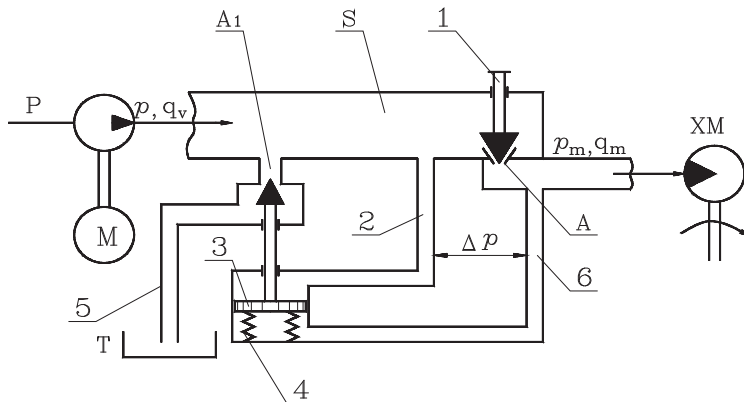


Сл. 39 Придушен вентил во две насоки на струење

се поместува налево или надесно. Според положбата на навојната чаура се дозволува помал или поголем проток. Ако струењето на работната течност е со спротивна насока (од A кон P), придушувањето се врши на ист начин. Насоката на струење на сликата е прикажана од P кон A.

Вентилот за регулирање на протокот се употребува во две изведби :

1. со преливен канал, сл. 40 и
2. без преливен канал, сл. 41.



Сл. 40 Вентил за регулирање на проток со преливен канал

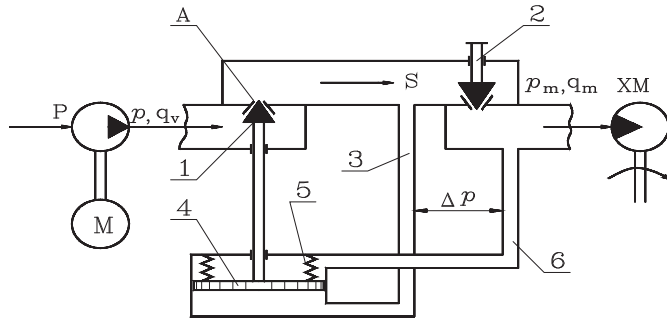
На сл. 40 е претставен вентил за регулирање на проток со преливен канал. Со помош на придушниот вентил (1) се регули-

ра големината на напречниот пресек (A), низ кој треба да струи константен проток (q_m) кон корисникот (хидромоторот ХМ). Исто така, се регулира падот на притисокот (Δp) меѓу притисоците во каналот (S) и пред хидромоторот. Тој пад треба да биде со константна вредност.

$$\Delta p = p - p_m = \text{const.}$$

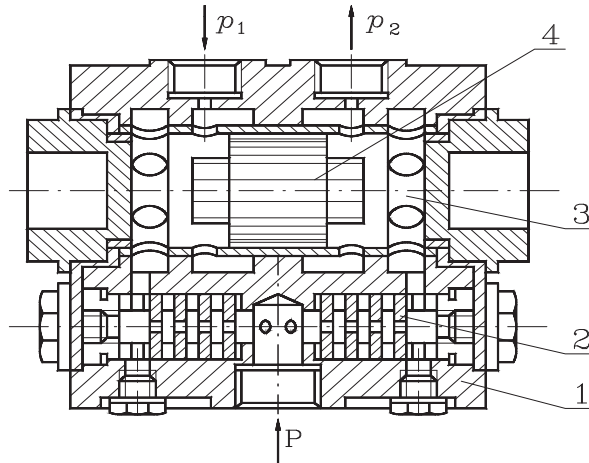
Ако се промени режимот на работа на хидромоторот (ХМ) ќе се промени и вредноста на Δp . Зголемената вредност на притисокот преку каналот (2) дејствува на клипот (3) од горната страна, совладувајќи ја силата на пружината (4) и го турка клипот (3) надолу. На тој начин се зголемува напречниот пресек (A_1), преку кој вишокот на работната течност низ преливниот канал (5) се враќа во резервоарот (Т), а притисокот (p) во каналот (S) се намалува. Со тоа постепено се добива регулираната вредност на (Δp) и под дејство на силата од пружината (4), клипот (3) се враќа во нормалната положба. Карактеристиките p_m и q_m цело време остануваат со константна вредност.

На сл. 41 е прикажан вентил за регулирање на проток без преливен канал. Со помош на придушниот вентил (2) се обезбедува константен пад на притисокот (Δp) меѓупритисокот (p) во каналот (S) и притисокот (p_m) пред хидромоторот. Ако се промени падот на притисокот (Δp) неговото регулирање на константна вредност се врши со промена на напречниот пресек (A). Ако се зголеми напречниот пресек (A) во каналот (S) ќе се зголеми притисокот, а со тоа ќе се зголеми и падот на притисокот (Δp). Зголениот притисок, преку каналот (3), дејствува од долната страна на клипот (4), совладувајќи ја силата на пружината (5). Притоа клипот (4) се поместува нагоре, намалувајќи го напречниот пресек (A), односно протокот низ него кон каналот (S). Со тоа, падот на притисокот (Δp) се враќа на регулираната вредност, а големината на протокот кон хидромоторот (q_m) останува со константна вредност.



Сл. 41 Вентил за регулирање на проток без преливен канал

На сл. 42 е претставен пресекот на разделувач на проток кој функционира на следниот начин: Од пумпата, работната течност влегува во разделувачот на проток низ каналот (P), се дели на две страни и преку комплетите од придушни плочки (2), доаѓа до работната комора (3).



Сл.42 Разделувач на проток

При еднакви излезни притисоци ($p_1 = p_2$), од разделувачот кон хидрауличните цилиндри (мотори), клипот (4) ќе мирува во средината на работната комора (3). Ако се зголеми оптоварувањето во еден од хидрауличните цилиндри, тој ќе повлекува

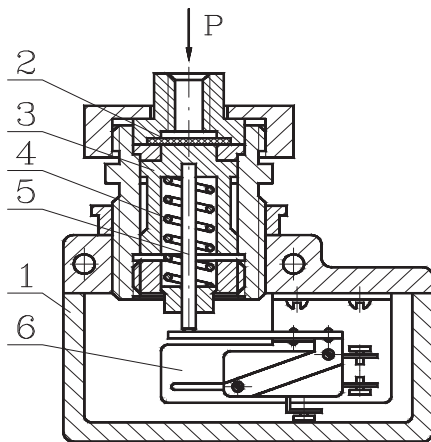
повеќе течност и ќе се зголеми притисокот во него. Притоа ќе се појави разлика на излезните притисоци ($p_1 \neq p_2$). Таа разлика ќе придонесе клипот (4) да се помести кон страната со помал притисок во комората (3) и делумно ќе го затвори излезниот канал. На тој начин се намалува протокот на работната течност кон соодветниот излезен канал. Клипот (4) се поместува низ работната комора (3), сè додека не се изедначат притисоците на течноста во двете страни од работната комора (3).

Еднаквоста на излезните притисоци од разделувачот на протокот обезбедува еднаквост на големината на протокот ($q_{V1} = q_{V2}$), со отстапување од 3 до 5 %. Со тоа се обезбедуваат еднакви брзини на движење на клиповите во двата хидраулични цилиндри што ги напојува пумпата.

5. ЕЛЕКТРИЧНИ ПРЕКИНУВАЧИ - ПРЕСОСТАТИ

Притисен електричен прекинувач се употребува за вклучување (исклучување) на електрично струјно коло во зависност од големината на работниот притисок во хидрауличниот систем. Се вградува и како сигнален уред во инсталациите, а се изведува како *мембрански* или *клипен* прекинувач.

На сл. 43 е прикажан **мембрански прекинувач** со составните делови. При зголемен работен притисок во системот над дозволената вредност, течноста влегува низ каналот (P), ја притиска мембраната (2) надолу, која дејствува врз чаурата (3). Чаурата пак, дејствува на пружината (4), а полугата (5) се движи надолу, дејствувајќи на електричниот прекинувач (6), кој го затвора струјното коло, поради што се прекинува доводот на работна течност. Тоа предизвикува намалување на работниот притисок во инсталацијата и мембраната (2) од прекинувачот се повлекува нагоре, а со себе ги повлекува сите елементи. Тоа придонесува да се прекине струјното коло, а истовремено работната течност продолжува да струи низ системот. Вклучувањето или исклучувањето на електричниот прекинувач е поврзано со

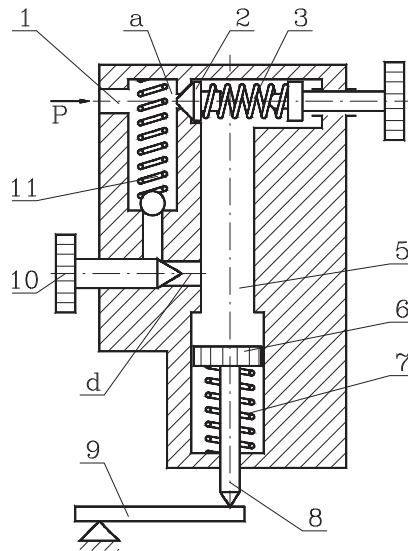


Сл. 43 Електричен мембрански прекинувач

деловите за управување на хидрауличниот систем. Прекинувачот реагира на максимално дозволените вредности од работниот притисок во системот, а времето на реагирање изнесува само дел од секундата.

На сл. 44 е прикажан **електричен прекинувач со клипен механизам**. Кога работниот притисок во хидрауличниот систем ќе ја надмине максимално дозволената вредност, течноста навлегува во електропрекинувачот низ влезниот канал (1).

Притисокот дејствува преку отворот (а) на вентилот за ограничување на притисокот (2) и совладувајќи ја силата на пружината (3), го турка клипот надесно ослободувајќи го отворот (а). Низ отворот (3), според дозволениот работен притисок во системот, работната течност навлегува во вертикалниот канал (5) и дејствува врз клипот (6), ја совладува силата на пружината (7) и со клипниот лост (8) го допира електропрекинувачот (9). На тој начин, системот за управување на хидрауличниот систем го прекинува доводот на работна течност. Кога ќе се намали притисокот во системот под минималната дозволена вредност, силата од пружината (3) го затвора вентилот за ограничување на притисокот (2), а пружината (7) го враќа клипот (6) нагоре,



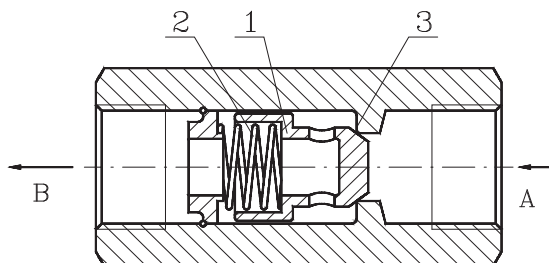
Сл.44 Електричен прекинувач со клипен механизам

ослободувајќи го прекинувачот (9). Течноста која останала во каналот (5) преку каналот d , придушниот вентил (10), неповратниот вентил (11) и влезниот канал (1), се враќа во системот.

6. ВЕНТИЛИ ЗА НАСОЧУВАЊЕ – НЕПОВРАТНИ ВЕНТИЛИ

Овие вентили имаат задача да ја насочат течноста кон корисникот. Од вентилите за насочување, најголема примена има **неповратниот** вентил, кој работниот флуид го пропушта само во една насока.

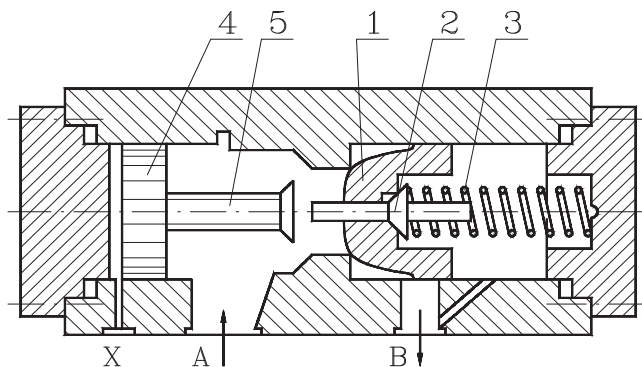
На сл. 45 е прикажан неповратен вентил со составните делови: 1 – елемент за затворање, 2 – пружина и 3 – седиште на вентилот. Работната течност струи од А кон В, а притисокот на течноста ја совладува силата на пружината и го притиска работниот елемент (1) налево. Притоа, работниот елемент се поместува од седиштето (3), го ослободува отворот и течноста струи



Сл. 45 Неповратен вентил

кон излезниот канал (B). Ако од која било причина се зголеми работниот притисок по вентилот (од страна B), тогаш елементот за затворање 1 под дејство на притисокот од течноста и силата на пружината (2), цврсто налегнува на седиштето 3 и го спречува протокот (од B кон A. Вентилот е наречен неповратен или еднонасочен, бидејќи овозможува проток само во една насока.

На сл. 46 е прикажан хидраулично управуван неповратен вентил со составните делови: 1–главен конус, 2–конус за предотворање, 3–пружина, 4–клип со хидраулично управување и 5–клипен лост на клипот 4.



Сл. 46 Хидрауличен неповратен вентил

Во нормални услови на работа, протокот струи од A кон B, бидејќи работниот притисок на течноста ја совладува силата на пружината (3) и го турка главниот конус (1) кон десно, поврзувај-

ќи ги каналите А и В. Ако треба да се овозможи проток на течнос-та во спротивна насока, од В кон А, се активира клипот со хидрау-лично управување (4). Тогаш се доведува течност под притисок низ каналот Х која го турка клипот (4) кон десно. При движењето кон десно, клипот (4) со клипниот лост (5) го притиска прво кону-сот за предотворање (2), а потоа и главниот конус (1). На тој на-чин главниот конус (1) се изместува од своето лежиште и теч-носта може да струи во насоката од В кон А.

7. УЛОГАТА НА ХИДРАУЛИЧНИТЕ МОТОРИ И ЦИЛИНДРИ

Хидрауличните мотори се извршни елементи од хидрау-личниот систем кои енергијата на движење и притисок од работ-ната течност ја претвораат во механичка енергија. Според дви-жењето на работниот елемент, хидрауличните мотори се делат на:

1. мотори со кружно движење,
2. мотори со праволиниско движење (хидраулични цилиндри).

7.1 МОТОРИ СО КРУЖНО ДВИЖЕЊЕ

Според конструкцијата, хидрауличните мотори со кружно движење се делат на: запчести, клипни, крилни, завојни... (прак-тично сите хидраулични пумпи со кружно движење, ако низ нив струи течност под притисок).

Технички карактеристики на овие мотори се:

1. бројот на вртежите на излезното работно вратило n [1/s],

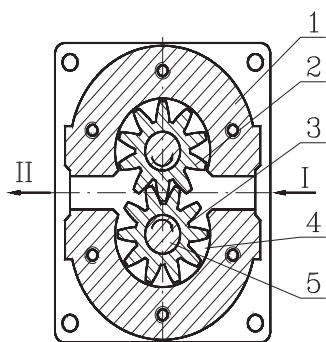
2. моќноста $P = M \cdot \omega$ [W], каде што:

$M = F \cdot r$ [Nm] е остварениот вртежен момент и

$\omega = \pi \cdot n/30$ [rad/s] е аголната брзина на вратилото.

Запчестите хидраулични мотори по конструкцијата и принципот на работа се слични со запчестите пумпи.

На сл. 47 е прикажан запчест хидрауличен мотор со составните делови: 1–тело на моторот, 2–слободен запченик, 3–запченик прицврстен на излезното вратило, 4–работна комора, 5–излезно вратило. Работната течност, под притисок и со определена брзина на струење, влегува во моторот низ влезниот канал (I) и дејствува на спрегнатите запченици (2 и 3). Работната течност ги врти запчениците и по периферијата во меѓузубците се префрла кон излезниот канал (II).



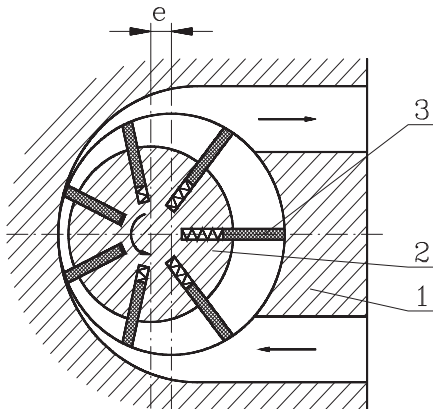
Сл. 47 Запчест хидрауличен мотор

Вртежите на запчениците, преку излезното вратило (5), се пренесуваат надвор од телото на хидромоторот. Ако вратилото е поврзано со корисник, вртежите се трансформираат во механичка работа. Функција на запчестите хидромотори е спротивна од функцијата на запчестата пумпа. Со пумпата се создава енергијата на притисок, а со моторите енергијата на притисок се трансформира во вртежи, односно вртежен момент. Поради едноставната конструкција, малите димензии и

високиот степен на искористување, тие често се употребуваат. Едноставната конструкција обезбедува лесно управување и одржување.

Крилните мотори по конструкцијата и принципот на работа се слични си крилните пумпи. За разлика од пумпите, кај крилните мотори крилцата цело време се приближени до површината на статорот. Во радијалните канали на роторот се поставени слаби пружини кои ги притискаат крилцата кон телото на статорот. При стартување на моторот, се пушта течност под притисок низ централниот канал во роторот, која ги исполнува сите радијални канали. Течноста под притисок дејствува врз задната страна на крилцата притискајќи ги кон статорот. На тој

начин се формираат работни комори (просторот меѓу две крилца и роторот).



Сл. 48 Крилен хидрауличен мотор

На сл. 48 е прикажан крилен хидрауличен мотор. При вклучување на моторот, работната течност со определена брзина на струење и работен притисок, преку влезниот канал навлегува во телото (1) на моторот. Бидејќи роторот (2) е ексцентрично поставен во телото на моторот, работната течност го задвижува роторот дејствувајќи врз бочните страни на крилцата (3)

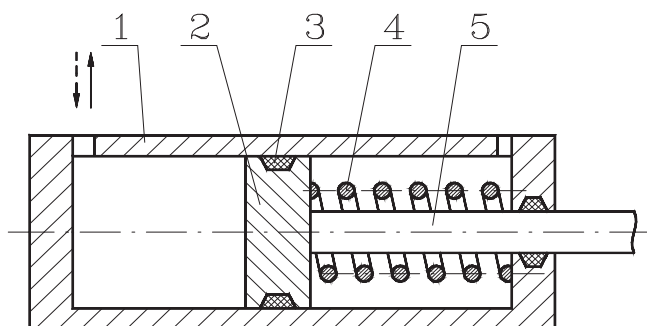
Вртењето на роторот преку излезното вратило се манифестира како моќност на моторот (број на вртежи, односно вртежен момент). Поради радијалното движење на крилцата, крилните мотори се употребуваат за мали и средни броеви на вртежи (вртежни моменти), односно работат на мали и средни притисоци.

7.2 МОТОРИ СО ТРАНСЛАТОРНО ДВИЖЕЊЕ

Ваквите хидраулични мотори се, всушност, хидраулични цилиндри, кои масовно се применуваат поради големата ефикасност и едноставната конструкција. Според начинот на дејствување во хидрауличниот систем, се делат на мотори со:

1. еднострано дејство,
2. двострано дејство,
3. повеќестепени (телескопски) работни цилиндри, и
4. специјални работни цилиндри.

Хидрауличен цилиндар со **еднострано дејство** е прикажан на сл. 49 со составните делови: 1 – тело, 2 – клип, 3 – заптивен прстен, 4 – пружина и 5 – клипен лост. Работната течност под притисок влегува и излегува низ отворот од предната страна на цилиндарот, пред челото на клипот. Под дејство на притисокот, го притиска клипот, а со тоа и клипниот лост, кој е поврзан со корисникот. Кога клипот ќе пристигне до крајната десна положба, се прекинува доводот на работна течност. Бидејќи престанува притисокот врз челото на клипот, силата на пружината (4) го враќа во почетната положба. При враќањето, клипот ја истиснува течноста надвор од цилиндарот, која преку повратниот канал и разводникот се враќа во резервоарот.

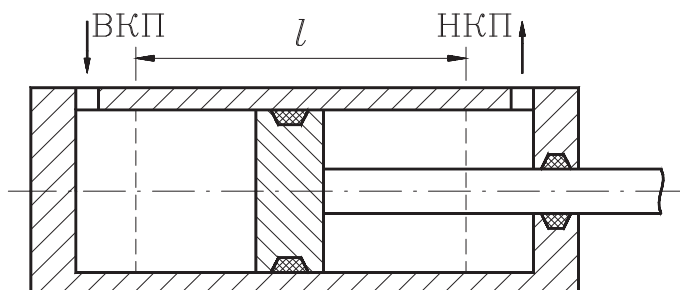


Сл. 49 Хидрауличен цилиндар со еднострано дејство

Цилиндрите со еднострано работно дејство даваат ефективна работа само при движењето на клипот под дејство на притисокот на течноста (од лево кон десно). Враќањето на клипот назад е празен од, па затоа се наречени цилиндри со еднострано дејство. Загубите на енергија кај цилиндрите со еднострано дејство се многу мали, а бидејќи степенот на искористување е многу висок (до 97%), тие масовно се применуваат.

На сл. 50 е прикажан хидрауличен работен цилиндар со **двострано дејство**. Разликата во споредба со цилиндарот со еднострано дејство е тоа што работната течност под притисок

влегува низ два отвора, од предната и задната страна на клипот. Движењето на клипот во двете насоки се врши под дејство на притисокот од работната течност. Клипот го движи клипниот лост, чие движење се претвора во ефективна работа. Овие работни цилиндри можат да бидат изведени со клипен лост од едната или двете страни на клипот, ако работното движење се предава на два корисника.



Сл. 50 Хидрауличен цилиндар со двострано дејство

Силата на притисок со која работната течност дејствува врз клипот изнесува:

$$F = p \cdot A \text{ [N]}, \text{ каде што:}$$

p - притисок на работниот флуид кој влегува во работниот цилиндар,

A - површина на челото на клипот.

Механичката работа што се добива со движењето на клипот во работниот цилиндар изнесува:

$$W = F \cdot h \text{ [J]}, \text{ каде што:}$$

l - пат што го поминува клипот при едно движење од внатрешната до надворешната крајна положба во една насока.

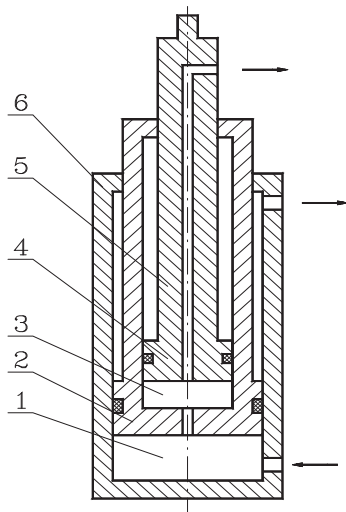
Моќноста што ја произведува работниот цилиндар во идеални работни услови се пресметува според равенката:

$$P_i = F \cdot v \text{ [W]}, \text{ каде што:}$$

$v = q_v / A \text{ [m/s]}$ —средна брзина на движење на клипот.

Вистинската големина на моќноста зависи од степенот на искористување (η) на работниот цилиндар, кој ги зема во обзир загубите на енергијата, поради совладување на отпорите при движење на клипот.

$$P = P_i \cdot \eta \text{ [W]}$$



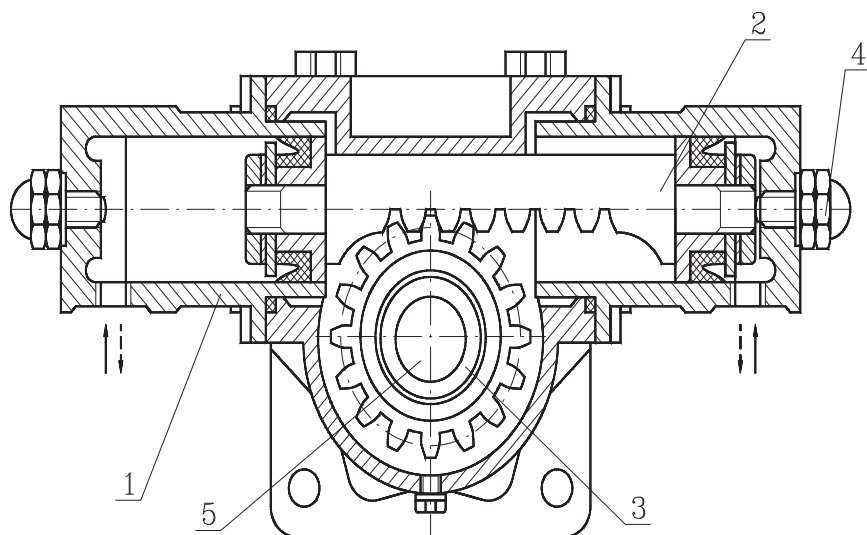
На сл. 51 е прикажан **повеќестепен (телескопски)** хидрауличен цилиндар. Телескопскиот цилиндар е составен од повеќе цилиндри кои влегуваат еден во друг и сите тие (освен надворешниот), истовремено имаат улога на работен цилиндар и клипен лост. Работната течност низ влезниот канал влегува во комората (1) на надворешниот цилиндар (6), дејствува на (клип) (2) - работниот цилиндар и ги движи нагоре.

Сл. 51 Повеќестепен хидрауличен цилиндар

Кога ќе заврши тоа движење, работната течност ќе почне да навлегува во работната комора (3). Потоа, го потиснува клипот (цилиндарот) (4), а со тоа и клипниот лост (5), кој е поврзан со корисникот. Вкупните движења на сите цилиндри и клипниот лост, корисникот ги претвора во механичка работа. Поминатиот пат на повеќестепениот работен цилиндар е збир од движењата на сите работни цилиндри и е поголем од должината на надворешниот цилиндар (6), па затоа се употребува во ситуации каде што се потребни поголеми работни одови. И овие цилиндри се изведуваат со еднострано и двострано дејство. Со еднострано дејство се кога работната течност влегува само низ еден отвор, а враќањето во почетна положба на работните цилиндри (клипови) се врши под дејство на сопствената тежина и тежината на товарот. Во телескопскиот цилиндар со двострано дејство, ра-

ботната течност влегува од двете страни и движењето во двете насоки е работно (како што е прикажано на сл. 51).

На сл. 52 е прикажан специјален **осцилаторен** хидромотор со составните делови: 1 – тело, 2 - клип со двострано дејство, 3 – запченик, 4 – завртка за дотерување на движењето (одот на клипот и аголот на свртување), 5 – работно вратило. Работниот цилиндар ја претвора хидрауличната енергија на течноста во вртежен момент на излезното вратило (5). Клипот (2) е изработен како запчеста летва, која е во спрега со запченикот (3), прицврстен на излезното вратило (5).



Сл.52 Осцилаторен хидромотор

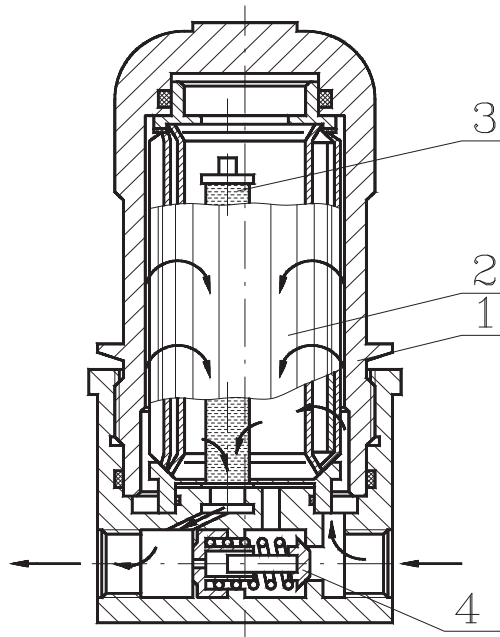
Во зависност од која страна работната течност навлегува во телото на цилиндарот (1), го движи клипот (2) налево или надесно и го врти запченикот (3) за одреден агол, а преку него и излезното вратило (5). Од должината на назабениот дел на клипот зависи и големината на аголот на завртување. Вртежниот момент на работното вратило (5), што го произведува хидромоторот, при работењето е со константна големина.

8. ФИЛТРИ

Филтрите се елементи од хидрауличниот систем кои имаат задача да ја пречистуваат работната течност од механички нечистотии. Според местото на вградување, се разликуваат три вида:

- Филтер монтиран на шмукачкиот канал на пумпата, кој служи за грубо пречистување на работната течност. Тие филтри се изработени од метални сита со крупни отвори и нивна задача е да ја заштитат пумпата од механички нечистотии.
- Филтерот кој се монтира на потисниот канал на пумпата постојано работи под висок притисок и затоа се нарекува филтер за висок притисок. Материјалот од кој се изработува треба да биде отпорен на тој притисок, па затоа цената на овој филтер е многу повисока во однос на останатите. Затоа, се употребуваат само за заштита на корисници со сложена конструкција, кои работат со непрекорно чиста работна течност.
- Филтер кој најчесто се употребува, а се монтира на повратниот канал од хидрауличниот систем, бидејќи секогаш, по завршувањето на работниот циклус, работната течност содржи механички нечистотии.

На сл. 53 е прикажан филтер за фино пречистување со составните делови: 1–тело на филтерот, 2–елемент за грубо пречистување, 3 – елемент за фино пречистување и 4 – неповратен вентил. Работната течност, преку влезниот канал, навлегува во филтерот и струи кружно нагоре низ елементот за грубо пречистување (2), кој се изработува од метална мрежа од порозни материјали и пластика. Оттаму течноста навлегува во елементот за фино пречистување (3), кој е сместен во средината на телото од филтерот (1). Елементот за фино пречистување се изработува од ткаенини (свила или филц), пресувана хартија, пластични материјали, најлон... Затоа, работната течност излегува пречистена од сите нечистотии. Бидејќи нечистотиите остануваат во филтерот, тој повремено треба да се чисти, а елементот



Сл. 53 Филтер за фино пречистување

за фино пречистување по потреба се заменува. Во случај кога филтерот е наполнет со нечистотии, притисокот на работната течност се зголемува, неповратниот вентил (4) се отвора и течноста директно непрочистена струи од влезниот кон излезниот канал.

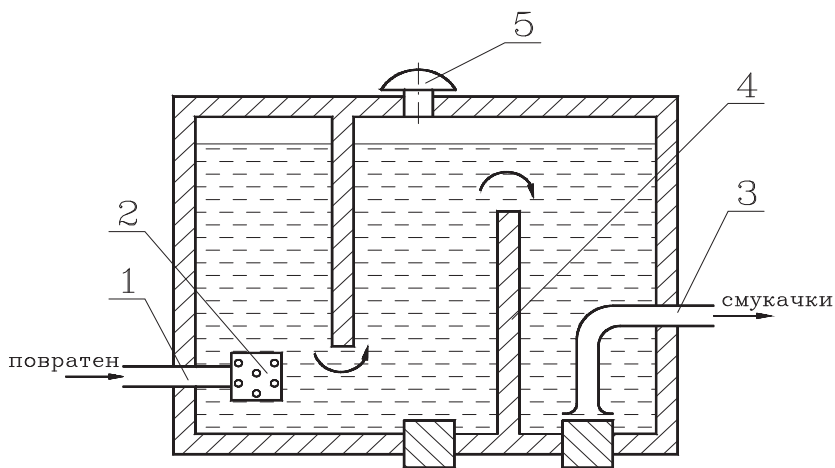
Кога треба да се пречистува целата течност, филтерот се поврзува сериски во хидрауличниот систем. Ако треба да се пречистува само дел од течноста, тогаш филтерот се поврзува паралелно на посебен канал низ кој струи само дел од течноста што треба да се пречистува. Исто така, ако е потребно, во хидрауличниот систем паралелно се поврзува резервен филтер или, пак, ако еден филтер нема капацитет да ја пречистува целата течност, паралелно се монтираат два филтри.

9. ХИДРАУЛИЧНИ РЕЗЕРВОАРИ

Резервоарите се елементи од хидрауличниот систем кои служат за складирање, загревање, ладење, таложее на нечистотиите и ослободување на заробениот воздух и парата од работната течност. За да ги исполни сите стандардни барања, резервоарот се димензионира во зависност од големината на системот, протокот на пумпата и работните услови. Тие обично се конструираат со призматична или цилиндрична форма, а се изработуваат со заварување од челични лимови. Нивната внатрешна површина треба да биде фино обработена и премачкана со антикорозивни средства. Волуменот на резервоарот, во зависност од условите за работа, треба да биде минимум два до три пати поголем од протокот на пумпата во минута, а кај системи кои работат со високи температури на работната течност, и до десет пати. Обично, на резервоарот се монтираат: пумпата, електромоторот, инструментите за мерење на притисок и температура, вентили и распоредници. Во резервоарот се сместени филтер за грубо пречистување и систем за греење или ладење на работната течност. Конструкцијата и местоположбата на резервоарот треба да овозможува едноставно полнење, ефикасно и природно ладење, лесна контрола на нивото на работната течност и лесно одржување.

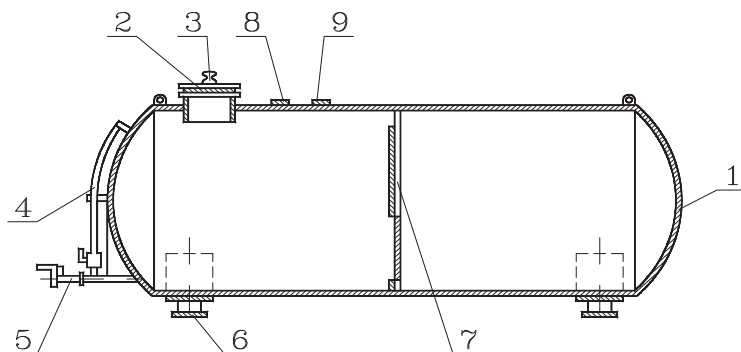
На сл. 54 е прикажан пресек на **резервоар со призматична форма**. Повратниот канал (1) се поставува на 20 до 50 [mm] над дното од резервоарот и на него задолжително се поставува филтер за фино пречистување на работната течност (2). Шмукачкиот канал (3) се поставува што подалеку од влезниот (по можност од спротивната страна) и на 20 до 50 [mm] под минималното ниво во резервоарот. Во резервоарот се поставуваат и прегради (4), кои при полнењето го спречуваат вртложното движење на работната течност и појавата на пена. Исто така, тие ја спречуваат директната врска меѓу повратниот и шмукачкиот канал и бранувањето на работната течност при

движење на резервоарот. Паравоздушниот неповратен вентил (5) се поставува на највисоката точка од резервоарот и има задача да го пропушта воздухот кој го потиснува работната течност при полнење на резервоарот и гасовите кои настануваат од испарувањето. Во исто време секогаш обезбедува атмосферски притисок во резервоарот и системот. Дното на резервоарот обично е наведено под извесен агол, а отворот за испуштање на работната течност при чистење се поставува на најниската точка. Отворот за чистење кај призматичните резервоари се остава од страна (едното странично данце), која не е заварена, туку е прицврстена со специјални завртки. Тој отвор треба херметички да биде затворен додека работи хидрауличниот систем. Отворот за контрола на нивото на работната течност во резервоарот се изведува од стакло, како прозорец или цевка, и функционира на принципот на сврзани садови. На него задолжително се исцртуваат ознаките min (минимум) и max (максимум).



Сл. 54 Резервоар со призматична форма

Резервоарот се полни со течност околу 85% од вкупниот волумен, а 15% се остава празен, поради издвојување на заробенит воздух и испарувањето на течноста.



Сл. 55 Цилиндричен резервоар

На сл. 55 е прикажан **цилиндричен резервоар** со составните делови: 1 – тело, 2 – капак за чистење, 3 – отвор за полнење со паравоздушен вентил, 4 – отвор за контрола на нивото, 5 – отвор за испуштање на работната течност, 6 – стоци (ногари) на резервоарот, 7 – преградни лимови, 8 – преливен отвор и 9 – термометар (термостат). Нормална работна температура на работната течност е 40 до 50 °С, но за време на работењето температурата може да се зголемува, па затоа е задолжително ладење на резервоарот. Ладењето може да се врши на два начина:

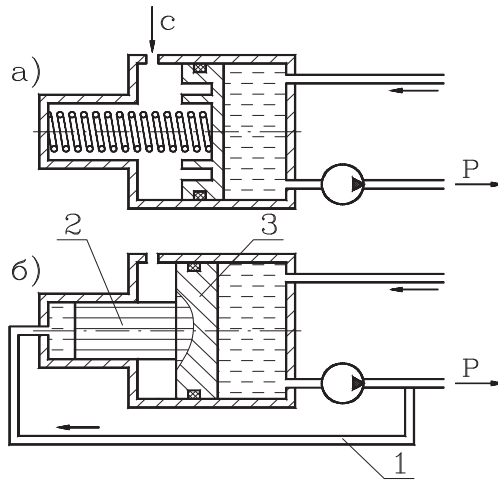
1. **Природно** ладење, кога формата на резервоарот и местоположбата овозможуваат воздухот да струи од сите надворешни страни на резервоарот.
2. **Регулирано ладење** – ладење со вграден систем за ладење на работната течност. Таков вид на ладење се предвидува при работни услови со високи температури (железарници, валавници, леарници,...). За такви услови на работа волуменот на резервоарот треба да биде до 10 пати поголем заради високиот процент на испарување. Друга крајност на работните услови е со многу ниски надворешни температури. Работната течност тогаш се згуснува и има големи отпори при струењето. За да се овозможат нормални услови за работа, во резервоарот се вградува систем за греење или изменувач на топлина, кој одржува приближно константна температура на работната течност. Заради поголема сигур-

ност, во резервоарот се вградува и термостат, кој има задача да врши автоматско вклучување или исклучување на системот за греење.

Постојат и **специјални** хидраулични резервоари кои се употребуваат во хидрауличните системи со посебни работни услови. Во авионската индустрија се употребуваат херметички затворени резервоари, во кои работната течност е одвоена со клип или мембрана од воздухот под притисок, кој создава натпритисок во резервоарот. На сл. 56 се претставени две изведби на затворени резервоари кои се употребуваат во авионската индустрија:

а) **Резервоарот со клип и пружина** функционира на тој начин што низ каналот (C) се полни просторот зад клипот со компримиран воздух или инертен гас со мал притисок. Силата на пружината и компримираниот воздух дејствуваат на задната страна од клипот и предизвикуваат натпритисок во работната течност, кој треба да биде секогаш помал од работниот притисок во хидрауличниот систем. Натпритисокот овозможува континуирано и полесно целосно обезбедување на пумпата (P) со работна течност. Кај специјалните изведби на резервоарите, секогаш се води сметка волуменот да биде според потребите на хидрауличниот систем.

б) Кај **резервоарите со клип** натпритисокот во резервоарот се постигнува со помош на работниот притисок од хидрауличниот систем. Имено, работната течност, преку повратниот канал (1), дејствува врз челната површина на лостот (2), а силата на притисок преку клипот (3) се пренесува на работната течност во резервоарот. На тој начин во резервоарот секогаш владее натпритисок, кој овозможува работната течност да се истиснува кон пумпата (P). Големината на натпритисокот во резервоарот е со помала вредност од работниот притисок што го создава пумпата (P) во хидрауличниот систем.



Сл. 56 Специјални хидраулични резервоари

Тврдењето може да се докаже преку еднаквоста на силите кои дејствуваат врз лостот и клипот. Ако работниот притисок во хидрауличниот систем има вредност p_1 , големината на натпритисокот во резервоарот p_2 може да се пресмета според равенката:

$$A_1 \cdot p_1 = A_2 \cdot p_2 \Rightarrow p_2 = \frac{A_1}{A_2} \cdot p_1 = \frac{d^2}{D^2} \cdot p_1 \text{ [Pa]}, \text{ каде што:}$$

$$A_1 = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \text{ [m}^2\text{]} - \text{челна површина на лостот (2) врз која}$$

дејствува работниот притисок p_1 ,

$$A_2 = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \text{ [m}^2\text{]} - \text{челна површина на клипот (3) со која се}$$

дејствува врз работната течност во резервоарот.

Бидејќи дијаметарот (D) на клипот (3) е поголем од дијаметарот (d) на клипниот лост (2), следува дека големината на натпритисокот p_2 во резервоарот ќе биде помала од големината на работниот притисок p_1 во хидрауличниот систем.

10. ХИДРАУЛИЧНИ АКУМУЛАТОРИ

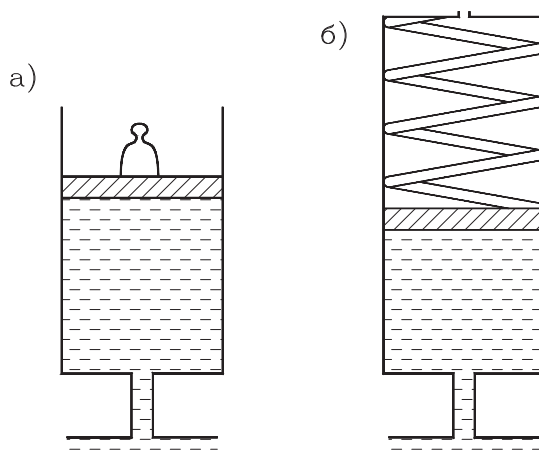
Хидрауличните акумулатори се елементи од хидрауличниот систем во кои се акумулира дел од работната течност кога во системот не се употребува целата количина. Кога хидрауличниот систем работи со полн капацитет и во моментите кога треба да се оствари максимална енергија, работната течност од акумулаторот се враќа во системот при што се постигнува поголем проток, а со тоа и максимална енергија. Кога нема потреба од максимална енергија, во акумулаторот се враќа дел од работната течност. Акумулаторите особено се корисни за системи кои работат повремено со максимален, а редовно со намален капацитет. Инаку, хидрауличните акумулатори служат и како извор на енергија, кога пумпата за кратко време ќе престане да работи. Тогаш од акумулаторите се надополнува потребната количина од работна течност. Исто така, при мали дефекти (пукната цевка или вентил, замена на заптивни прстени) или при бавно истекување на течноста, акумулаторите ја надополнуваат изгубената (намалената) количина. Голема корист од акумулаторот има хидрауличниот систем за време на хидрауличен удар, бидејќи акумулаторот може целосно да го амортизира. Според начинот на кој се истиснува работната течност од хидрауличните акумулатори, тие се делат на:

- акумулатори со тег,
- акумулатори со пружина и
- акумулатори со гас.

Хидрауличниот **акумулатор со тег** (сл. 57а) во поново време ретко се употребува поради гломазната конструкција. Инаку, тоа се работни цилиндри со клип врз кој се поставени тегови за да се држи течноста под работен притисок. Во почетокот, кога се полни хидрауличниот систем со работна течност, се полни и акумулаторот, при што клипот, под дејство на работниот притисок, се подига нагоре. Кога системот ќе има потреба од максимална енергија, од акумулаторот за кратко време, под дејство на тежината на тегот, целата количина на работна течност се враќа

во хидрауличниот систем. На тој начин се зголемува протокот и брзината на струење на работната течност, а со тоа се постигнува максимална енергија.

Хидрауличните **акумулатори со пружина** (сл. 57б), имаат сличен принцип на работа и исто така се со робусна конструкција. Разликата се состои во тоа што тегот е заменет со пружина. Работната течност се држи под притисок со помош на пружината која се збива при полнење на акумулаторот од хидростатичката сила на притисок на течноста. При потреба од максимална енергија во системот, течноста, под дејство на силата од пружината, за кусо време се истиснува во хидрауличниот систем и на тој начин овозможува поголем проток низ него и остварување на максимална енергија. За поголеми акумулатори, пружината треба да има големи димензии што предизвикува гломазна конструкција на акумулаторот, па затоа тој најчесто е незгоден за користење.



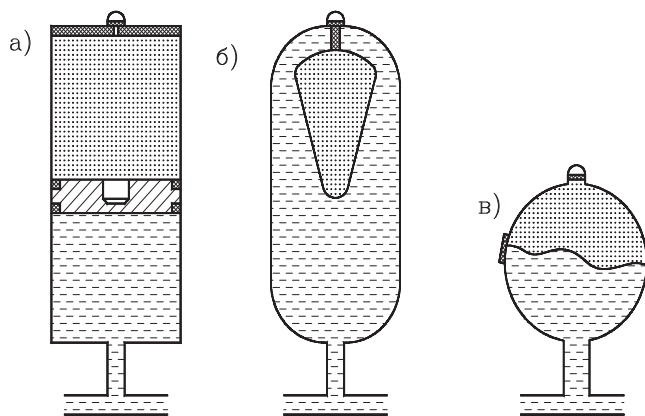
Сл. 57 Хидрауличен акумулатор со тег и пружина

Акумулаторите со гас (сл. 58) денес често се употребуваат поради едноставната конструкција и неограничениот век на

гасот. Според изведбата, акумулаторите со гас се делат во две групи:

- без елемент за разделување на течноста и гасот,
- со елемент за разделување на течноста и гасот (клип или мембрана).

Обично се користат акумулатори со елемент за разделување, а најчесто се употребуваат инертните гасови или азот. Бидејќи гасовите се многу стислива материја, при полнењето на акумулаторот со работна течност, тие се збиваат во многу мал волумен од садот, при што им се зголемува притисокот. При потреба на системот од максимална енергија, под дејство на притисокот од гасот, работната течност за многу кусо време се истиснува во системот, зголемувајќи го протокот и брзината на струење на работната течност. На сл. 58а е претставен хидрауличен акумулатор со клип, на сл. 58б со воздушен меур, а на сл. 58в акумулатор со мембрана. Изборот на хидрауличните акумулатори зависи од основните параметри на хидрауличниот систем. Обично производителот препорачува дијаграми за избор на акумулатор според работните карактеристики на системот.



Сл. 58 Хидраулични акумулатори со гас

11. ЦЕВКОВОДИ И ПРИКЛУЧНИ ЕЛЕМЕНТИ

Цевките, цревата и приклучните елементи се од голема важност за хидрауличниот систем, бидејќи со нив се поврзуваат сите елементи, почнувајќи од резервоарот, па сè до последниот корисник. Служат за пренесување на работната течност под притисок и според некои испитувања, приближно 30% од масата на секој систем припаѓа на преносните елементи.

Цевководот, според важноста, може да се подели на главен или магистрален, кој ги поврзува главните елементи од хидрауличниот систем, и на помошни гранки, на кои се поврзуваат одделни елементи.

Според функцијата, цевководот се дели на:

- шмукачки, кој е дел од магистралниот цевковод и го поврзува резервоарот со пумпата,
- напоен (потисен) цевковод, со кој се пренесува работната течност од пумпата до извршните елементи (хидромоторите),
- повратен цевковод, со кој се враќа употребената работна течност од извршните елементи назад, во резервоарот.

Изборот и димензиите на цевководот зависат од повеќе елементи:

- големината на протокот,
- брзината на струење,
- големината на работниот притисок,
- должината на цевководот и др.

Номиналните големини, кои се пресметуваат, се: големината на внатрешниот дијаметар и дебелината на ѕидот на цевката. Внатрешниот дијаметар се пресметува според големината на протокот и брзината на струење на течноста. Дебелината на ѕидот се пресметува според големината на работниот притисок во цевководот, дозволеното напрегање на материјалот од кој е изработена цевката и големината на внатрешниот дијаметар. Во практиката често изборот на цевките се врши со помош на таблицы и номограми изработени врз експериментално потврдени резултати. Потврдено е дека за оние цевки (безрабните цевки),

кои најчесто се употребуваат во хидрауличните системи, а дебелината на сидовите треба да биде:

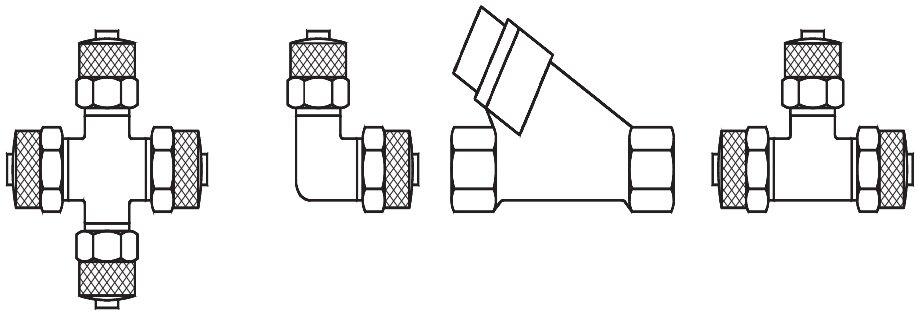
- дебелината на сидот за челичните цевки не смее да биде помала од 0,5 [mm]
- за бакарни или алуминиумски цевки да не биде помала од 1 [mm].

Освен метални, сè почесто се користат и неметални цевки и црева. Особено често се употребуваат неметалните високопритисни флексибилни црева, со кои се зголемува еластичноста и флексибилноста на целиот систем. Неметалните цевки и црева се изработуваат од пластични маси, природна или синтетичка гума или комбинирани материјали (гумопластика армирана со текстилни или метални жици или, пак, надворешно заштитени со текстилна или метална обвивка). Еластичните црева се употребуваат за поврзување на подвижни делови или, пак, елементи кои работат со вибрации. Неметалните цевки и црева се поосетливи на механички оштетувања, високи температури, имаат краток век на траење и затоа нивната употреба е ограничена. За свиткување на цевките и цревата се користат искуствени норми за минимално дозволени радиуси на кривини.

Приклучните елементи, заедно со заптивните, служат за меѓусебно поврзување на цевките со другите елементи од системот. Тие ја обезбедуваат неопходната херметичност на системот. Со нив се обезбедува безбедно поврзување на сите работни елементи, контролни и мерни инструменти, како и елементите за управување. Приклучните елементи може да бидат:

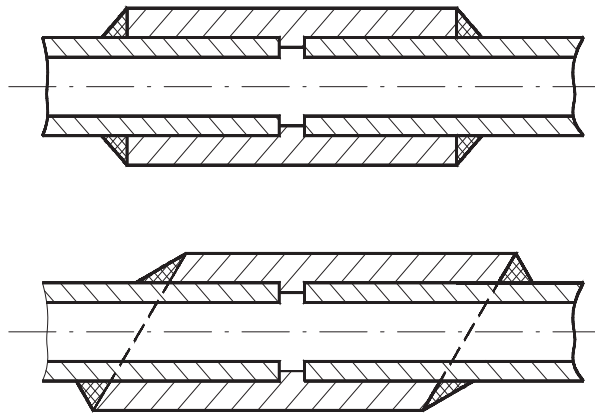
1. за разделни врски (навртка или холендер), сл. 59,
2. за неразделни врски (со заварување или лемење), сл. 60.

На сл. 59 се прикажани повеќе видови приклучни елементи: директни, праволиниски, под агол од 90° и вкрстени под различни агли.



Сл. 59 Приклучни елементи

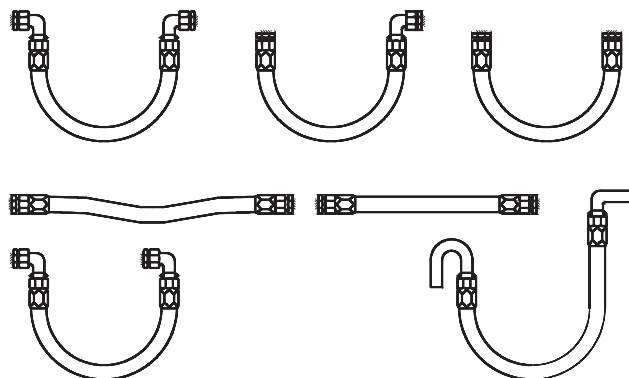
На сл. 60 се претставени неразделни врски (со заварување).



Сл. 60 Неразделна врска

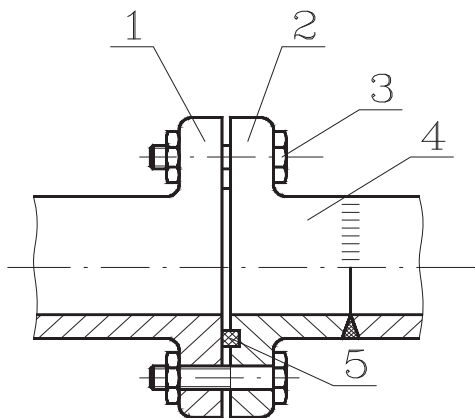
На сл. 61 се прикажани неколку начини на поврзување со неметални цевки.

Поврзувањето со прирабница (венец) се применува кај хидраулични системи со мали работни притисоци.



Сл. 61 Поврзување со неметални цевки







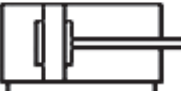
На сл. 62 е прикажана таква врска која се состои од следниве елементи: 1 и 2 – прирабници од двете цевки што се поврзуваат меѓусебно, 3 – завртка со навртка, 4 – цевка и 5 – заптивен прстен. На истата слика од десната страна на цевката (4) е прикажано како изгледа заварена (неразделна) врска.



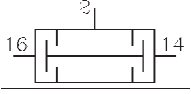
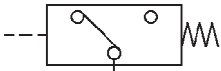
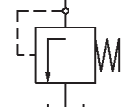
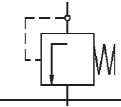
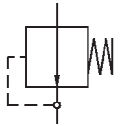
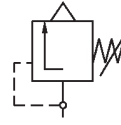
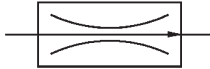

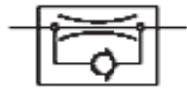
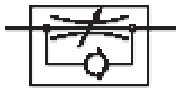
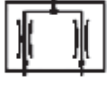
Сл. 62 Поврзување со прирабница



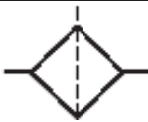

Освен прикажаните, секако, постојат и други начини на поврзување, но тие се анализираат во други наставни предмети.

12. СИМБОЛИ НА ХИДРАУЛИЧНИТЕ КОМПОНЕНТИ

<p>Пумпа со константен проток - со една насока на потиснување - со две насоки на потиснување</p>	
<p>Пумпа со променлив проток - со една насока на потиснување - со две насоки на потиснување</p>	
<p>Хидромотор со константен проток - со една насока на струење - со две насоки на струење</p>	
<p>Хидромотор со променлив проток - со една насока на струење - со две насоки на струење</p>	
<p>Хидрауличен цилиндар со еднострано дејство</p>	
<p>Хидрауличен цилиндар со двострано дејство</p>	
<p>Цилиндар со двострано дејство и еднострано придушување</p>	
<p>Цилиндар со двострано дејство и двострано придушување</p>	

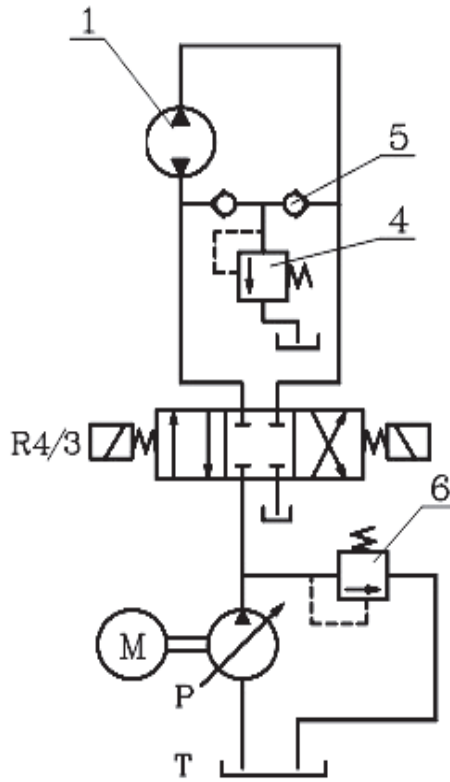
Телескопски цилиндар со еднострано дејство	
Телескопски цилиндар со двострано дејство	
Осцилаторен хидромотор	
Хидрауличен разводник 3/2	
Хидрауличен разводник 4/2	
Хидрауличен разводник 3/3	
Хидрауличен разводник 4/3	
Неповратен вентил без пружина	
Неповратен вентил со пружина	
Наизменично неповратен вентил	
Брзоиспусен вентил	

Условно неповратен вентил	
Притисен електричен прекинувач	
Хидрауличен вентил за ограничување на притисок	
Редоследен вентил	
Регулатор на притисок	
Вентил за ограничување на притисок со можност за регулирање	
Придушен вентил со константен проток	
Придушен вентил со променлив проток	
Придушно-неповратен вентил со константен проток	
Придушно-неповратен вентил со променлив проток	
Разделувач на проток	

Хидрауличен резервоар	
Хидрауличен акумулатор	
Филтер	
Мерач на проток	

13. ПУМПА СО ПРОМЕНЛИВ ПРОТОК ПОВРЗАНА СО ХИДРОМОТОР

На сл. 63 е претставена хидрауличната шема со составните делови: 1 – хидромотор, 4 – вентил за ограничување на притисокот, 5 – неповратен вентил, $R\ 4/3$ – електромагнетен разводник, P – пумпа со променлив проток, M – погонски мотор на пумпата, T – резервоар за работната течност, 6 – вентил за ограничување на работниот притисок. Хидрауличната шема претставува хидраулично коло во кое извршниот елемент (1) работи со променлив број на вртежи, во една или друга насока, а тоа го обезбедува хидрауличната пумпа (P) со променлив проток. Елементите за управување во хидрауличното коло, вентилот за притисок (6) и електромагнетниот разводник ($R4/3$), го обезбедуваат режимот на работење (го лемина на вртежниот момент или број на вртежи) на хидрауличниот мотор (1) според потребите на корисникот. Процесот на работа почнува со стартување на погонскиот мотор (M). Се активира пумпата (P), која црпи



Сл. 63 Пумпа со променлив проток поврзана со хидромотор

работна течност од резервоарот (T). Работната течност, преку електромагнетниот разводник ($R\ 3/4$), се пренесува до хидромоторот (1). Хидромоторот е погонски мотор за некоја машина и има можност за вртење во различни насоки. Менувањето на насоката на вртење на моторот ја обезбедува електромагнетниот разводник ($R\ 4/3$). Хидрауличното коло обезбедува услови во секое време хидромоторот (1) да биде заштитен и од преоптоварување со вентилот за ограничување на притисокот (4), додека вентилот за ограничување на притисок (6) има задача да го штити целиот хидрауличен систем од преоптоварување. Со хидромоторот (1) се постигнува 10 до 1000 вртежи во минута и работен притисок до 200 [bar], односно може да се менува

(регулира) брзината на вртење според потребите на машината. Од големината на моторот зависи капацитетот на клипната пумпа (P), а може да биде од 2 до 200 литри во минута.

14. ВГРАДУВАЊЕ, ИСПИТУВАЊЕ И ОДРЖУВАЊЕ НА ХИДРАУЛИЧНИ СИСТЕМИ

Бидејќи секој хидрауличниот систем е сложена конструкција, треба неговото изведување, испитување и одржување да се врши според определен редослед, кој се состои од повеќе етапи: вградување на хидраулични компоненти, испитување на хидрауличните компоненти пред вградувањето и одржување на хидрауличниот систем во експлоатацијата.

1. Вградување на хидрауличните компоненти се врши според упатствата што ги дава производителот, а самата работа ја извршува екипа од стручни лица, опремена со соодветна опрема, алат и мерни инструменти. Пред вградувањето, елементите се деконзервираат, а потоа се проверува нивното функционирање. Цевките и цревата се мијат со масло.

Пумпите се вградуваат во резервоарот или што поблизу до него, бидејќи шмукачкиот вод треба да биде праволиниски и со минимална дозволена должина. Тие се потопуваат во работната течност или, пак, ако се надвор од резервоарот, се поставуваат под неговото ниво. Само во исклучителни случаи, вградувањето на пумпата може да биде над нивото на резервоарот и тоа најмногу до 1 m.

При **вградувањето на хидромоторот и работните цилиндри** се води сметка нивните геометриски оски да се поклопуваат со геометриската оска на погонскиот мотор. Бидејќи тоа тешко се обезбедува, проблемот најчесто се решава со вградување на аксијално-радијални лежишта кои можат да ги примаат аксијалните и радијалните сили што се присутни при работењето поради непоклопување на оските. Ако подлогата не е доволно стабилна и хоризонтална, ќе има вибрации при работа-

та. За да се избегне тоа, пумпата и хидромоторот се поврзуваат со еластични црева за да се спречи пренесувањето на вибрациите од еден на друг елемент.

Сигурносниот вентил се монтира на потисниот канал од пумпата за да го штити целиот систем од преоптоварување.

Филтрите се монтираат на повеќе места во системот. Филтерот за грубо пречистување се монтира на влезниот канал во резервоарот. Во паравоздушниот вентил се вградува филтер за воздух, додека филтер за фино пречистување се монтира обично на повратниот канал.

Цевките и приклучоците со навој се притегаат со динамометарски клуч за да не се деформира навојот, а монтажата се врши само кога системот не е под работен притисок.

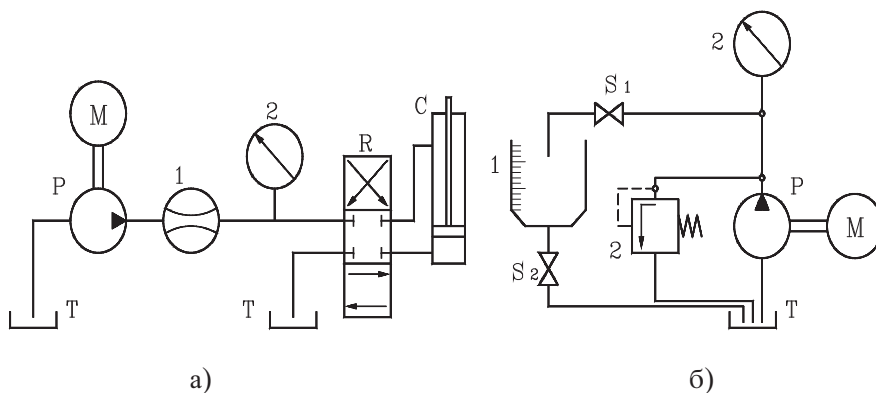
Резервоарот се монтира на места кои се пристапни за полнење со работна течност, чистење и лесна контрола на нивото. Пред да се пушти системот во работа, поединечно се проверуваат сите елементи. Мерните инструменти се дотеруваат на нула, потоа системот се полни со работна течност. По пуштањето во работа се врши целосна контрола 24 работни часа по целата должина на системот и на секој елемент поединечно. Ако има какви било недостатоци, веднаш се интервенира, а ако нормално функционира, системот записнички му се предава на корисникот.

2. Испитување на хидрауличните компоненти се врши пред вградувањето на пробна маса, симулирајќи вистински работни услови, при што се проверува дали тие одговараат на пропишаните карактеристики од производителот.

На сл. 64 е прикажана шема за испитување на **пумпата**, како најважен елемент од хидрауличниот систем. Пумпата се поврзува во хидрауличниот систем, се мери големината на излезниот притисок, протокот и големината на волуменските загуби.

На сл. 64а е прикажана хидраулична шема на пробна маса за испитување на протокот и притисокот на излез од пумпата. Пред разводникот (R) се поврзува мерачот на проток (1) и манометарот (2). Со вклучување во работа на хидрауличниот систем, мерачот на проток (1) покажува колкава количина на течност потис-

нува пумпата (P) кон хидрауличниот цилиндар (C), а манометарот (2) покажува колкав работен притисок има течноста на излез од пумпата.



Сл. 64 Шема за испитување на пумпа

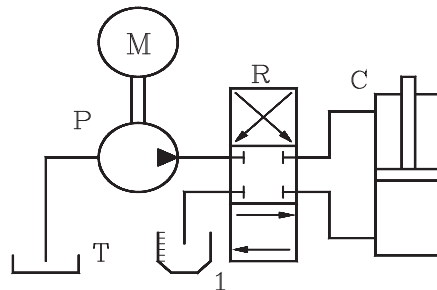
На сл. 64б е прикажана шемата за испитување на волуменските загуби на пумпата (P). Прво се пресметува големината на теоретскиот проток на пумпата, потоа резултатот се споредува со стварниот проток, кој се мери на пробната маса. Работната течност од резервоарот (T) ја црпи пумпата (P) и преку манометарот (3) и проточниот вентил (S_1) се води до садот за мерење (1). Се мери големината на протокот во единица време и резултатот се споредува со пресметаната вредност за теоретскиот проток. Со тие резултати се пресметува волуменскиот степен на искористување на пумпата, односно големината на волуменските загуби.

$$\eta = \frac{q_v}{q_{vT}}$$

Вентилот за ограничување на притисок (2) го заштитува системот од преоптоварување. Течноста од садот за мерење (1) се враќа во резервоарот (T) преку проточниот вентил (S_2).

На сл. 65 е прикажана шема за испитување на **хидрауличен цилиндар**. Се проверува силата на притисок, брзината на движе

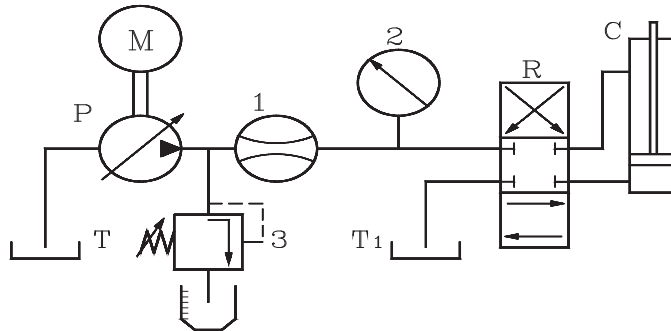
ње на клипот и херметичноста меѓу клипот и цилиндарот. Работната течност се доведува само од горната страна на клипот и доколку заптивноста не е добра, ќе се појави течност од другата страна на клипот, односно во садот (1) каде што се мери нејзината количина. Силата на притисок се мери со поврзување на динамометар за клипниот лост, додека брзината на движење се мери со поврзување на фотоќелија за клипниот лост.



Сл. 65 Шема за испитување на хидрауличен цилиндар

На сл. 66 е прикажана шема за испитување на **вентил за ограничување на притисокот**. Испитувањето се врши при максимално оптоварување на работниот цилиндар (C), а се контролира дали вентилот за ограничување на притисок (3) ќе се отвори на дотераниот притисок. Исто така, се проверува дали вентилот пропушта пред неговото отворање. При испитувањето, пумпата (P) ја црпи работната течност од резервоарот (T) и преку мерачот на проток (1), манометарот (2) и разводникот (R), ја транспортира до хидрауличниот цилиндар (C). Од хидрауличниот цилиндар, преку разводникот (R), течноста се враќа во резервоарот (T₁).

По поединечното испитување на хидрауличните елементи се врши нивна монтажа, а потоа се врши испитување на **системот во целина**. Се симулираат стварни работни услови и затоа тоа испитување е наречено функционално, бидејќи со него се проверува функционирањето на системот како што е предвиде-



Сл. 66 Шема за испитување на вентил за ограничување на притисокот

но со проектот. Постои уште едно испитување, кое се врши по завршувањето на монтажата, во склоп со агрегатот каде што е вграден хидрауличниот систем. Целта е да се провери дали системот обезбедува правилна и сигурна работа на агрегатот, а ако има отстапувања дали се тие во дозволените граници. Тоа испитување се врши 24 часа континуирано, со максимално оптоварување, и доколку системот се однесува според предвидените норми, тоа испитување фактички претставува примопредавање на успешно реализираниот проект на корисникот.

3. Одржување на хидрауличниот систем – Современото одржување на секој систем се состои од правилно ракување и превентивно-планско контролирање на неговата работа. Во никој случај, одржувањето не треба да се сведе само на едноставна замена или поправка на елементите кои откажале во текот на работењето. Затоа, одржувањето, особено превентивното, има големо влијание врз правилната работа на системот и неговиот век на траење. За да се врши правилно одржување, треба да се обезбеди квалитетен и обучен кадар. Редовното одржување и навремената замена на елементите со определен век на траење обезбедува застоите во работењето на системот да се сведат на минимум, а ефикасноста се зголемува. Сето тоа се постигнува со претходна изработка на планови за одржување (дневни, неделни, периодични, годишни). Освен тоа, треба редовно да се води евиденција за секоја извршена интервенција со

прецизно внесување на податоци за тоа кога и што е поправано или заменето. Исто така, редовното контролирање на пропишаните параметри во системот и нивното коригирање во согласност со технолошкиот процес ќе придонесе бројот на случајни (непредвидени) дефекти да се сведе на минимум. Со стручно и правилно ракување, одржувањето се сведува на следниве операции:

- чистење на филтерот или замена на работниот елемент од филтерот, ако повеќе не може да се користи,
- дополнување со работна течност, ако е намалена предвидената количина или замена на работната течност, кога се намалени нејзините работни карактеристики (вискозност, густина,...),
- контрола на пропишаните параметри (притисок, брзина, температура),
- редовна контрола на инструментите, нивно навремено баждарење и замена на оштетените делови.

Дневните, неделните или периодичните интервенции треба да се вршат кога системот не работи, а замената на одредени елементи се врши во консултација со производителот или специјализирани организации за изведување и одржување на хидраулични системи.

Најчести дефекти на хидрауличниот систем. И покрај редовното и квалитетно одржување, во хидрауличниот систем настануваат дефекти како последица на грешки при управувањето. По настанатиот дефект, најважно е стручно лице да ја утврди причината што го предизвикала дефектот. Стручното лице треба да разговара со непосредниот работник-ракувачот на системот, потоа да се изврши испитување на поединечните елементи, работната течност и инструментите за мерење. Значи, потребно е претходно да се отстранат сите можни причини, а потоа да се интервенира. Практиката докажала дека најчесто настануваат следниве дефекти:

1. Зголемен шум (бучава) при работа на системот. Таа настанува од следниве причини: појава на кавитација во системот, недоволно прицврстени состави, дефект на пумпата, хидромоторот, работни цилиндри, распоредници или на вентилите. Откако ќе се лоцира кои елементи треба да се попра-

ват или заменат, дефектот се отстранува по исклучување на системот. Ако некој дел бара подолготрајна поправка, за да се обезбеди континуитет во работењето на системот, тој се заменува со резервен дел, а по извршената поправка се враќа на своето место.

2. Намален работен притисок во системот може да настане од следниве причини: пумпата не испорачува доволна количина работна течност, нечист филтер, недоволна моќ на погонскиот мотор,...

3. Намален проток – трајно или повремено да не се испорачува доволна количина на работна течност. Причини: кавитација, истрошеност на делови од пумпата (недоволна херметичност меѓу роторот и статорот), намалена моќ на погонскиот мотор, погрешна насока на вртење на пумпата,...

4. Зголемена температура на работната течност настанува поради: намалено ниво на работната течност во резервоарот, зголемен работен притисок, недоволно ладење, намале на вискозност на работната течност,...

5. Зголемен притисок во системот најчесто се појавува поради дефект на сигурносните вентили, деформирана пружина на вентилот,... Затоа треба да се врши редовна проверка на вентилите (на секои два до три месеци).

6. Постепено истекување на работната течност од системот најчесто се случува поради деформација на затиначките материјали, недоволно стегнати завртки на составните елементи, механичко оштетување на инсталацијата и слично. Тие дефекти најлесно се откриваат, а нивното отстранување се врши со исклучување на системот.

III. ПРИМЕРИ НА ИЗВЕДЕНИ ХИДРАУЛИЧНИ СИСТЕМИ

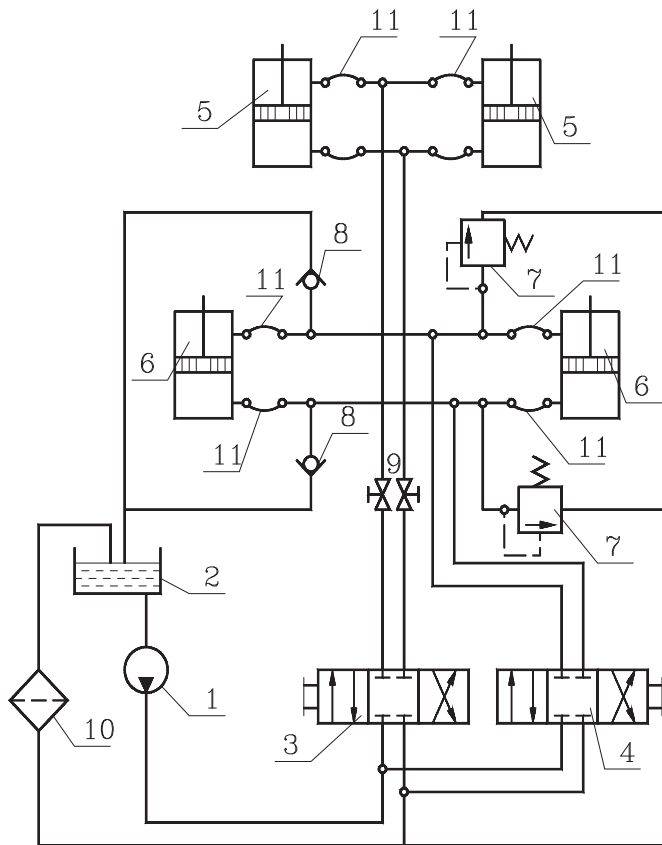
ФУНКЦИОНИРАЊЕ НА ХИДРАУЛИЧНИ ШЕМИ

Хидрауличните системи имаат широка примена поради ефикасната и сигурна работа. Во продолжение ќе разгледаме неколку карактеристични примери.

1. Хидрауличен систем на булдожер Т – 120 С

Булдожерот Т – 120 С има машина на трактор и е опремен со лопата за товарење. Хидрауличниот систем претставен на сл. 67 служи за управување со лопатата за товарење. Запчестата пумпа (1) со капацитет од 180 литри во минута е приклучена за моторот на возилото, така што, додека работи моторот, цело време функционира и хидрауличниот систем. Пумпата (1) ја црпи работната течност од резервоарот (2) и преку разводниците (3 и 4) ја потиснува кон хидрауличните цилиндри (5), односно (6). Кога работната течност од разводникот (3) се потиснува кон хидрауличните цилиндри со двострано дејство (5), лопатата за товарење се подига или спушта. За празнење на лопатата, течноста се потиснува преку разводникот (4) кон хидрауличните цилиндри (6), со кои се превртува лопатата и се враќа во хоризонтална положба. Иако управувањето со разводниците (3 и 4) е разделено (со различни рачки), поради кинематските односи на механизмот од лопатата, при нејзино дигање или спуштање доаѓа до принудно движење на клиповите во хидрауличните цилиндри (6)

За да се овозможи пасивна улога на хидрауличните цилиндри (6), додека се подига или спушта товарната лопата, работната течност од цилиндрите (6) се враќа преку вентилите за ограничување на притисокот (7) во резервоарот (2). Истовремено, преку неповратните вентили (8), се полни другата комора на хидрауличните цилиндри (6) со работна течност.



Сл.67 Хидрауличен систем кај булдожер Т – 120 С

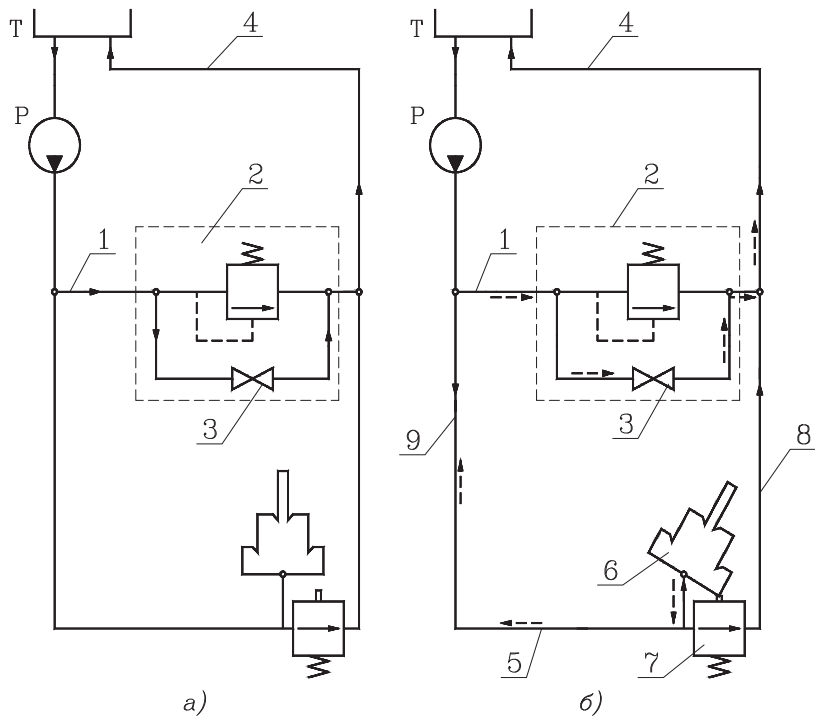
Вентилите за регулирање на проток (9) служат за исклучување од хидрауличниот систем на цилиндрите (5), кога не работи лопатата за товарење. При нејзиното работење, вентилите за регулирање на протокот (9) мора да бидат отворени. Лачните линии (11) означуваат еластична врска, а тоа се високопритисни флексибилни црева.

2. Хидрауличен систем за подигање на платформата за камион TAM - 4500

Кај сите камиони – кипери, кои се употребуваат за пренос на растресити материјали, се вградува хидрауличен систем за автоматско истоварување. Заради функционални и безбедносни причини, хидрауличниот систем е сместен под платформата на сандакот. Како погонски мотор на пумпата се користи моторот на возилото. Истоварувањето може да се врши бочно или на задната страна.

На **сл.68а** е претставен хидрауличниот систем во неутрал на положба. Тогаш, работната течност од резервоарот (Т) до пумпата (Р) доаѓа под дејство на сопствената тежина, бидејќи пумпата е сместена под резервоарот. Оттука, течноста се потиснува преку хоризонталниот канал (1) кон отворениот проточен вентил (3) на вентилот за растоварување (2), а оттаму преку повратниот канал (4) се враќа во резервоарот (Т).

На **сл.68б** хидрауличниот систем е вклучен во работа. За истоварување на товарот треба да се затвори проточниот вентил (3) на вентилот за растоварување (2) и работната течност од резервоарот (Т) ја потиснува пумпата (Р) преку каналите (9 и 5) кон телескопскиот цилиндар (6). Поради отворањето на телескопскиот цилиндар, притисокот на течноста во хидрауличниот систем се зголемува до потребната вредност, а телескопскиот цилиндар се издолжува и го подига сандакот на камионот. Штом ќе се подигне сандакот на камионот, почнува истоварување на товарот. Кога телескопскиот цилиндар (6) ќе се закоси за агол од 27° , го притиска и отвора преливниот вентил (7). Со отворањето на преливниот вентил (7), дел од работната течност преку каналите (8 и 4) се враќа во резервоарот (Т), а телескопскиот цилиндар престанува со издолжувањето.

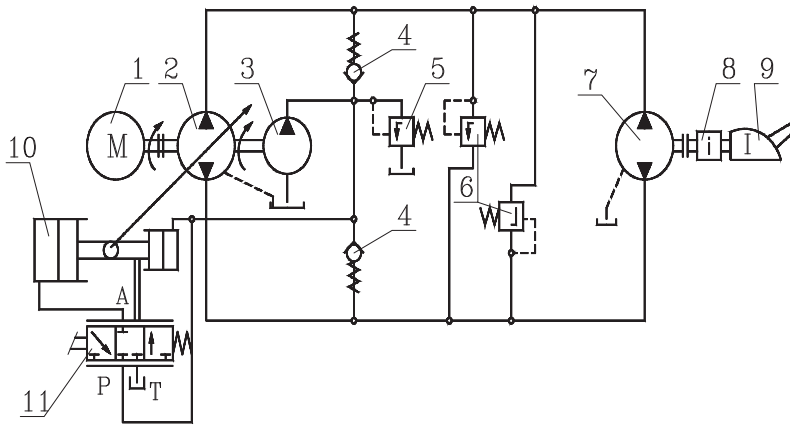


Сл. 68 Хидрауличен систем за истоварување кај камион

По истоварувањето на товарот, возачот го отвора проточниот вентил (3) од вентилот за растоварување (2) и работната течност преку каналите 5, 9, 1 и 4 се враќа во резервоарот (Т). Во делот од хидрауличниот систем, каде што се наоѓа телескопскиот цилиндар, повеќе не се доведува работна течност и притисокот се намалува на (2 до 3) бара. Сандакот на возилото се спушта под дејство на сопствената тежина и го собира телескопскиот цилиндар, а брзината на спуштање може да се регулира со помош на проточниот вентил (3).

3. Хидрауличен систем за вртење на куполата на тенк

На сл. 69 електромоторот М ја активира пумпата со променлив проток 2, која работната течност, ја пренесува до хидромоторот 7.

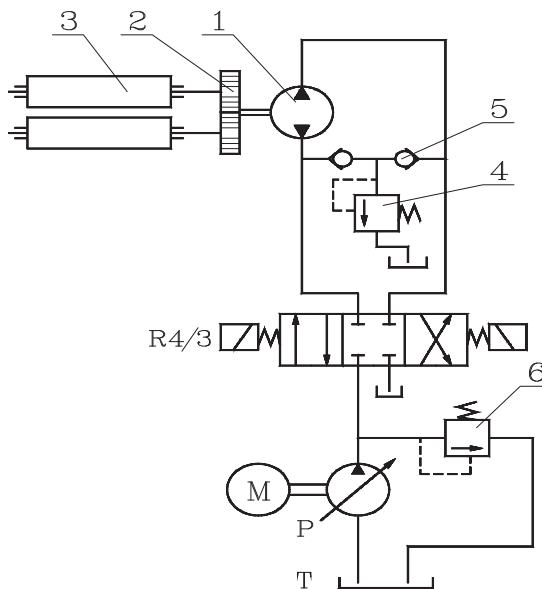


Сл. 69 Хидрауличен систем кај тенк

Хидромоторот 7 преку редукторот S ја врти куполата на тенкот 9. Насоката на струење од пумпата 2 се менува со рачен погон со помош на диференцијалниот работен цилиндар 10, со кој управува серворазводникот 11. Запчестата пумпа 3 го обезбедува со работна течност диференцијалниот цилиндар 10 преку серворазводникот 11, а преку смукачкиот канал и неповратните вентили 4, по потреба се дополнува работна течност во хидростатичкиот преносник. Со помош на преливниот вентил 5 (вентил за ограничување на притисок), се одржува константен работен притисок во потисниот канал на запчестата пумпа 3. Со вентилите за ограничување на притисокот 6 се одржува номинална вредност на работниот притисок во потисниот канал на хидростатичкиот преносник.

4. Хидрауличен систем на машина за валање на лим

На сл. 70 е претставена хидрауличната шема на машина за валање на лим со составните делови: 1–хидромотор, 2–редуктор, 3 – валјаци за валање на лимот, 4 – вентил за ограничување на притисокот, 5 – неповратен вентил, $R\ 4/3$ – електромагнетен разводник, P – пумпа, M – погонски мотор на пумпата, T – резервоар за работната течност, 6 – вентил за ограничување на работниот притисок.



Сл. 70 Шема на хидрауличен систем на машина за валање на лим

Погонскиот мотор (M) ја активира клипната пумпа (P), која црпи работна течност од резервоарот (T). Работната течност, преку електромагнетниот разводник $R\ 4/3$, се пренесува до хидромоторот (1). Хидромоторот го движи редукторот (2), а преку него и валјациите за валање на лимот (3). Бидејќи работните валјаци треба да се вртат наизменично (напред-назад), менува

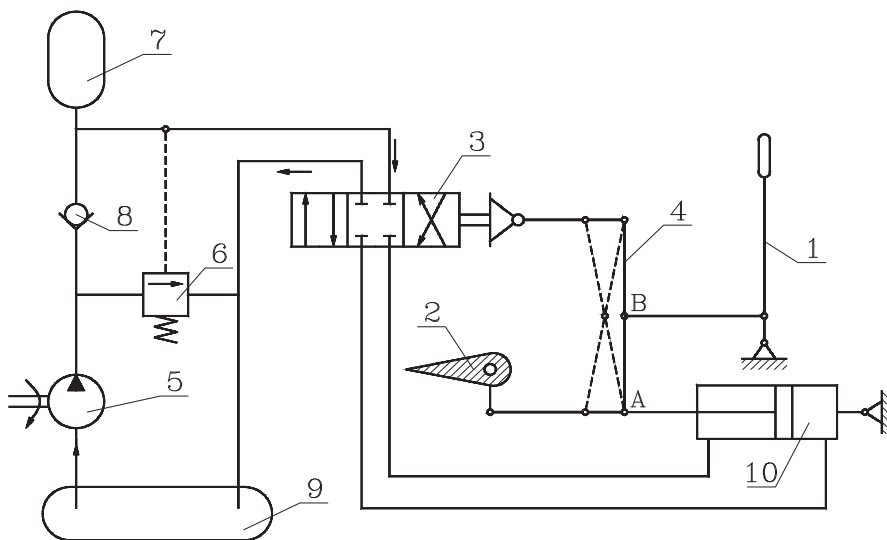
њето на насоката на вртење ја обезбедува електромагнетниот разводник $R\ 4/3$. Хидромоторот (1) е заштитен од преоптоварување со вентилот за ограничување на притисокот (4). Вентилот за ограничување на притисок (6) го штити целиот хидрауличен систем од преоптоварување. Со хидромоторот (1) се постигнува 10 до 1000 вртежи во минута и работен притисок до 200 [bar], односно се зголемува брзината на валање и ефикасноста на машината. Од големината на моторот зависи капацитетот на клипната пумпа (P), а може да биде од 2 до 200 литри во минута.

5. Систем за менување на висината (управување) на авион

На сл. 71 е претставен хидрауличниот систем за управување на авион. Се активира кога пилотот ќе даде механички влезен сигнал преку командната палка (1). Со вртење на палката налево, лостот (4) се завртува околу зглобот (A) и го активира серворазводникот (3), кој ја насочува работната течност во хидроцилиндарот (10). Клипот во хидроцилиндарот се движи налево и преку клипниот лост се активира елементот (2), кој служи за одржување (менување) на висината на авионот. Бидејќи точката A се поместува заедно со клипниот лост на хидроцилиндарот (10), додека точката B е статична (пилотот ја држи цврсто командната палка 1), клипот во серворазводникот (3) се поместува кон десно сè додека не пристигне во средна (неутрална) положба. Тогаш се прекинува доводот на работна течност кон хидроцилиндарот и клипот во него престанува да се движи кон лево, а со тоа престанува и поместувањето на елементот (2).

Од сликата се гледа дека пумпата (5) црпи работна течност под притисок од затворениот резервоар (9) и преку неповратниот вентил (8) ја пренесува до серворазводникот (3). Кога притисокот во потисниот канал на пумпата (5) ќе ја достигне пропишаната вредност, вентилот за автоматско исклучување (6) ја исклучува пумпата (5). Тогаш таа работи со празен од и не

потиснува течност. За тоа време, хидрауличниот акумулатор (7) го одржува притисокот во хидрауличниот систем на константно ниво.



Сл. 71 Хидрауличен систем за менување на висината на авион

Прашања за утврдување:

1. Која е карактеристиката на волуменските пумпи?
2. Како функционира клипната пумпа?
3. Зошто запчестата пумпа го носи тој назив?
4. Каде се употребува мембранската пумпа?
5. Како се поставени крилцата кај крилната пумпа?
6. Како се поставени работните цилиндри кај радијалната пумпа?
7. Како се движи клипот во аксијална пумпа?
8. Какви елементи се хидрауличните разводници?
9. Зошто служат хидрауличните вентили?
10. Како се делат вентилите за притисок?
11. Зошто се употребуваат струјните вентили?
12. Каде се вградува сигурносен вентил?
13. Зошто служат електричните прекинувачи?
14. Каде се употребуваат вентилите за насочување?
15. Какви видови хидраулични цилиндри познаваш?
16. Како се делат хидрауличните мотори?
17. Зошто служат филтрите?
18. Како се делат хидрауличните резервоари?
19. Зошто служат хидрауличните акумулатори?
20. Зошто и каде се употребуваат хидрауличните симболи?
21. Како се врши испитување на хидрауличните системи?
22. Кој може да одржува хидраулични системи?
23. Скицирај хидраулична шема со примена на симболи!
24. Зошто се вградуваат придушните вентили?
25. Каде се вградуваат неповратните вентили?

Заклучок

Во ова поглавје учениците се запознаваат со повеќе содржини. Прво се запознаваат со волуменските хидраулични пумпи, принципот на работење, нивните конструктивни форми, и примената. Волуменските пумпи имаат широка примена и затоа детално се анализирани. Освен волуменските пумпи, понатаму се запознаваат и со струјните пумпи кои се применуваат со калсична изведба и како специјални пумпи. Принципот на работење и конструктивните форми треба убаво да се анализираат, а посебно местото и начинот на употреба. Понатаму во ова поглавје се среќаваме со хидрауличните вентили и разводници, нивната конструкција, принципот на функционирање и нивната примена. Се објаснува и зошто се конструирани повеќе различни видови и каква е нивната улога во хидрауличниот систем. Покрај тоа, чита телот се информира за видовите хидрауличните цилиндри - како функционираат, каде и кога се употребуваат, потоа што се хидраулични мотори, какви видови се употребуваат. Се анализира колкава моќност може да се добие, каде се монтираат, како се врши трансформација на хидрауличната енергија во механичка итн. Читателот се запознава со видовите на филтрирање на течните флуиди, какви резервоари за течност се применуваат, како се пресметува нивниот волумен според потребите на хидрауличниот систем, кои се стандардните симболи на хидрауличните елементи, коишто се употребуваат при проектирање и изработка на хидраулични шеми. Се запознава со начините на одржување и испитувањето на некои хидраулични елементи и хидраулични системи во целина. На крајот, се запознава со неколку карактеристични примери на изведени хидраулични системи, од кои елементи се конструирани и како функционираат.

IV. ХИДРАУЛИЧНИ ТУРБИНИ

1. ПОДЕЛБА НА ТРУБИНИТЕ

Хидрауличните турбини се постројки кои енергијата на течноста ја претвораат во механичка енергија, а таа со помош на генератор се трансформира во електрична енергија. За трансформација на енергијата, покрај турбината и трансформаторот, потребни се и други објекти што заедно ја формираат целината која се вика **хидраулична постројка**. Таа треба да ја искористува вкупната енергија на течниот млаз за претворање на енергијата со максимален коефициент на искористување. Затоа турбините се делат според видот и конструкцијата на:

- *Активни* – слободно струјни турбини и
- *Реактивни* – потисни турбини.

Кај **активните турбини** работното колце ја користи само кинетичката енергија на водата, додека потенцијалната – енергијата на притисок се занемарува бидејќи притисоците на водата при влезот во турбината и излезот од неа се приближно еднакви на атмосферскиот притисок. Тие се делат на:

- Пелтонови,
- Двократни и
- Струјни турбини.

Од нив, единствено Пелтоновата турбина се изведува.

Кај **реактивните турбини** работното колце ја користи кинетичката и потенцијалната енергија на млазот. Тие се делат на:

- Осни (претставник е Каплановата турбина),
- Радијално-осни (претставник е Францисова турбина) и
- Дијагонални турбини.

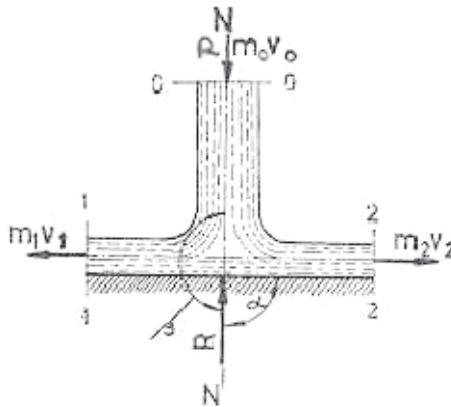
Турбините се делат и според конструкцијата на:

1. Хоризонтални и вертикални (според положбата на вратилото),
2. Отворени и затворени (според формата на работната комора) и
3. Едноестепени и повеќестепени (според бројот на работни колца).

Постојат и други поделби, а во понатамошниот текст ќе бидат анализирани Пелтоновата, Францисова и Каплановата турбина

2. АКТИВНО ДЕЈСТВО НА СТРУЈНИОТ ПОТОК

При поделбата на турбините констатиравме дека разликата се состои во искористување на енергијата на млазот. Кај акциските - Пелтонови турбини се користи само кинетичката енергија на млазот, а кај реакциските се користи кинетичката и потенцијалната енергија на млазот. Основната карактеристика на активните турбини е што работното колце се врти во воздух, а водата дејствува само на криволинискиот дел од секоја лопатка на работното колце и се користи само кинетичката енергија на млазот. За определување на големината на активната сила P како и големината и правецот на реактивната сила R , се анализира наједноставен – симетричен удар кој е прикажан на сл. 72. Неподвижната плоча дејствува на млазот со некоја реакциона сила R и го присилува да се раздвои.



Сл. 72 Удар на млаз врз неподвижна плоча

Ако правецот на дејствување на реакционата сила R зафаќа некој агол β (бета) со оската $N - N$, тогаш нејзината проекција по оската ќе изнесува:

$$R \cos \beta = m_1 \cdot v_1 \cdot \cos \alpha_1 + m_2 \cdot v_2 \cdot \cos \alpha_2 - m_0 \cdot v_0$$

Бидејќи плочата е поставена нормално на оската на ударот, се добива:

$$\cos \alpha_1 = \cos \alpha_2 = \cos 90 = 0, \text{ а } \cos \beta = \cos 180 = -1$$

Со заменување на овие вредности, од равенката се добива големината на реакционата сила R , односно:

$$R = m_0 \cdot v_0$$

Реакционата сила R има нормален правец на плочата, $\alpha = 90$, а нејзината големина е еднаква на производот од масата и брзината на движење на млазот.

Акционата сила на ударот P , по големина е еднаква на силата на реакција R , но има спротивен правец на дејствување, а нејзината големина може да се пресмета со равенката:

$$P = m_o \cdot V_o = \rho \cdot A_o \cdot V_o \quad \text{каде:}$$

ρ – густина на водата (течност),

A_o – напречен пресек на млазот кој удира на плочата, и

V_o – брзина на струење на млазот.

Експериментално се докажало дека големината на акционата сила на ударот може да се зголеми ако се создаде облик на површината врз која удира млазот, односно за вредност на аголот $\alpha > \bar{u} / 2$. Тогаш следува дека:

$$m_1 \cdot V_1 = m_2 \cdot V_2 = 1/2 \cdot m_o \cdot V_o \quad \text{односно:}$$

$$R = m_o \cdot V_o - 2m_1 \cdot V_1 \cdot \cos \alpha = m_o \cdot V_o (1 - \cos \alpha)$$

За вредност на $\alpha = \bar{u}$, $\cos \bar{u} = 1$, за големина на реакционата сила се добива максимална вредност, т.е.

$$R = m_o \cdot V_o + 2 \cdot m_1 \cdot V_1 = 2 m_o \cdot V_o = R_{max}$$

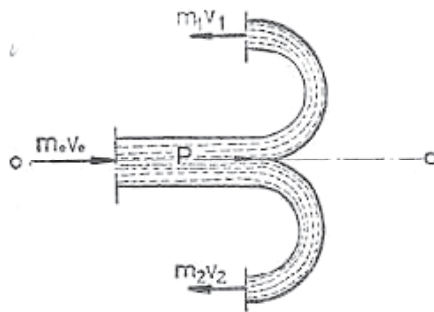
Максимална големина има и акционата сила на ударот P , но дејствува во спротивен правец на реакционата сила R , односно:

$$P = 2 m_o \cdot V_o = 2 \cdot \rho \cdot A_o \cdot V_o^2$$

Ако во равенката за брзина на истекување низ мали отвори $V = \sqrt{2 gH}$ се занемарат големините на загубите, се добива големината на акционата сила на ударот

$$P = 4 \cdot \rho \cdot g \cdot A_o \cdot H = 4 \cdot \gamma \cdot A_o \cdot H, \quad \text{бидејќи } \rho = \gamma / g$$

Така се добива формата на лопатките кај Пелтонова турбина.



Сл. 73 Акциона сила на удар кај турбини

Според формата на лопатките се докажало дека карактеристиката на Пелтоновата турбина е многу поволна бидејќи степенот на искористување има приближно максималната вредност во зависност од оптоварувањето.

3. ИЗВЕДБИ НА ПЕЛТОНОВА ТУРБИНА

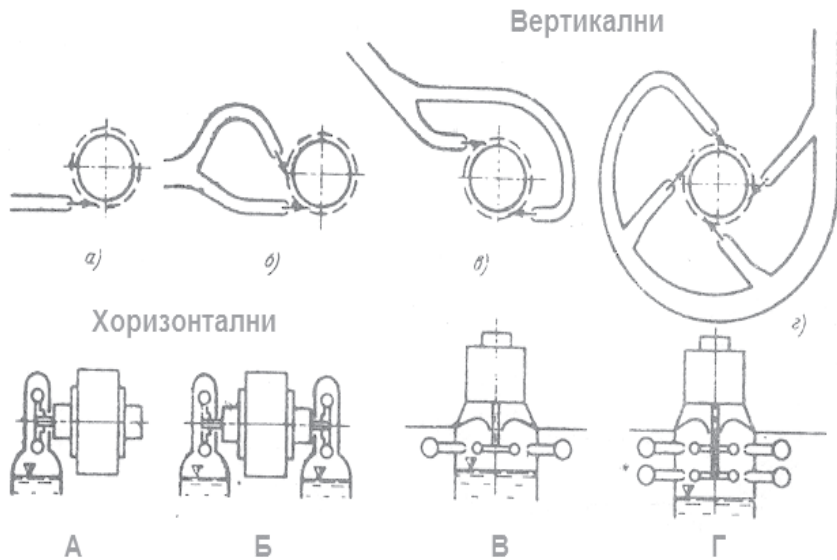
Конструктивните облици на Пелтоновите турбини зависат од обликот на спроводниот апарат, односно од бројот на млазници. Спроводниот апарат се изведува со еден, два, четири или по веќе млазника. Зголениот број на млазници значи зголемување на брзината на вртење, односно моќноста на турбината. На сл. 74 шематски се претставени најчесто изведуваните конструкции на Пелтонова турбина.

Според положбата на вратилото, сите турбини се изведуваат како:

1. Хоризонтални: а) и б)
2. Вертикални: в) и г).

Кај хоризонталните турбини се користат конструкции со еден млаз, како на шема а) или со два млаза, како на шема б). Конструкцијата може да биде со едно (изведба А) или со две (изведба Б) работни кола.

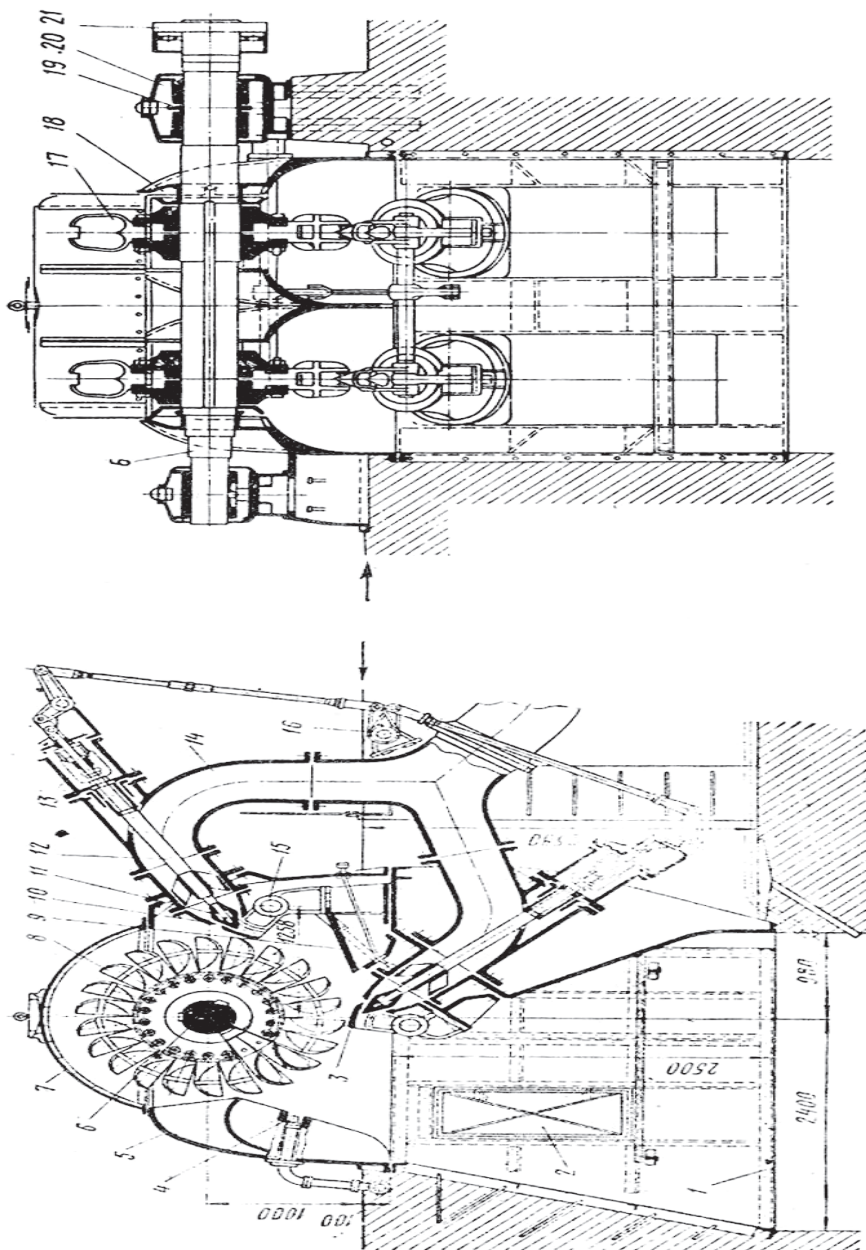
Кај вертикалните турбини се користи спирален довод на вода, а бројот на млазници може да биде со два (шема В) или четири (шема Г). Најчесто кај вертикалните изведби конструкцијата е со едно работно коло (шема В).



Сл. 74 Конструктивни шеми на Пелтонови турбини

4. СОСТАВНИ ДЕЛОВИ НА ПЕЛТОНОВА ТУРБИНА

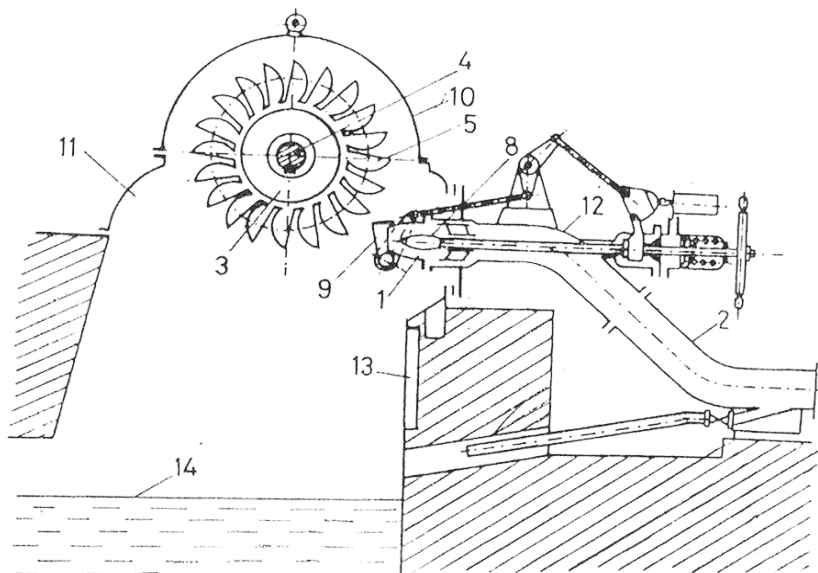
Составните делови на Пелтоновата турбина не се разликуваат многу во однос на конструктивното решение, бидејќи повеќето се користат кај сите изведби. Конструкцијата со две работни кола, претставена на сл. 75, е составена од следните делови: 1- обвивка (куќиште) на одводната комора, 2- влез во одводната комора, 3- свртувач на млазот, 4- млазник за кочење, 5 - долен дел на куќиштето, 6- вратило на турбината, 7- капак на куќиштето, 8- работно коло, 9- челични ногари, 10- млазник, 11-копје за регулирање на големината на млазот, 12- лост на копјето за регулирање, 13-помошен сервомотор, 14-цевкин приклучок, 15-регулациско вратило на свртувачот на млазот, 16-регулациско вратило на лостот на копјето, 17- лопатка од работното коло, 18 - затиначи, 19- потпорен диск, 20- лежишта на вратилото, 21- спојница на вратилото на турбината.



Сл. 75 Горизонтална Пелтонова турбина со две работни кола

5. ПРИНЦИП НА РАБОТА НА ПЕЛТОНОВА ТУРБИНА

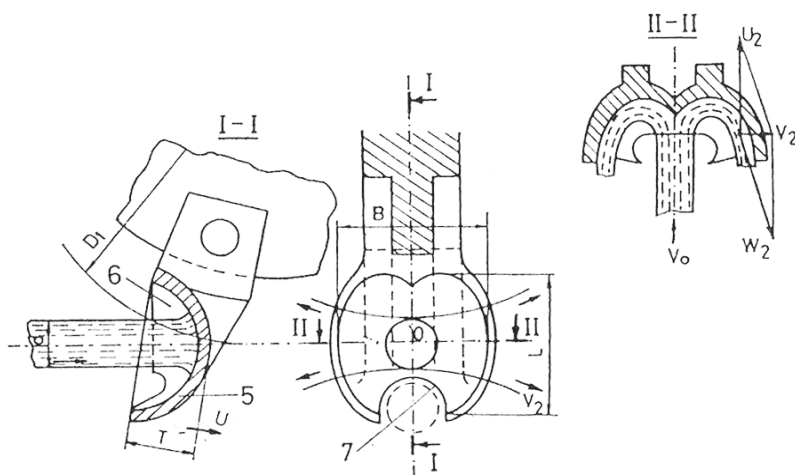
Пелтоновата турбина е конструирана за голем пад на теч- носта од (300 до 1760) метри, бидејќи според конструкцијата на оваа турбина појавата на кавитација е сосема мала. Според по- ложбата на вратилото, се изведуваат како хоризонтални и вер- тикални турбини. Принципот на работење и основните делови се прикажани на сл. 76. Во спроводниот апарат 1 преку доводниот цевковод 2 на турбината се доведува водата на работното колце 3 кое е прицврстено на вратилото 4. Спроводниот апарат и ра- ботното колце се поставени над нивото на водата, како што се гледа од шемата.



Сл. 76 Пелтонова турбина

Работното колце се врти во воздух а водениот млаз удира само во онаа лопатка која се наоѓа непосредно пред млазникот. Куќиштето служи само како заштита на работното колце. Крајот на спроводниот апарат се вика млазник во кој е сместена иглата 8 со која се регулира големината на млазот, односно моќноста на турбината. Работното колце 3 се состои од диск со 12 до 40 работни лопатки 5. Секоја лопатка, (сл. 77) е изведена со две

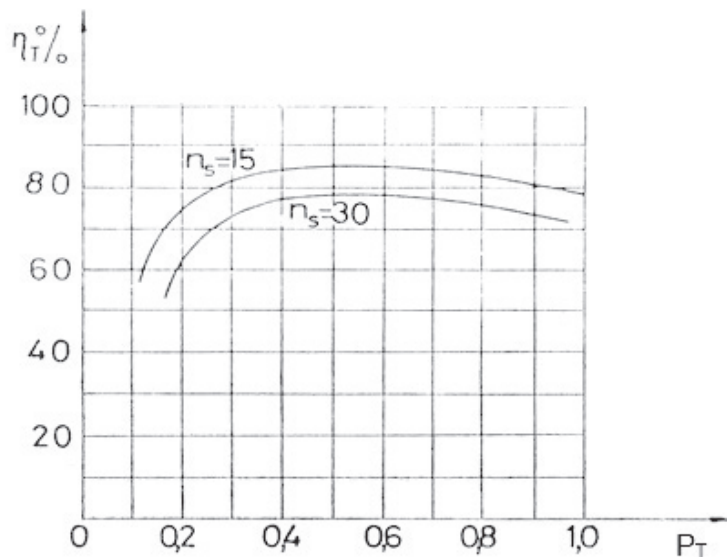
криволиински површини кои се разделени со остар премин–нож 6, (пресек I-I и II-II). Работното колце се поставува така што ножот 6 да се совпаѓа со оската на млазот. Така, млазот удира во лопатката и се дели на два еднакви дела. По криволииниската површина на лопатката млазот го менува правецот на движење скоро за 180 степени, создавајќи активна сила која создава момент кој го врти работното колце заедно со вратилото 4. За да се избегне удар на млазот од задната страна на лопатката, на долниот дел 7 полукружно е засечена.



Сл. 77 Лопатка

6. КАРАКТЕРИСТИКИ НА ПЕЛТОНОВА ТУРБИНА

Зависноста меѓу моќноста P_T и степенот на искористување η_T на турбините ако се прикаже графички се добива карактеристиката на Пелтоновата турбина. На сл. 78 е претставена карактеристиката на Пелтоновата турбина за две различни вредности на специфичниот број на вртежи n_s . Од сликата може да се види дека турбина со еден спроводен апарат за $n_s = 4$ до 35 [vrt/min], има поповолна карактеристика при пониските специфични броеви на вртежи, на сликата $n_s = 15$ [vrt/min].



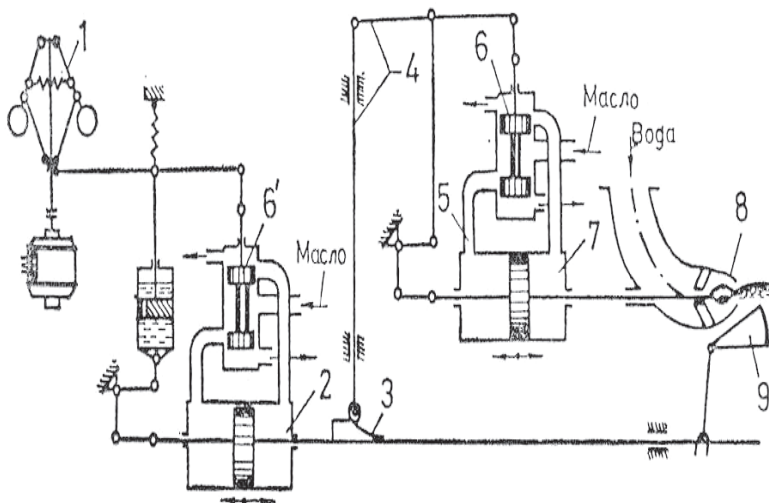
Сл. 77 Карактеристични криви на Пелтонова турбина

Од дијаграмот, може да се констатира, дека Пелтоновите турбини имаат многу поволна карактеристика бидејќи максималната вредност на степенот за искористување малку отстапува во зависност од оптоварувањето на турбината.

7. РЕГУЛАЦИЈА НА ПЕЛТОНОВА ТУРБИНА

Моќноста на турбините се регулира со промена на отворањето на спроводниот апарат. Кај мали турбини тоа се врши рачно, а кај средни и големи со помош на механизам кој е наречен *регулатор на моќноста*. Регулирањето е неопходно бидејќи сите турбини ги задвижуваат електрични генератори, кои даваат енергија на корисниците преку електричната мрежа. Моќноста на генераторот се регулира (менува) бидејќи потребите за електрична енергија се променливи. Треба да се внимава при тие промени, аголната брзина на турбината да остане секогаш со константна големина, бидејќи од таа големина зависи и промената на протокот.

На сл. 78 е прикажана шемата за двојно регулирање на Пелтонова турбина. Тоа регулирање се сведува на синхронизација на работата на свртувачот на млазот (9) и иглата на млазникот (8). Секој од тие механизми има сопствен сервомотор, а нивната заедничка работа се усогласува со комбинаторот (3). При намалување на оптоварувањето, центрифугалното клатно (1) преку системот лостови, разводникот (6) и сервомоторот (2) ќе реагира така што маслото под притисок ќе се упати во левиот дел на цилиндарот од сервомоторот (2). Силата на хидростатичкиот притисок, предизвикана од маслото под притисок врз клипот на сервомоторот (2), ќе го задвижи свртувачот на млазот (9) нагоре. На тој начин, поради брзото отстранување на дел од млазот, свртувачот на млазот не дозволува забрзување на турбопостројката поради паѓање на оптоварувањето. Меѓутоа, поради кинематската поврзаност, задвижувањето на клипот на сервомоторот (2), преку клипниот лост, клинот на комбинаторот (3) и системот на лостови (4) се пренесува на клипот на разводникот на масло (6) и сервомоторот (7). Клипот на сервомоторот ја преместува иглата на млазникот (8), а со тоа се намалува отворот од кој истекува млазот. На тој начин се намалува протокот на водата, а со тоа се намалува моќноста на турбината, односно се изедначува со моќноста на генераторот. Нагли промени на притисокот во доводниот канал не може да настанат поради бавното поместување на иглата во млазникот што го контролира придушниот прстен (5), кој е поставен на влезот на сервомоторот (7).



Сл. 78 Шема за двојно регулирање

8. СТЕПЕН НА КОРИСНО ДЕЈСТВО НА ТУРБИНИТЕ

Основни карактеристики за секоја водна турбина се специфичната енергија (e) [J/kg], која се разменува со секој килограм маса на водата (q_m) и волуменскиот проток (q_v) [kg/s] низ турбината. Ако претпоставиме дека трансформацијата на енергија се случува без енергетски загуби, тогаш идеалната P_i – теоретска моќност на турбината би била:

$$P_i = q_m \cdot e = \rho \cdot q_v \cdot e \text{ [W]} \quad \text{каде што:}$$

q_m – проток на маса вода,

q_v – волуменски проток.

При реални услови на трансформација, размената на енергија во турбината се случува со одредени загуби на енергија кои се земаат предвид преку степенот на корисно дејство на турбината (η) кој се пресметува со равенката:

$$\eta = e / e_i = N_T / N_i$$

Степенот на корисно дејство на турбината е однос на искористената енергија (e) или моќност (P_T) спрема теоретската

– идеална енергија (e_i) односно вкупна расположлива моќност (P_i). Тој степен на корисно дејство ги зема предвид сите видови на загуби кои се присутни при трансформацијата на енергија во турбината.

Загубите на енергија се поделени во три групи, и тоа:

I група – хидраулични загуби кои произлегуваат од вискозното триење на честичките на водата во струјниот тек и триење со ѕидовите на сите составни елементи од хидрауличната постројка (цевковод, сифон, лопатки,...). Тие загуби се земаат предвид преку хидрауличниот степен на корисно дејство (η_h).

II група – волуменски загуби кои произлегуваат од фактот дека мал дел од доведената количина на вода до турбината не поминува низ работното коло и не учествува во трансформацијата на енергија. Еден дел од вкупната расположлива енергија на водата се губи на тој начин и тие загуби се земаат предвид преку волуменскиот степен на корисно дејство (η_v).

III група – механичките загуби кои произлегуваат од триењето на сите подвижни делови на турбината (вратилото во лежиштата, триење при вртење низ воздухот или на потопените делови низ водата,...). Еден дел од вкупната расположлива енергија се троши за совладување на отпорите од триење и тие загуби на енергија се предвидуваат со механичкиот степен на корисно дејство (η_m).

Вкупниот степен на корисно дејство на турбината η ($\eta_{\text{ета}}$) е производ од трите степени на корисно дејство, односно

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

Реалната–ефективна моќност на турбината P_m се пресметува со равенката:

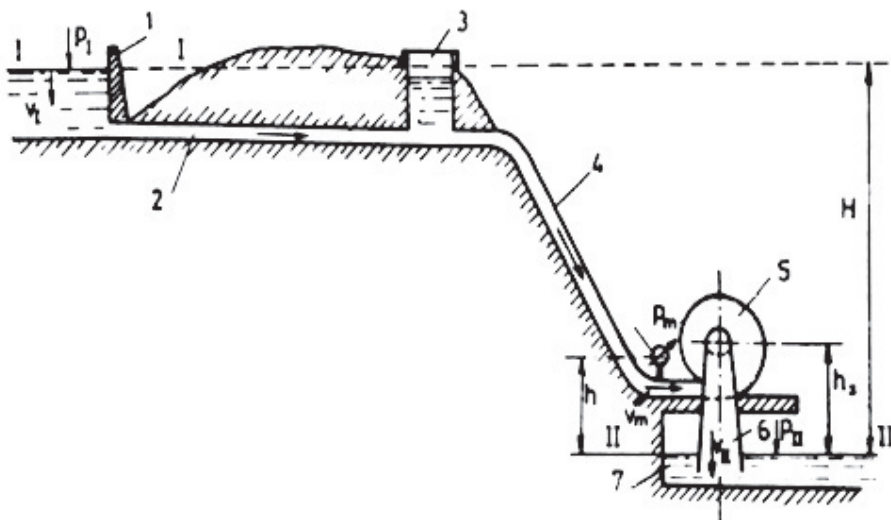
$$P_m = P_i \cdot \eta = \rho \cdot q_v \cdot e \cdot \eta \text{ [W]}$$

9. ЗАГУБИ НА МОЌНОСТ КАЈ ТУРБИНИТЕ

За да се анализира расположливата енергетска моќност кај турбините и загубите што настануваат, ќе ја разгледаме шемата на хидроенергетска постројка со основните елементи. Од водната акумулација (1) до турбината (5), водата во хидроцентралата се доведува со цевковод (2), кој заради намалување на неговата должина се изведува како тунел (2) (сл.79). Цевководот завршува во водната комора (водостанот) (3), кој го зашти-

тува од преголеми притисоци коишто се последица на нагло отворање и затворање на цевководот (од хидрауличен удар). Од водостанот (3) водата преку притисниот (напорен) цевковод (4) влегува во турбината (5), оддава механичка енергија и излегува во одводниот канал (7), преку излезниот дифузор (сифон) (6), кој е составен дел од турбината. Висинската разлика (H) меѓу површините на водата во акумулацијата (1) и одводниот канал (7), претставува *расположлива енергија* односно *висински пад*. Вкупната расположлива енергија не може да се искористи бидејќи има загуби на енергија во цевководот. Специфичните енергии и загубите во цевководот може да се изразат како енергии по единица маса во $[J/kg]$, односно:

$$e = e_I - e_{II} - e_{zag}, \text{ каде што:}$$



Сл. 79 Хидроенергетска постројка

e – корисен енергетски пад (загуби на моќноста на турбината)
 e_I – специфична енергија на водата во акумулацијата,
 e_{II} – специфична енергија на водата на излезот од турбината и
 e_{zag} – хидрауличните загуби во цевководот.

Ако се заменат вредностите на специфичните енергии, се добива вредноста на *нето - енергетски пад*, што претставува енергија по единица тежина изразена во (m) т.е. $1m = 1J / 1N$, изразено со следната равенка:

$$e = (V_I^2 - V_{II}^2) / 2 + (p_I - p_{II}) / \rho + g \cdot H - e_{zag} \quad \text{каде што:}$$

V_I – брзина на струење на водата на површината од акумулацијата,

V_{II} – брзина на струење на излезот од турбината,

p_I – атмосферски притисок на површината на водата во акумулацијата,

p_{II} – атмосферски притисок на излезот од турбината и ρ [kg / m³] – густина на водата.

Бидејќи брзината (V_I) на водата во акумулацијата е многу мала и може да се занемари во однос на брзината (V_{II}) на излезот од турбината. Притисоците p_I и p_{II} се атмосферски притисоци на површината на водата, па нивната разлика е $p_I - p_{II} = 0$.

Со замена на тие вредности, равенката за специфична енергија добива облик:

$$e = g \cdot H - V_{II}^2 / 2 - e_{zag} \quad \text{каде што:}$$

H – висинска разлика меѓу нивото во акумулацијата (I – I) и на излезот од турбината, пресек (II – II).

Загубите на кинетичката енергија ($V_{II}^2 / 2$) на излезот од турбината се мали бидејќи сифонот се изработува како дифузор, па равенката за вкупните загуби на турбината добива облик:

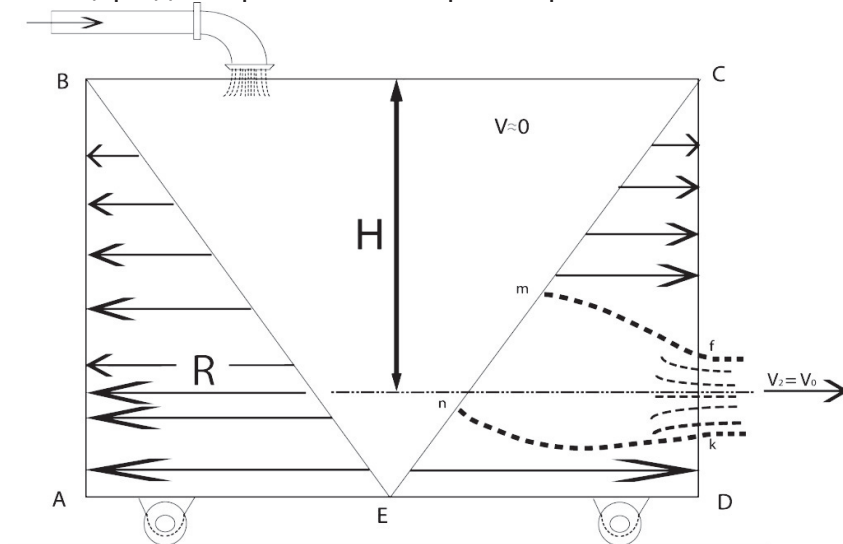
$$e = g \cdot H - e_{zag}$$

Кај секоја хидроелектрична централа специфичната енергија (**e**) може да се определи со мерење на протокот (q), натпритисокот (p_m) и пресметка на брзините на струење.

10. ПРЕСМЕТКА НА РЕАКТИВНОТО ДЕЈСТВО НА СТРУЈНИОТ ТЕК

За пресметка на силата на реактивното дејство се анализира взаемното дејство на резервоарот и млазот на течност која истечува од него, сл. 80. Резервоарот е отворен, а истечувањето од него се врши во атмосферата. Нивото на течност во резервоарот се одржува на висина H . Дијаграмот на натпритисокот на

бочната страна AB, претставен е со косата права BE. За случај на вода, аголот на промената на притисокот ABE ќе биде 45° , што иницира дека триаголникот е рамнокрак.



Сл. 80 Реактивно дејство на млазот ($V = v$)

Ако во бочната страна CD на резервоарот не би постоел отвор, тогаш дијаграмот на натпритисокот би бил претставен со косата права CE. Притоа силите коишто дејствуваат на ѕидовите AB и CD би биле во рамнотежа. Но, бидејќи во ѕидот CD, се наоѓа отвор f со површина A_0 низ кои истечува вода, дијаграмот на натпритисок на тој ѕид би бил еднаков на $CmfknED$. Според тоа, рамнотежата на силите кои дејствуваат на ѕидовите се нарушува, па нивната резултанта R , има правец спрема ѕидот AB, во спротивен правец од правецот на истечување на водата. Значи, течната струја која истечува од резервоарот, произведува на него динамичко дејство во вид на силата R - таканаречена реакција на течната струја. Ако набљудуваниот резервоар се постави на тркала, тогаш тој би се движел спротивно од правецот на течниот млаз.

Големината на силата на реакција R може да се определи со примена на законот на промена на количината на движење, т.е:

$$m \cdot v_2 - m \cdot v_1 = P \cdot t$$

каде P - импулс на сите сили коишто дејствуваат на набљудува- ниот систем.

Бидејќи прирастот на количината на движење се набљуду- ва за единица време ($t = 1$) и почетната брзината на резервоарот $v_1 \approx 0$, а крајната брзина (брзината на излезот на течната струја) $v_2 = v_0$ следува следната равенка за количината на движење:

$$m_0 \cdot v_0 = -R \text{ каде што:}$$

- знакот минус (-) пред силата на реакција означува дека неј- зиниот правец е спротивен од движењето на водата низ отворот. Бидејќи $m_0 = \rho \cdot v_0 \cdot A_0$ - маса на водата што истечува низ бочниот отвор за единица време, тогаш големината на апсолутната вред- ност на силата на реакција се определува според равенката:

$$R = \rho \cdot v_0^2 \cdot A_0 \text{ [N]}$$

Ако се замени вредноста на брзината на истечување во идеален случај $v_0 = \sqrt{2gH}$, се добива:

$$R = 2 \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot A_0 \text{ [N]}$$

Равенката покажува дека *силата на реакција при истечу- вање низ отвор е еднаква на двојната статичка сила на при- тисок која дејствува на површината еднаква на напречниот пресек на отворот.*

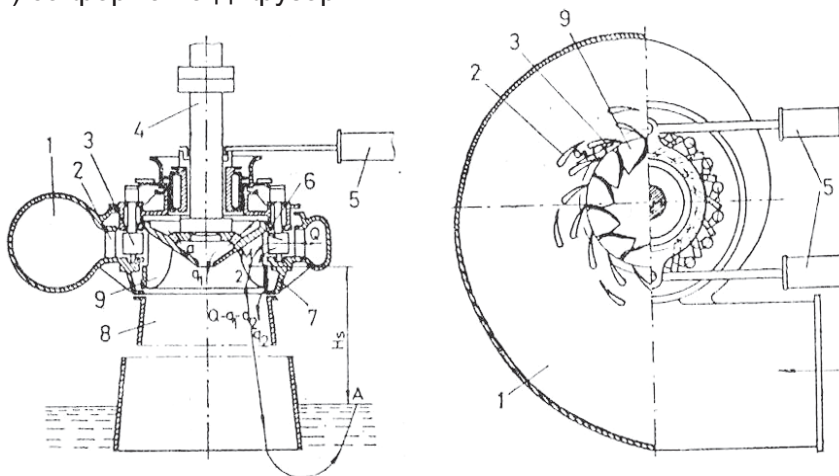
При реакционите турбини, резервоарот условно одговара на меѓулопатичните канали на работните лопатки, во кои се вр- ши размена на енергијата т.е се создава механичка работа. Кај реакционите турбини, течниот тек на влезот и излезот од меѓуло патичните канали има различен притисок, поголемиот дел од енергијата се претвора во кинетичка. Силата на притисокот на водата врз сидовите на каналот по износ е еднаква на реакци- јата од каналот, а има спротивен правец.

11. КОНСТРУКТИВНИ ИЗВЕДБИ НА ФРАНЦИСОВА ТУРБИНА

Францисовата турбина е од групата на реактивни (потис- ни) радијално-осни турбини. На сл. 81 е претставена Францисо- ва турбина со спирална комора бидејќи доводот на водата преку спирална комора е најчесто применувано решение.

Водата навлегува во турбината преку турбинската спирал- на комора (1), статорот (2) и спроводниот апарат (3). Спиралната комора овозможува осносиметричен млаз на влезот во статорот

и спроводниот апарат, кој претставува систем на лопатки поставени под некој агол во однос на радиусот. Лопатките на спроводниот апарат можат кружно да се движат околу своите оски. Притоа тие го менуваат правецот на струење на млазот, што значи дека може да се менува големината на протокот, а со тоа и моќноста на турбината. Кога лопатките на спроводниот апарат се во затворена положба, протокот на водата низ турбината е спречен. Отворањето на лопатките, а со тоа и пуштање на протокот во турбината, се врши со механизам од лостови, кој се движува преку сервомотор (5). Од спроводниот апарат течноста навлегува во работното колце (9), на кое се наоѓаат лопатки. Работното колце е прицврстено на вратилото од турбината (4), а тоа пак е споено со вратилото на генераторот. Во работното колце на радијално-осната турбина, млазот на почетокот се приближува кон оската на колцето, а потоа го добива правецот на оската. Од работното колце водата навлегува во сифонот (8). Од работното колце водата минува во вшмукувачката цевка (сифонот) со форма на дифузор.



Сл. 81 Францисова турбина со спирална комора

Кај реакционите турбини во спроводниот апарат се претвора само дел од напорот во кинетичка енергија, а останатиот дел се претвора во работното колце, до вредноста на излезниот напор H_2 (притисок p_2) на излезот од турбината. При зададен пад и константни загуби се гледа дека полезно искористениот напор

(пад) на турбината ќе биде поголем ако напорот или притисокот на излезот од турбината бидат помали. За извесно намалување на излезните параметри (V_2 и p_2) се применува формата на вшмукувачка цевка (сифон) или дифузор.

12. СПЕЦИФИЧЕН БРОЈ НА ВРТЕЖИ

При проектирање и испитување на турбините се користи критериум кој ги обединува следните основни параметри: моќноста, напорот и бројот на вртежи на турбините. Таквиот сумарен показател е наречен **специфичен број на вртежи** и е означен со n_s . Со помош на тој број се врши меѓусебно споредување на различни турбини и типови на работни колца. Од условот за сличност на триаголниците на брзини, степенот на искористување на две слични турбини (модел и во природна големина) треба да биде еднаков. Брзината при влезот во работното колце на турбината во природна големина е:

$$U_1 = k_u \cdot \sqrt{2gH} = D_1 \cdot \bar{u} \cdot n / 60$$

а за моделот:

$$U_{1m} = k_u \cdot \sqrt{2gH} = D_{1m} \cdot \bar{u} \cdot n_m / 60$$

Големината на коефициентот k_u зависи од големината на аглиите α_1 и β_1 , за слични турбини е со еднаква вредност. Од односот меѓу брзините за сличните турбини за односот меѓу броевите на вртежи се добива:

$$\frac{n}{n_m} = \frac{D_{1m}}{D_1} \cdot \sqrt{\frac{H}{H_m}}$$

Протокот на водата што минува низ работното колце на турбината е:

$$Q = z \cdot A \cdot k_w \cdot \sqrt{2gH} \quad \text{каде што:}$$

z – број на лопатки на работното колце,

A – површина на пресекот на каналот меѓу две лопатки,

k_w – коефициент на релативната брзина.

Моќноста на турбината се пресметува според равенката:

$$P = Q \cdot H \cdot g \cdot \eta \quad [\text{kW}]$$

Од изведените изрази може да се добие изразот за специфичниот број на вртежи кој се дефинира како број на вртежи на таква турбина која при напор од $H = 1 \text{ m}$ ќе произведува моќност $P = 0,736 \text{ kW} = 1 \text{ KS}$.

$$n_s = \frac{nD_1}{D_m \sqrt{H}} = \frac{7}{6} \frac{n \sqrt{P}}{H \sqrt[4]{H}} \quad [\text{vrt/min}], \text{ каде што:}$$

P [kW] – моќност на турбината,

H [m] – напор на турбината,

n [vrt/min] – број на вртежи на турбината.

Специфичниот број на вртежи обично се определува за номинална моќност на турбината и претставува критериум за општа класификација на сите типови и серии на турбини. Од големината на специфичниот број на вртежи зависи формата и бројот на лопатките на работното колце и со зголемување на неговата вредност се намалуваат димензиите на работното колце и бројот на лопатки.

Специфичниот број на вртежи може да послужи за класификација на различни типови на турбини, како што се гледа од следната табела:

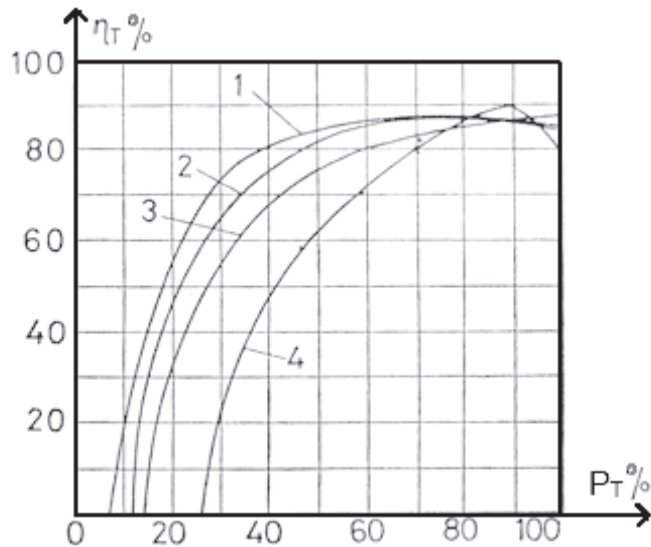
вид на турбина	n_s [vrt/min]
Пелтонова	50 – 100
Францисова	80 – 300
Дијагонална	250 – 500
Капланова	450 – 1000

13. СПОРЕДБА НА КАРАКТЕРИСТИКИТЕ НА ПЕЛТОНОВА И ФРАНЦИСОВА ТУРБИНА

Карактеристики на Францисова турбина

На дијаграмот сл. 82 се претставени карактеристичните криви во зависност од оптоварувањето на Францисовата турбина. Карактеристичната крива 1 се однесува на бавноодната турбина, 2 за средноодната турбина, 3 за брзоодната и 4 за најбрзоодната турбина.

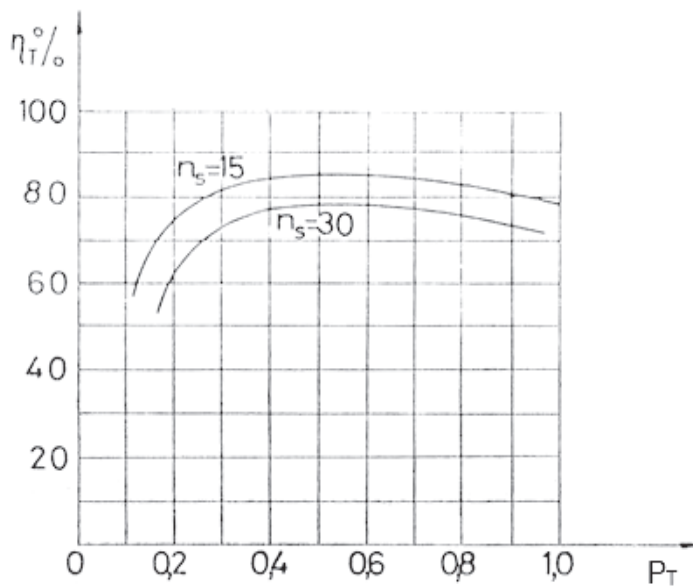
Од дијаграмот се гледа дека најбрзоодните турбини се многу осетливи на промените на оптоварувањето, т.е. степенот на искористување (η_T) има вредност над 80% ако оптоварувањето е во граници од 75 до 100 % P_T . Со намалување на брзоодноста кај Францисовата турбина се подобрува нејзината карактеристика. Анализата на карактеристичните криви наведува на заклучокот дека Францисовите турбини не даваат оптимални резултати на η_T при максимално оптоварување.



Сл. 82 Карактеристики на Францисова турбина

Карактеристики на Пелтоновата турбина

За разлика од Францисовата кај Пелтоновата турбина оптоварувањето нема големо влијание на степенот на искористување. Тоа значи дека Пелтоновата турбина има подобри карактеристики од Францисовата турбина. Од дијаграмот на сл. 83 се гледа дека Пелтоновите турбини имаат многу поповолна карактеристика бидејќи степенот на искористување има мали отстапувања од максималната вредност во зависност од оптоварувањето на турбината.



Сл. 83 Карактеристики на Пелтонова турбина

14. ЕДИНЕЧНИ ПАРАМЕТРИ КАЈ ТУРБИНИТЕ

Единечни параметри претставуваат податоци за карактеристичен тип на турбини (единечна турбина) која има работно колце со дијаметар од 1[m] и работи на напор од 1[m]. Единечните параметри се означуваат со n_1 , Q_1 , P_1 и го претставуваат бројот на вртежи, големината на протокот и моќноста на единечната турбина. Ако се познати единечните параметри за една турбина, лесно може да се пресметаат вистинските параметри.

За таа цел се користат се употребуваат равенките во кои место параметрите за моделната турбина се заменуваат единечните параметри. Тогаш се добиваат равенките:

$$U_1 = k_u \cdot \sqrt{2gH} = D_1 \cdot \bar{u} \cdot n / 60$$

а за моделот:

$$U_{1m} = k_u \cdot \sqrt{2gHm} = D_{1m} \cdot \bar{u} \cdot n_m / 60$$

Големината на коефициентот k_u зависи од големината на аглиите α_1 и β_1 , за слични турбини е со еднаква вредност. Од односот меѓу брзините за сличните турбини за односот меѓу броевите на вртежи се добива:

$$\frac{n}{n_m} = \frac{D_{1m}}{D_1} \cdot \sqrt{\frac{H}{H_m}}$$

Протокот на водата што минува низ работното колце на турбината е:

$$Q = z \cdot A \cdot k_w \cdot \sqrt{2gH} \quad \text{каде што:}$$

z – број на лопатки на работното колце,
 A – површина на пресекот на каналот меѓу две лопатки,
 k_w – коефициент на релативната брзина.

Моќноста на турбината се пресметува според равенката:

$$P = Q \cdot H \cdot g \cdot \eta \text{ [kW]}$$

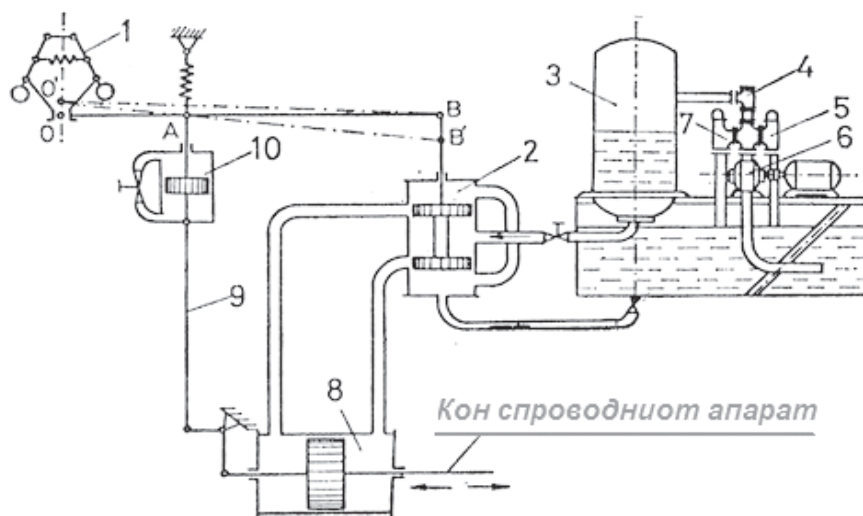
При изработката и експлоатацијата на турбините често се применуваат изразите *единечен број на вртежи*, *единечен протек* или *единечна моќност*.

15. РЕГУЛИРАЊЕ НА ФРАНЦИСОВА ТУРБИНА

Со регулирање на работата на турбините фактички се регулира количината на водата која поминува низ турбината а со тоа се регулира моќноста на турбината.

На сл. 84 е претставена шемата на регулатор за Францисова турбина. Центрифугалното клатно (1), се врти синхронизирано со вратилото до органите за регулирање. При стационарен

режим на работа на агрегатот, неговата аголна брзина е константна. Спојницата на центрифугалното клатно, лостот ОАВ и клипот на разводникот (2) се наоѓаат во средна рамнотежна положба. Маслото во разводникот доаѓа од акумулаторот на енергија (3).



Сл. 84 Регулатор на Францисови турбини

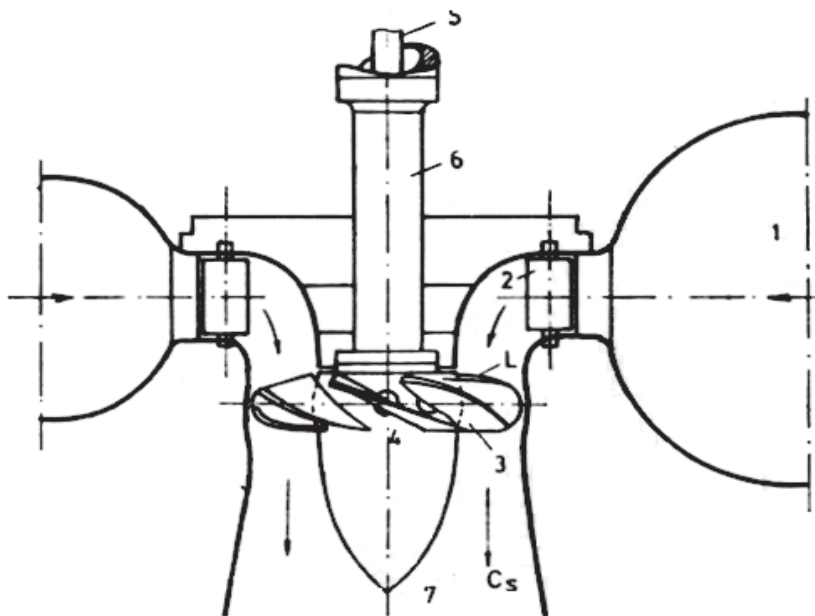
Нивото и притисокот на маслото во акумулаторот (3) го регулира пумпата (6), а на цевководот од пумпата до акумулаторот се поставени вентилите 4, 5 и 7. Разводникот (2) претставува хидрауличен цилиндар со двоен клип, а во неговото тело има отвори низ кои маслото доаѓа во разводникот и оди кон сервомоторот (8). При намалување на оптоварувањето на генераторот, вишокот на моќност на турбината над моќноста на генераторот предизвикува моментално зголемување на аголната брзина на агрегатот и спојницата на центрифугалното клатно се качува нагоре. Лостот ОАВ се подвижува околу точката А и бидејќи е поврзан со маслениот придушувач (10), преку лостот (9) се поместува клипот во сервомоторот (8). Тоа поместување овозможува двојниот клип во разводникот (2) да се спушти надолу при што се отвора доводот на масло во десната страна на цилиндарот во сервомоторот (8). Поради тоа, клипот во сервомоторот се поместува налево и ја намалува отвореноста на спроводниот апарат на турбината. Придушувачот (10) е хидрауличен цилиндар наполнет со

масло. Во него е сместен клип кој може да се поместува бавно, од горниот кон долниот дел, поради протекувањето на маслото низ придушните отвори од едниот до другиот дел на цилиндарот. Во првиот момент на регулирање, придушувачот (10) дејствува како цврста врска и точката А останува неподвижна. При движење на клипот во сервомоторот (8) налево, со помош на системот лостови и придушувачот (10), точката А на лостот се подигнува при истовремено завртување на лостот околу точката О. Лостот зазема нова положба $O B'$, а клипот на разводникот се враќа во неутрална положба и доводот на масло во сервомоторот престанува. Пружината на придушувачот, прицврстена во точката А, се собира и се стреми да се врати во првобитната положба. Затоа лостот OAB се завртува околу точката О и го преместува разводникот надолу. Тоа доведува до дополнително затворање на спроводниот апарат на турбината, а процесот на регулирање завршува кога клипот на сервомоторот ќе престане да се преместува. Тогаш лостот OAB ја зазема првобитната положба, а моќноста на турбината се изедначува со моќноста на генераторот. При зголемување на оптоварувањето, механизмот на регулациониот систем се преместува во спротивен правец.

16. ПРИНЦИП НА РАБОТЕЊЕ НА КАПЛАНОВА ТУРБИНА

Принципот на работење на Каплановата турбина не се разликува од оној на Францисовата турбина. Се употребуваат за мали падови $H = (3 - 60) [m]$ и големи протоци. Трансформацијата на притисната во кинетичка енергија се одвива во спиралата (1), каде што се создава обемна брзина на движење на водата. Поради големите протоци, спиралата има големи димензии и затоа се гради од армиран бетон со венец од потпорни лопатки од лие но железо.

Од спиралата (1) водата се насочува кон спроводното коло (2) и кон работното коло (3). Карактеристика за оваа турбина е тоа што меѓу спроводното и работното коло има голем простор низ кој водата се движи слободно. На тој начин, по спроводните лопатки (L) водата се насочува аксијално и навлегува во работното коло (3). Лопатките (L) (3 – 8) имаат крилен – аеро профил и се прицврстени на главината (4) со подвижни лежишта и за



Сл. 85 Шема на Капланова турбина

време на работата може да се свртат за извесен агол околу своите радијално насочени оски. За таа намена, во главината (4) е сместен механизам кој се движи со помош на хидрауличен мотор преку лостот (5), кој поминава низ шупливото вратило (6). Вртењето на лопатките и нивното поставување под оптимален агол за време на работењето обезбедува висок степен на корисно дејство за овие турбини. По работното коло водата навлегува во сифонот (7), кој ја има истата улога како кај Францисова турбина, само што се употребуваат дифузори со поголема должина бидејќи излезната брзина на водата е поголема. Според положбата на вратилото, може да би де изведена како вертикална или хоризонтална. Бројот на монтирани лопатки на главината (4) зависи од големината на падот (напорот) - за напор до $H = 20\text{м}$ се монтираат четири лопатки, а за максимален напор од $H = 60\text{м}$ се монтираат осум. Со споредување на карактеристиките за Францисова и Капланова турбина се констатира дека подобри показатели има Каплановата. Можноста за вртење на лопатките и нивното поставување под оптимален агол за

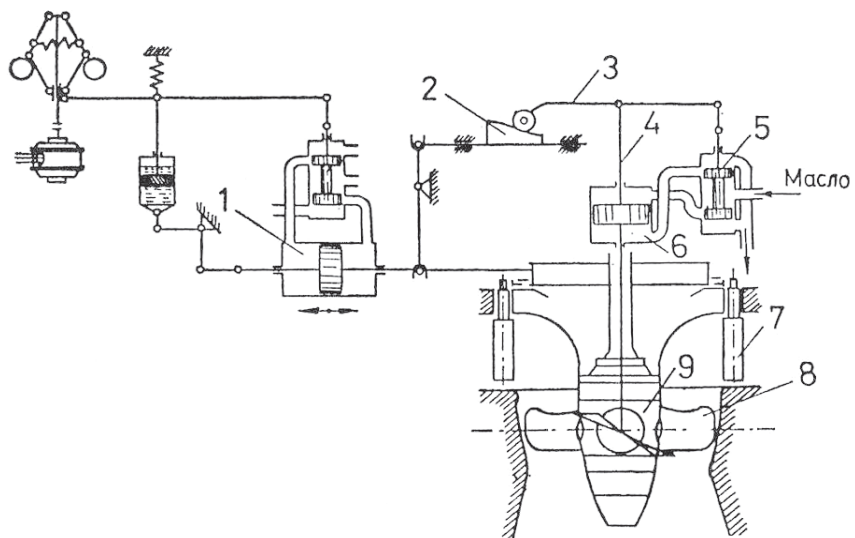
време на работењето, обезбедува висок степен на корисно дејство. Тоа е основната причина зошто се препорачува примена на Каплановата турбина за големи напори.

17. РЕГУЛИРАЊЕ НА КАПЛАНОВАТА ТУРБИНА

Регулаторот треба да обезбеди значителни сили кои се неопходни за регулирање на големината на протокот низ спроводниот апарат бидејќи на тој начин се регулира големината на моќноста. Големината на моќноста на турбината се регулира со промена на оптоварувањето на спроводниот апарат. Се употребуваат повеќе видови регулатори:

Двојно регулирање на Капанова турбина

Регулирањето се состои во истовремено и усогласено задвижување на спроводниот апарат и лопатките на работното колце. При колкав било напор на турбината, за добивање на висок коефициент на искористување, на секое отворање на спроводниот апарат соодветно одговара определен агол на завртување на лопатките на работното колце. Таа усогласеност се постигнува со специјален механизам кој се вика **комбинатор**. Лопатките на работното колце се задвижуваат (вртат) со помош на маслен сервомотор кој е сместен во главчината на работното колце на турбината. Маслото во тој сервомотор доаѓа од посебен разводник. Шемата за двојно регулирање на турбината е претставена на сл. 86. Усогласеност на работата на сервомоторот (1), спроводниот апарат (7) и сервомоторот (6) на работното колце преку системот лостови 3 и 4, се врши со помош на клипот на комбинаторот (2). При намалување на оптоварувањето, спроводниот апарат на турбината се затвора и клипот на комбинаторот се преместува. Преместувајќи се по клипот, тркалцето на лостот (3) го доведува во движење клипот на разводникот (5), а тој преку сервомоторот (6) ги завртува лопатките (8) на работното колце (9). На тој начин се воспоставува постојана врска помеѓу отворањето на лопатките на спроводниот апарат и аголот на завртување на лопатките на работното колце на турбината.



Сл. 86 Шема за двојно регулирање на Капланова турбина

Прашања за утврдување:

1. Што е турбина?
2. Како се делат хидрауличните турбини?
3. Која е разликата меѓу активните и реактивните турбини?
4. Како се делат Пелтоновите турбини според положбата на вратилото?
5. Кои се главните составни делови на Пелтоновата турбина?
6. Кои карактеристики на Пелтоновата турбина ги познаваш?
7. Какви регулатори познаваш?
8. Како се пресметува степенот на корисно дејство на турбините?
9. Кои загуби на моќност ги познаваш?
10. Како се пресметува реактивното дејство на млазот?
11. Во која група спаѓа Франсисовата турбина?
12. Наведи ги карактеристиките на Пелтоновата и Франсисовата турбина ?
13. Како и зошто се пресметува специфичен број на вртежи?
14. Кој е минималниот специфичен број на вртежи?
15. Каква улога има дифузорот кај турбините?
16. Што е карактеристично за Каплановата турбина?

Заклучок:

Во поглавјето за хидраулични турбини се поместени основните информации за турбините, нивната поделба, начинот на функционирање, составните делови и примената. Се запознаваме со основните карактеристики на хидрауличните турбини, како се определува специфичен број на вртежи, моќноста или напорот на турбините, како се врши регулирање на работењето на турбините ит.н. Се запознаваме каква е улогата на роторот и дифузорот при трансформација на хидрауличната енергија. Исто така, се запознаваме со некои видови на регулатори кои се применуваат кај на хидраулични турбини и кои се основните параметри за избор на турбина според познати работни параметри.

ИЗБОРНА ПРОГРАМА

I. ПУМПИ

Задачи за пресметка на: капацитет на клипни пумпи, загуби на енергија, дозволена висина на шмукање, моќност на пумпите, степен на корисно дејство, избор на пумпа.

1. Со колкава брзина на струење ќе се движи течноста низ цевковод со дијаметар $d = 200$ [mm], ако поминува количина од $Q = 100$ [m³/h] ?

Решение:

Површината на напречниот пресек за кружна цевка се пресметува со:

$$A = d^2 \cdot \bar{u} / 4 = 0,2^2 \cdot 3,14 / 4 = 0,04 \cdot 3,14 / 4 = 0,0314 \text{ [m}^2\text{]}$$

Количината на течност треба да се претвори во [m³/s], односно:

$$Q = 100 \text{ m}^3/\text{h} = 100/3600 \text{ [m}^3/\text{s}] = 0,0278 \text{ [m}^3/\text{s}]$$

Брзината на струење на течноста ќе биде:

$$V = Q / A = 0,0278/0,0314 = 0,885 \text{ [m/s]}$$

2. Да се определи дијаметарот на цевковод за проток на $Q = 70$ [l/s], ако е зададена брзината на струење $V = 1$ [m/s].

Решение:

Од равенката на континуитет $Q = A \cdot V$ следува $A = Q / V$,
односно $A = d^2 \cdot \bar{u} / 4$ следува: $d^2 = 4A / \bar{u} = 4 \cdot 0,07 / 3,14$
односно $d = 0,298$ [m]

3. Колкава е вакууметарската шмукачка висина на пумпата за вода, ако на површината на водата дејствува атмосферски притисок од $p_o = 1$ [bar], а апсолутниот притисок во шмукачкиот

цевковод на пумпата изнесува $p_1 = 0,3$ [bar] и густината на водата изнесува $\rho = 1000$ [kg/m³] ?

Решение:

$$1[\text{bar}] = 10^5 [\text{N/m}^2]$$

$$\rho_o = 1 \cdot 10^5 = 10^5 [\text{N/m}^2]$$

$$p_1 = 0,3 \cdot 10^5 [\text{N/m}^2]$$

вакууметарската шмукачка висина ќе биде:

$$h_{\text{vak}} = (\rho_o - p_1) / \rho \cdot g = (1 - 0,3) \cdot 10^5 / 10^3 \cdot 9,81 = 7,14 [\text{m}]$$

4. Колкава е потребната манометарска висина на пумпа за вода, ако протокот на пумпата е 90 [l/s], а висинската разлика од нивото на резервоарот и нивото во бунарот изнесува 40[m]? Цевководот е со должина од 1000[m], а е изведен од железни цевки со дијаметар $d = 300$ [mm].

Решение:

Од зададените висини се добива дека геодетската висина $H_g = 50$ [m], од табела за железни цевки со $d = 300$ [mm] се одредува дека $\lambda = 0,024$. Бидејќи се работи за голема должина на цевковод, ќе се пресметаат само отпорите по должина на цевководот:

$$\sum h = \lambda \cdot L / d \cdot v^2 / 2g$$

$$V = 4Q/d^2 \cdot \bar{v} = 4 \cdot 0,09 / 0,3^2 \cdot \bar{v} = 1,28 [\text{m/s}]$$

$$\sum h = 0,024 \cdot 1000 / 0,3 \cdot 1,28^2 / 2 \cdot 9,81 = 6,7 [\text{m}]$$

Потребната манометарска висина на дигање изнесува:

$$H = H_g + \sum h = 40 + 6,7 = 46,7 [\text{m}]$$

5. Колкава е геодетската висина на шмукање H_{gs} на пумпа која треба да транспортира вода $Q = 35$ [l/s], а вакууметарот вграден на шмукачката страна на пумпата покажува притисок $p_{\text{vak}} = 62$ [bar]. Шмукачката цевка има дијаметар $d = 200$ [mm], а вкупните локални отпори изнесуваат $\sum \xi = 8,5$. Отпорите од

шмукачкиот цевковод да се занемараат, а задачата да се реши со помош на Бернулиевата равенка.

Решение:

Како карактеристични пресеци се избираат нивото на водата во бунарот и симетралата на шмукачкиот приклучок на пумпата.

$$z_A = 0, z_B = H_{gs}, \text{ а } v_A = 0.$$

Бернулиевата равенка за тие услови ќе гласи:

$$p_A / \rho \cdot g + v_A^2 / 2g + z_1 = p_B / \rho \cdot g + v_B^2 / 2g + z_B + \sum h$$

$$p_o / \rho \cdot g = p_1 / \rho \cdot g + v_1^2 / 2g + H_{gu} + \sum \xi \cdot v_1^2 / 2g \text{ односно:}$$

$$H_{gu} = (p_o - p_1) / \rho \cdot g - v_1^2 / 2g (1 + \sum \xi)$$

Брзината на струење на водата во шмукачката цевка ќе биде:

$$v_1 = Q / A = 4Q / d^2 \cdot \bar{u} = 4 \cdot 0,035 / 0,2^2 \cdot \bar{u} = 1,11 [m/s]$$

бидејќи $(p_o - p_1) = p_{vak}$ следува дека геодетската шмукачка висина ќе биде:

$$H_{gu} = 0,62 \cdot 10^5 / 10^3 \cdot 9,81 - 1,112 / 2 \cdot 9,81 \cdot 1 + 8,5) = 5,8 [m]$$

6. Колкава треба да биде моќноста на погонскиот мотор за центрифугална пумпа која треба да наполни резервоар со волумен од $30 [m^3]$ за еден час? Потисниот цевковод има дијаметар од $100 [mm]$, должина $200 [m]$. Степенот на искористување е $\eta = 0,5$.

Решение:

Капацитетот на пумпата ќе биде:

$$Q = V / t = 30000 / 3600 = 8,33 [l/s] = 0,00833 [m^3/s]$$

Брзината на струење на водата е:

$$v = Q / A = 4Q / d^2 \cdot \bar{u} = 4 \cdot 0,0083 / 1 \cdot 3,14 = 1,06 [m/s]$$

Поради големата должина на цевководот се занемаруваат локалните отпори, па за дијаметар $d = 100 [mm]$ од табела се добива

вредноста коефициентот на отпор $\lambda = 0,033$, па тогаш вкупните отпори ќе бидат:

$$\sum h = \lambda \cdot L / d \cdot v^2 / 2g = 0,033 \cdot 200 / 0,1 \cdot 1,06^2 / 2 \cdot 9,81 = 3,8 \text{ [m]}$$

Манометарската висина на дигање изнесува:

$$H_m = H_g + \sum h = 40 + 3,8 = 43,8 \text{ [m]}$$

Потребната ефективна моќност на погонскиот мотор изнесува:

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_m / 1000 \cdot \eta = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,00833 \cdot 43,8 / 1000 \cdot 0,5 = 7,15 \text{ [kW]}$$

7. Колкав ќе биде степенот на искористување на агрегатот $\eta = ?$, кој со непрекината работа од 5 часа наполнил со вода резервоар од 4000[l]. За тоа време агрегатот потрошил 8,5 [kW] електрична енергија, а пумпата работела со манометарска висина на дигање $H_m = 48 \text{ [m]}$.

Решение:

Средниот капацитет на пумпата се пресметува според вкупната количина што ја пренела за време од 5 [h].

$$Q = V / t = 4000 / 5 \cdot 3600 = 2,22 \text{ [l / s]} = 0,00222 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

Потрошената енергија за еден час изнесува:

$$P = 8,5 / 5 = 1,7 \text{ [kW]}$$

Од равенката за ефективна моќност на погонскиот мотор се добива:

$$\eta = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_m / 1000 \cdot P = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,00222 \cdot 48 / 1000 \cdot 1,7$$

$$\eta = 0,615$$

8. Колкав ќе биде специфичниот број на вртежи $n_s = ?$ за едностепена центрифугална пумпа која транспортира $Q = 0,05 \text{ [m}^3\text{/s]}$ на висина $H = 25 \text{ [m]}$ со број на вртежи на моторот $n = 1450 \text{ [vrt/min]}$?

$$\text{Решение: } n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} = 3,65 \cdot 1450 \cdot \frac{\sqrt{0,05}}{\sqrt[4]{25^3}} = 106 \text{ [1/min]}$$

9. Колкав е специфичниот број на вртежи на двостепена центрифугална пумпа која транспортира $Q = 12 \text{ [m}^3/\text{min]}$ при $H = 60 \text{ [m]}$ и број на вртежи $n = 2880 \text{ [vrt/min]}$

Решение:

$$Q = 12 \text{ [m}^3/\text{min}] = 12 \cdot 1000/60 = 200 \text{ [l/s]}$$

$$H = 60 / 2 = 30 \text{ [m]} \text{ за еден степен на пумпата}$$

$$n_s = 360 \text{ [vrt/min]}$$

10. Колкав е минималниот проток $Q_{\min} = ?$ за едностепена центрифугална пумпа со $n = 3000 \text{ [vrt/min]}$, ако манометарската висина на дигање треба да биде $H = 30 \text{ [m]}$?

Решение:

$$Q_{\min} = 0,0000111 \cdot \sqrt{H^3} = 0,0000111 \cdot \sqrt{30^3} = 0,00182 \text{ [m}^3/\text{s}] = 1,82 \text{ [l/s]}$$

11. Колкава максимална висина на дигање може да се очекува од едностепена центрифугална пумпа која транспортира $Q = 1 \text{ [l/s]}$, со $n = 300 \text{ [vrt/min]}$?

Решение:

$$H_{\max} = 2000 \cdot \sqrt[3]{Q^2} = 2000 \cdot \sqrt[3]{0,001^2} = 20 \text{ [m]}$$

12. На која висина ќе се подигне течноста во шмукачката цевка на клипна пумпа после првиот од на клипот, ако волуменот на воздухот во шмукачката цевка и штетниот простор на пумпата изнесува $0,1 \text{ [m}^3]$, а воздухот се наоѓа под атмосферски притисок $p_{\text{at}} = 1,18 \text{ [bar]}$? Пумпата има дијаметар на клипот $d = 300 \text{ [mm]}$ и од на клипот $l = 500 \text{ [mm]}$. Отпорите да се занемарат.

Решение: Површината на клипот ќе биде:

$$A = D^2 \cdot \pi / 4 = 0,3^2 \cdot 3,14 / 4 = 0,07 \text{ [m}^2]$$

Притисокот во цилиндарот на пумпата после почетниот од на клипот:

$$p = p_{\text{at}} (V_o + A \cdot s) / V_o = 1,18(0,1 + 0,07 \cdot 0,5) / 0,1 = 1,1593 \text{ [bar]}$$

За густина на водата $\rho = 1000 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ следува дека висината на подигање во шмукачката цевка ќе биде:

$$\rho_{\text{at}} = \rho + \rho \cdot g \cdot h \text{ или}$$

$$h = (\rho_{\text{at}} - \rho) / \rho \cdot g = (1,18 - 1,1593) \cdot 10^5 / 10^2 \cdot 9,81 = 15,93 / 9,81 = 0,21 \text{ [m]}$$

13. Колкав ќе биде протокот на едноцилиндрична клипна пумпа со еднострано дејство која има дијаметар на клипот $d=170 \text{ [mm]}$ и од на клипот $s=200 \text{ [mm]}$ ако бројот на вртежи е $n=60 \text{ [vrt/min]}$? Волуменскиот степен на искористување $\eta_v=0,94$.

Решение:

Површината на напречниот пресек на клипот ќе биде:

$$A = d^2 \cdot \bar{u} / 4 = 0,17^2 \cdot 3,14 / 4 = 0,0227 \text{ [m}^2\text{]}$$

Протокот на *пумпата* ќе биде:

$$Q = \eta_v \cdot A \cdot s \cdot n / 60 = 0,94 \cdot 0,0227 \cdot 0,2 \cdot 60 / 60 = 0,0043 \text{ [m}^3\text{/s]} = 4,3 \text{ [l/s]}$$

14. Колкав ќе биде протокот на двоцилиндрична клипна пумпа со двострано дејство ако се зададени:

- дијаметар на клипот $D=150 \text{ [mm]}$;
- одот на клипот $s=180 \text{ [mm]}$, $d = 45 \text{ [mm]}$;
- број на вртежи $n=80 \text{ [vrt/min]}$;
- волуменскиот степен на искористување $\eta_v=0,93$.

Решение:

Површината на клипот

$$A = D^2 \cdot \bar{u} / 4 = 0,15^2 \cdot 3,14 / 4 = 0,018 \text{ [m}^2\text{]}$$

Површината на напречниот пресек на клипниот лост

$$A_o = d^2 \cdot \bar{u} / 4 = 0,045^2 \cdot 3,14 / 4 = 0,0016 \text{ [m}^2\text{]}$$

Протокот на двоцилиндричната клипна пумпа ќе биде двапати поголема од едноцилиндрична пумпа со двострано дејство, а се пресметува според формулата:

$$Q = 2 \cdot \eta_v \cdot [2(A - A_o/2)] \cdot s \cdot n / 60 =$$

$$= 2 \cdot 0,93 \cdot [2(0,018 - 0,0016/2)] \cdot 0,18 \cdot 80 / 60$$

$$Q = 0,015 \text{ [m}^3\text{/s]} = 15 \text{ [l / s]}$$

Бидејќи со изборната програма се предвидени наставните единици за Триаголници на брзини, Ојлеровата равенка и Влијанието на обликот на работните лопатки врз напорот кај центрифугалните пумпи, нивната интерпретација следува.

ТРИАГОЛНИЦИ НА БРЗИНИ

Во центрифугалните пумпи течноста влегува со брзина v_0 преку централниот канал спрема работното колце и под дејство на центрифугалната сила која се создава при вртење на течноста меѓу лопатките таа се упатува кон периферијата. При движењето на течноста во меѓулопатичните канали се разликува апсолутна и релативна брзина.

Апсолутната брзина претставува геометриски збир од релативната брзина на течноста и кружната брзина на работното колце.

Релативната брзина на течноста претставува брзина во однос на работното колце.

Кружната брзина на течноста u_1 на влезот во работното колце е еднаква со брзината на точките што се распоредени на внатрешниот круг од работното колце, односно:

$$u_1 = D_1 \cdot \bar{u} \cdot n / 60 = \omega \cdot D_1 / 2 \text{ [m/s]}$$

Кружната брзина на течноста на излезот од работното колце изнесува:

$$u_2 = D_2 \cdot \bar{u} \cdot n / 60 = \omega \cdot D_2 / 2 \text{ [m/s]}$$

каде се:

n – број на вртежи на работното колце,

D_1 – влезен дијаметар на работното колце,

D_2 – излезен дијаметар на работното колце,

ω – аглова брзина на вртење на работното колце.

Од шмукачкиот цевковод течноста се доведува во работното колце со *апсолутна брзина* v_0 (сл.87а). При влезот во работното колце течноста го менува правецот на движењето, со апсолутна брзина v_1 . При движењето на течноста по должина на

меѓулопатичниот канал и се зголемува апсолутната брзина до износ v_2 , на излезот од работното колце (сл. 87δ).

Честиците на течноста се движат по должината на лопатката со *релативна брзина* w_1 на влезот и w_2 на излезот од работното колце како тангента на лопатката во соодветната точка. Врската меѓу трите брзини (кружната, апсолутната и релативната) на течноста во одредени пресеци на меѓулопатичниот канал ги претставуваат *триаголниците на брзини* (сл. 87в).

ГЛАВНА РАВЕНКА НА ЦЕНТРИФУГАЛНИТЕ ПУМПИ (Ојлерова равенка)

На патот од влезот до излезот од работното колце кое се врти, на течноста и се зголемува специфичната, кинетичката и потенцијалната енергија за следната вредност:

$$\Delta E = (p_2 - p_1) / \rho + (v_2^2 - v_1^2) / 2$$

При вртење на работното колце на течноста која се движи во него и се предава одредена количина на енергија ΔA . Бернулиевата равенка за движењето на течноста по каналот на работното колце од влезот до излезот ќе изгледа вака:

$$p_1 / \rho + w_1^2 / 2 + \Delta A = p_2 / \rho + w_2^2 / 2$$

При преместување на течноста за растојание $R_2 - R_1$, и ако се земе предвид соодносот $u_1 = \omega \cdot R_1$; $u_2 = \omega \cdot R_2$ се добива:

$$\Delta A = (u_2^2 - u_1^2) / 2$$

Ако таа вредност за ΔA се замени во претходната бернулиева равенка се добива:

$$p_1 / \rho + w_1^2 / 2 + (u_2^2 - u_1^2) / 2 = p_2 / \rho + w_2^2 / 2 \quad \text{или} \\ (p_2 - p_1) / \rho = (w_2^2 - w_1^2) / 2 + (u_2^2 - u_1^2) / 2$$

Со заменување на оваа вредност во равенката за зголемувањето на енергијата на течноста во работното колце се добива:

$$\Delta E = (u_2^2 - u_1^2) / 2 + (v_2^2 - v_1^2) / 2 + (w_2^2 - w_1^2) / 2 \quad [J / kg]$$

Последната равенка претставува вкупно зголемување на специфичната енергија на течноста во работното колце на пумпата. Во таа равенка *првиот член* претставува влијанието на

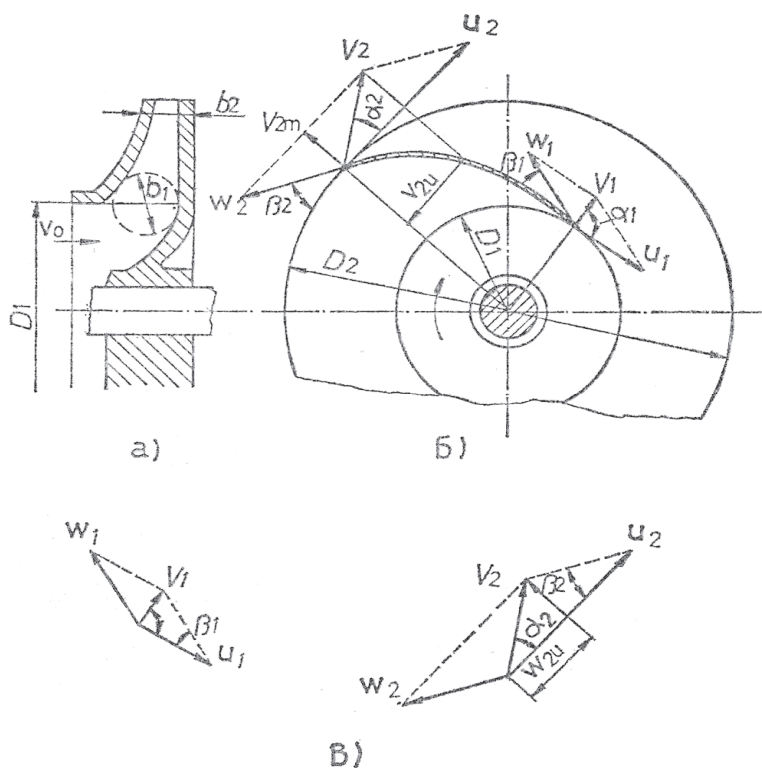
центрифугалната сила, *вториот член* кинетичката енергија и *третиот член* релативната брзина на движењето на течноста низ работното колце.

Теоретската висина на притисокот (напорот) остварена во работното колце на пумпата, се пресметнува според равенката:

$$H_t = (p_2 - p_1) / \rho \cdot g + (v_2^2 - v_1^2) / 2g$$

Ако се замени вредноста за разлика на притисоците се добива:

$$(p_2 - p_1) / \rho \cdot g = (w_1^2 - w_2^2) / 2g + (u_2^2 - u_1^2) / 2g$$



Сл. 87 Влез и излез на течноста во работното колце

Ако се примени косинусната теорема за триаголниците на брзините, за условите на влезот и излезот од работното колце, за релативните брзини се добива:

$$w_1^2 = v_1^2 + u_1^2 - 2v_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1$$

$$w_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2v_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2$$

$$v_{2m} = v_2 \cdot \sin \alpha_2$$

$$v_{2u} = v_2 \cdot \cos \alpha_2 = u_2 - v_{2m} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2$$

каде се: v_{2m} – нормална компонента на апсолутната брзина на течноста на излезот - радијална брзина (сл.86 б)

v_{2u} – тангенцијална компонента на апсолутната брзина на течноста на излезот (сл.86 б)

Со средување на претходните равенки и заменување на вредностите во равенката за теоретската висина на притисокот (напорот) остварен во работното колце се добива :

$$H_t = (u_2 \cdot v_{2u} - u_1 \cdot v_{1u}) / g$$

Оваа равенка претставува основна **главна равенка на центрифугалните лопатични пумпи** со која се определува големината на теоретската вредност на напорот без учество на хидрауличните загуби кои се создаваат во пумпата. Главната равенка е изведена од Л. Ојлер и е наречена Ојлерова равенка.

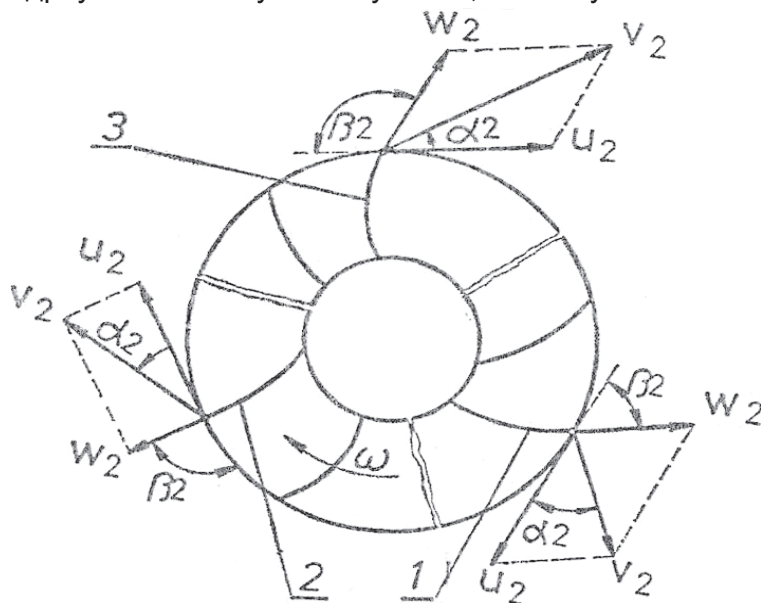
ВЛИЈАНИЕ НА ОБЛИКОТ НА РАБОТНИТЕ ЛОПАТКИ ВРЗ НАПОРОТ НА ЦЕНТРИФУГАЛНИ ПУМПИ

Главната равенка за теоретскиот напор на центрифугални те пумпи најдобро се анализира при различни форми на лопатки на пумпите. Кај центрифугалните пумпи се употребуваат три различни форми на лопатки, како што е претставено шематски на сл. 88.

- лопатки свиткани наназад (1)
- лопатки со радијален завршеток (2)
- лопатки свиткани нанапред (3)

Секоја форма на лопатките има соодветен триаголник на брзини при излезот на течноста. Од сликата се гледа дека при еднаков број на вртежи n и еднакви димензии на колцето, лопатките свиткани наназад (1) на течноста и овозможуваат мали

излезни брзини v_2 , а свитканите нанапред (3) големи излезни брзини v_2 . При големи излезни брзини на течноста се зголемуваат хидрауличните загуби во пумпата, затоа пумпите кои имаат



Сл. 88 Различни форми на лопатки

работни колца со лопатки свиткани нанапред (3) имаат многу низок степен на корисно дејство (η). Пумпите со работни колца кои имаат лопатки свиткани наназад имаат висок степен на корисно дејство.

За лопатки свиткани наназад (1) аголот $\beta_2 < 90^\circ$, со решавање на главната равенка за центрифугални пумпи, теоретската вредност на напорот на пумпата се определува според равенката:

$$H_t < u_2^2 / g$$

За лопатки со радијален завршеток (2) имаат нормален излезен агол $\beta_2 = 90^\circ$ и теоретскиот напор се пресметува според равенката:

$$H_t = u_2^2 / g$$

Лопатките свиткани нанапред (3) имаат излезен агол $\beta_2 > 90^\circ$ и големината на теоретскиот напор се пресметува според равенката:

$$H_t > u_2^2 / g$$

Од претходната анализа може да се заклучи дека лопатките свиткани наназад создаваат најмал напор а излезниот агол кај овие лопатки изнесува $\beta_2 = (14 \text{ до } 60)^\circ$.

Во современите центрифугални пумпи со големина на влезниот агол $\beta_1 = (15 \text{ до } 50)^\circ$ се овозможува безударен влез на течноста врз лопатката.

Теоретскиот напор на центрифугалните пумпи изразен со главната равенка се однесува за идеална течност (без загуби) и тој важи при бесконечен број на лопатки на работното колце. Вистинскиот напор на центрифугалните пумпи е помал од теоретскиот, бидејќи работното колце има конечен број на лопатки. Загубите на напорот за совладување на хидрауличните отпори во телото на пумпата ги опфаќа хидрауличниот степен на корисно дејство (η_h).

$$H = \eta_h \cdot k \cdot H_t = \eta_h \cdot k \cdot (u_2 \cdot v_{2u} - u_1 \cdot v_{1u}) / g$$

каде $k = (0,6 - 0,9)$ – коефициент на поправка

Големината на хидрауличниот степен на корисно дејство зависи од конструкцијата и димензиите на пумпата.

Во центрифугалните пумпи течноста најчесто влегува во внатрешниот круг под прав агол ($\alpha_1 = 90$) бидејќи во тој случај се добива најголемиот напор на центрифугалната пумпа.

Излезниот агол α_2 добива вредност од условот за најпогоден степен на корисно дејство на пумпата и обично има вредност од $(5 - 25)^\circ$.

II. ХИДРОФОРСКИ ПОСТРОЈКИ И ПУМПНИ СТАНИЦИ

ПУМПНИ СТАНИЦИ, ВИДОВИ И ПОДЕЛБА

Пумпните станици за обезбедување доволна количина на вода се делат според повеќе основи и тоа:

1. Според намената пумпните станици се применуваат за:

- Обезбедување на вода за пиење,
- Обезбедување на технолошка вода и
- Постројки за наводнување.

2. Според функцијата во водоснабдувањето пумпните станици се делат на:

- а) Основни пумпни станици,
- б) Станици за препумпување,
- в) Станици за зголемување на притисокот и
- г) Циркулациони пумпни станици

Основните пумпни станици се употребуваат за црпење на водата од бунар, река, езеро... и ја транспортираат до уред за пречистување, резервоар или хидрауличниот систем. Значи нивната задача е да обезбедат доволна количина на вода која може да ја употребува потрошувачот.

Пумпната станица за препумпување има задача да ја преместат водата од пониско на повисоко ниво (висина). Секогаш се употребуваат за префрлање на водата од резервоарот за пречистување во резервоар за употреба или хидраулична та инсталација.

Пумпната станица за зголемување на притисокот имаат задача да го зголемат притисокот на водата во некои делови од мре-

жата каде е потребен поголем работен притисок. Во тие станици водата доаѓа со одреден притисок од претходниот резервоар или хидрауличната мрежа.

Циркулационите пумпни станици се употребуваат во индустриските погони и термоелектраните. Со тие станици се транспортира водата која ја завршила функцијата за ладење во технолошкиот процес, со едни пумпи се упатува во разладните постројки (кули), а со други пумпи разладената вода од кулите се транспортира повторно во технолошкиот процес.

3. Според степенот на сигурност при работењето пумпните станици се делат на:

I класа – пумпни станици кај кои не е дозволено прекинување на работата на агрегатот бидејќи ќе предизвика оштетување на опремата или да го загрози технолошкиот процес. Во тие пумпни станици постојат најмалку два пумпни агрегати и при дефект на едниот автоматски се вклучува резервниот агрегат. Исто така тие пумпни станици се обезбедени со сопствени агрегати за електрична енергија кои се вклучуваат при прекин на редовното снабдување. Со такви агрегати се обезбедени сите стратешки капацитети.

II класа – пумпни станици кај кои се дозволени кратки прекини на работата на пумпните агрегати, додека се вклучат резервните агрегати. Со такви агрегати се обезбедени сите пумпни станици за снабдување со технолошка или вода за пиење.

III класа – пумпни станици во кои е дозволено прекинувањето со работа на пумпните агрегати за време на поправките, но прекилот да не трае повеќе од 24 часа.

Со такви агрегати се обезбедени пумпните станици за наводнување и индустријските пумпни станици за санитарна вода.

4. Според местоположбата пумпните станици се изведуваат :

- над површината на земјата (станцијата и нејзиниот објект се над земја,
- вкопани пумпни станици (пумпната станица под површината а објектот над земја
- подземни пумпни станици (станцијата и целиот објект се под земја)

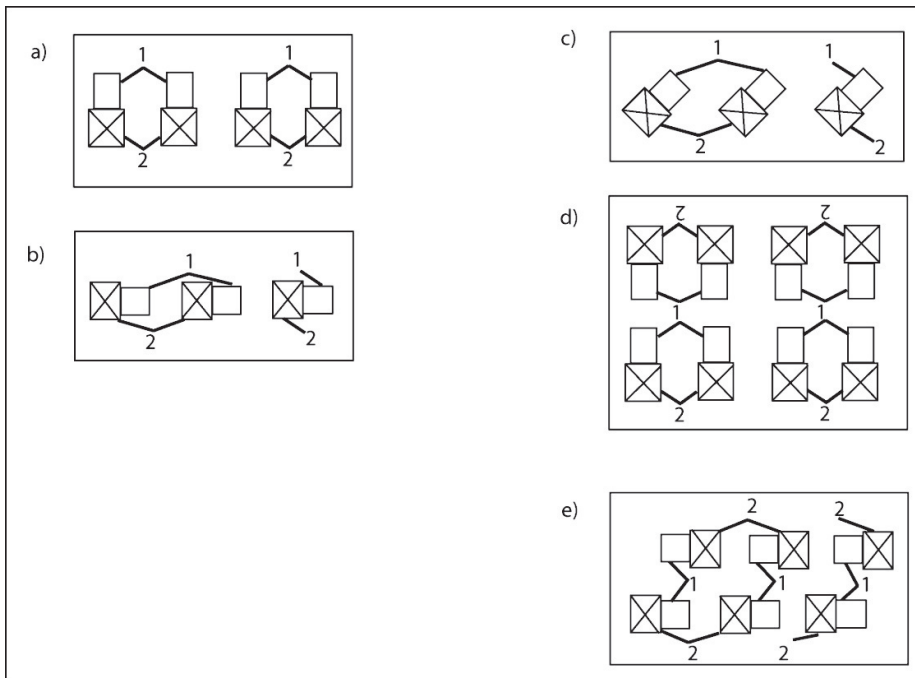
5. Според начинот на управување пумпните станици се делат:

- со рачно управување (вклучување и исклучување на агрегатите е рачно),
- полуавтоматски групни пумпни станици кај кои (вклучување и исклучување) на пумпните агрегати се врши автоматски но налог се дава од управувачко место,
- далечинско управување на пумпните станици кај кои вклучување и исклучување на агрегатите се врши автоматски, а налогот се издава од оддалечено командно место и
- автоматски пумпни станици во кои сите функции за работење на постројките се извршуваат потполно автоматски.

АГРЕГАТИ И АРМАТУРА ВО ПУМПНИТЕ СТАНИЦИ

Распоредот на агрегатите и арматурата во пумпната станица треба да ги задоволува следните основни потреби:

1. Сигурност на објектот,
2. Едноставно опслужување и безбедност при работењето,
3. Минимална должина на цевководот со неопходната арматура и
4. Можност за проширување на пумпната станица.



Сл. 89 Шема за разместување на агрегатите во пумпна станица

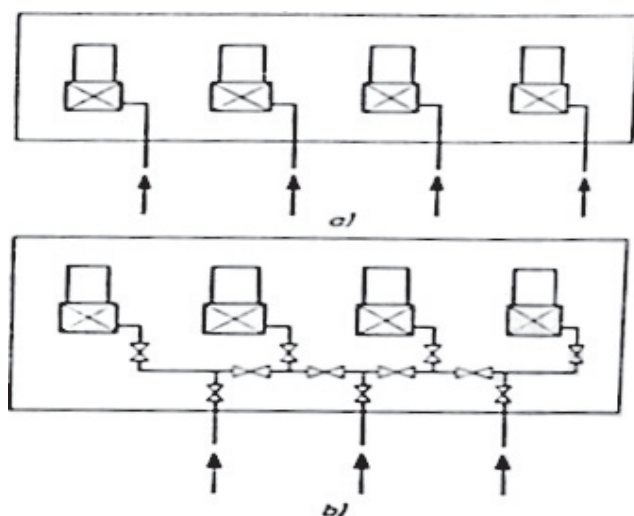
Се практикуваат пет основни шеми за разместување на агрегатите во пумпната станица и тоа:

- а) едноредно паралелно разместување, сл.89а)
- б) едноредно сериско разместување, сл. 89б)
- в) едноредно косо разместување, сл. 89с)
- г) дворедно паралелно разместување, сл. 89д)
- д) дворедно наизменично (цик-цак) разместување, сл. 89е).

Приклучувањето на хидрауличен систем за снабдување на пумпите со вода може да се изведе на два начина, сл. 90:

1. Да се изведува посебна инсталација за секоја пумпа, или
 2. Да се доведе заеднички цевковод за сите пумпи. Најдоброто решение е посебен всисен цевковод за секоја пумпа, како што е прикажано на сл. 90a. Но често се применува и решението за заеднички всисен цевковод за сите пумпи, како на сл. 90b. Кај решението со заеднички шмукачки цевковод треба да се внимава влезот на водата во пумпите да биде без појава на кавитација и оптоварувањето на пумпите во системот да биде еднакво за секоја пумпа. Разместувањето на агрегатите во пумпната станица се врши според одредени стандарди. Распоредот треба да обезбеди удобно и сигурно опслужување на агрегатите, можност за монтажа и демонтажа на поедини делови, мали поправки на лице место и испитување на агрегатот. Затоа распоредот на агрегатите треба да обезбеди слободен пристап од сите страни.

Стандардите предвидуваат едноредно разместување на агрегатите кај мали и средни пумпни станици, а дворедно разместување кај големите пумпни станици, со многу пумпи и големи пумпни агрегати.



Сл. 90 Шмукачки цевковод а) посебно за секоја пумпа,
 б) заеднички цевковод

Арматурата е од голема важност за секој хидрауличен систем бидејќи обезбедува сигурно и безбедно ракување и командување со системот и агрегатите. Најчесто употребувана арматура е: смукачка корпа со вграден неповратен вентил, разни видови на вентили (проточни, неповратни, сигурносни, придушни), разни врсти на разводници и мерни инструменти.

Шмукачката корпа се монтира на почетокот од шмукачкиот цевковод и има задача да спречи навлегување на крупни отпадоци или нечистотии во него. Водата навлегува во корпата од сите страни низ отворите, а за безбедна работа на пумпата, корпата треба да биде секогаш потопена во водата. Пред вклучување на погонскиот мотор кај центрифугалните пумпи е познато дека треба да се наполни шмукачкиот цевковод со вода. За да се задржи водата во цевководот, во шмукачката корпа треба да има вградено неповратен вентил кој овозможува само навлегување на водата од бунарот во шмукачкиот цевковод. Тој вентил се отвора само кога притисокот во шмукачкиот цевковод е помал од хидростатичкиот притисок на водата во резервоарот (бунарот), а тоа е само кога пумпата ќе работи.

Кај големите центрифугални пумпи не се употребува шмукачка корпа бидејќи таа ќе биде гломазна, скапа и ќе зафаќа многу простор во бунарот, а заливањето на тие пумпи се врши со вакуумпумпа или ејектор.

Според начинот на приклучување за цевководот вентилите се делат на: вентили со прирабници, со навој или со заварување. Кај пумпните станици исклучиво се употребуваат вентили со прирабници, заради полесна монтажа и демонтажа. Бидејќи пумпните станици се сложени системи, во нив може да се употребуваат сите видови на вентили (сигурносни, проточни, неповратни) и разводници.

РАКУВАЊЕ СО ПУМПНИ СТАНИЦИ

Пумпните станици се енергетски објекти од посебен интерес и затоа ракувањето со нив е одговорна работа. Организацијата на работење во енергетските објекти се реализира според Правилник за работа што го изготвува стручно тело на владата во секоја држава. Правилникот за работење на енергетските објекти е прилагоден и според меѓународните стандарди за енергетски објекти. Според сложеноста на работните задачи и одговорната работа, ракувањето со пумпните станици се доверува на стручни лица со одредено искуство и положен стручен испит.

Правилникот предвидува две работни места за директни ракувачи, со дефинирано стручно образование и положен стручен испит:

- а) ракувач со пумпи чија моќност е до 184 kW (250 KS) и
- б) машинист за пумпни станици кој може самостално да ракува со пумпни станици и сите видови пумпи.

Ракувачот со пумпи треба да има завршено тригодишно образование од машинска струка (бравар, машинбравар, метало стругар, водоинсталатер или механичар). Освен образованието треба да има практично искуство од година и половина во процес каде се произведуваат или поправаат пумпи, а потоа под стручен надзор за период од шест месеци полага практичен испит за ракување со пумпи.

Машинист за пумпни станици може да биде лице кое има завршено тригодишно образование од машинска струка (бравар, машинбравар, металостругар, водоинсталатер или механичар). Освен образованието треба да има практично искуство од три години во процес каде се произведуваат или поправаат пумпи, а потоа под стручен надзор за период од шест месеци полага практичен испит во пумпна станица со соодветна моќност.

Стручниот испит се полага пред испитна комисија која ја именува стручно тело на владата (Секретаријат за енергетика), а содржи одреден број на испити и тоа:

Ракувачот со пумпи треба да има познавања од следните области:

1. Технички прописи и заштита при работа,
2. Технологија на работење и Физика,
3. Основи на електротехника,
4. Пумпи и пумпни постројки.

Машинист за пумпни станици треба да покаже познавања од следните области:

1. Организација на работење,
2. Технички прописи и заштита при работа,
3. Физика,
4. Основи на електротехника,
5. Технологија на водата
6. Пумпи и пумпни постројки

После положениот стручен испит кандидатот може да биде вработен во пумпна станица на соодветното работно место.

ПУШТАЊЕ ВО ПОГОН И СЛЕДЕЊЕ НА РАБОТАТА НА ПУМПНИ СТАНИЦИ

За нормална експлоатација на пумпните станици се контролираат повеќе параметри (температура, притисок, големина на проток, брзина на струење) и затоа се употребуваат различни инструменти за мерење и следење на работата. Современите услови за работа наложуваат контролата на сите параметри да не се остава само на човечкиот фактор, бидејќи не гарантира голема сигурност, ефикасност и безбедност. Заради поголема безбедност и сигурност при следење на работата на пумпните станици, се практикува широка примена на уреди од телемеханика и регулациона техника во системите за автоматско следење на работата на пумпните станици.

Во пумпните станици може да се автоматизира:

1. поедини постапки (автоматско вклучување на погонскиот мотор на пумпите во зависност од нивото на вода во бунарот – резервоарот). Таа автоматизација се применува кога сите постапки се случуваат во еден погон или фабрички комплекс и автоматизирањето може да се спроведе поединечно или групно – за повеќе постапки.
2. автоматизација на цел погон (постројки за пречистување на водата).

Автоматизацијата на погон по погон (чекор по чекор) се применува кај големи системи за кои целосната автоматизација е гломазен проект, огромна и скапа инвестиција,

3. цел хидрауличен систем (систем за водоводна мрежа на еден град).

Автоматизацијата на водоводна мрежа за едно населено место се покажало како ефикасно решение, заради повеќе фактори:

- зголемување векот на постројките во системот,
- заштеди на одржувањето на системот,
- намалување на дефектите на системот,
- намалување на вработените за одржување на системот,
- намалување на трошоците за одржување и т.н.

4. Регионален систем (системи од мрежи за наводнување на регион), и таа автоматизација се вика централна автоматизација.

Според степенот на автоматизација се практикуваат два облика, и тоа:

а) целосна автоматизација со која човечкиот фактор се ограничува само на одржување на постројките,

б) полуавтоматизација со која одбрани погонски вредности се регулираат рачно во одредени временски интервали, а останатите потребни вредности автоматски се пренесуваат преку елементите за далечинско управување.

Секоја автоматизација бара утврдување на погонската состојба со мерење или сигнализација на постигнатите и однапред зададени гранични вредности. Тие големини делуваат на регулациониот уред, кој автоматски ги мести пропишаните погонски вредности и ги пренесува со уреди за далечинско управување.

Мерните инструменти за следење на граничните вредности имаат едноставна конструкција, и на секоја промена сигурно реагираат со дозволена голема толеранција.

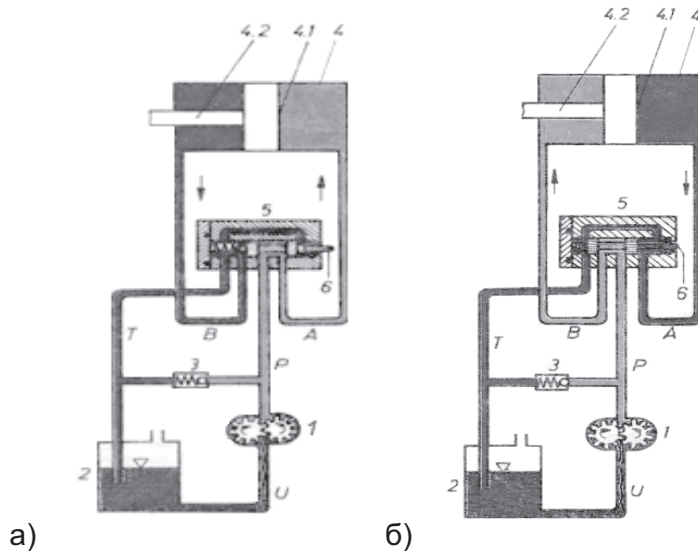
Прашања за утврдување:

1. Како се делат пумпните станици ?
2. Според функцијата какви пумпни станици постојат ?
3. Што треба да обезбедува распоредот на агрегатите во пумпна станица ?
4. Какви познавања треба да има ракувачот во пумпната станица ?
5. Што може да се автоматизира во пумпна станица ?
6. Кои агрегати се употребуваат во пумпни станици?
7. Каква арматура се вградува во агрегатите?
8. Кој може да биде ракувач на пумпна станица?
9. Кои познавања треба да ги има машинистот?
10. Кој го издава Правилникот за работење на пумпни станици?

III. ОСНОВНО ХИДРАУЛИЧНИ КОЛА

1. ХИДРАУЛИЧНИ КОЛА, ПОИМ И ПОДЕЛБА

Хидрауличното коло претставува шема во која со помош на симболите се прикажуваат елементите на хидрауличниот погон и нивните функционални врски во една целина. Симболичното прикажување на елементите се регулира со стандарди (ISO, DIN, GOST, JUS, MKD...) кои обезбедуваат надминување на јазичните бариери за меѓусебно разбирање на луѓето од цел свет. Симболите се составени од кругови, квадрати, правоаголници, линии и стрелки. Секој симбол го прикажува елементот кој го претставува, како и неговата функција. Во шемите хидрауличните кола се прикажуваат во состојба на мирување, а компонентите и уредите во нулта положба или во почетна положба на управување.



Сл. 91 Хидраулично коло за работен цилиндар со двострано дејство

Симболите можат да се прикажуваат во произволен размер. Работата на хидрауличниот систем се состои во тоа да пумпата прима механичка енергија од погонскиот мотор и ја предава на работната течност како хидраулична енергија (енергија на притисок и енергија на движење). Преку цевководот, управувачките и останатите елементи хидрауличната енергија на работната течност се пренесува до извршните елементи (хидромотор или хидраулични цилиндри), каде повторно се претвора во механичка енергија, со која се извршува одредена работа.

Функционалната шема го покажува составот и начинот на функционирање на хидрауличниот систем. Хидрауличните елементи се претставуваат со симболи, кои меѓусебно се поврзуваат со линии кои ги претставуваат цевководите. Шмукачкиот, потисниот, повратниот и преливниот цевковод се прикажуваат со полна линија, а управувачките цевководи со испрекинати линии. На сл. 91а е претставен едноставен хидрауличен систем, а на сл. 91б неговата функционална шема. На шемата се претставени следните делови: 1 - пумпа, 2 - резервоар, 3 - сигурносен вентил, 4 - хидрауличен цилиндар со двострано дејство, 4.1 - клип, 4.2 - клипен лост, 5 - клипен разводник 4/3, 6 - клип на хидрауличниот разводник, U - шмукачки цевковод, P - потисен цевковод, A и B - цевководи од разводникот до работниот цилиндар и T- повратен цевковод. Пумпата 1 шмука работна течност од резервоарот 2 и со помош на потисниот цевковод преку хидрауличниот разводник 5 ја потиснува до работниот цилиндар 4. Сигурносниот вентил 3 го ограничува работниот притисок и го штити хидрауличниот систем од преоптоварување. Кога работниот притисок ја надмине дозволената вредност, се отвора сигурносниот вентил и целата количина на течност што ја испорачува пумпата се враќа во резервоарот преку преливниот цевковод. Смерот на движење на клипот 4.1 и на клипниот лост 4.2 низ работниот цилиндар 4 го одредува клипниот разводник 5 со помош на клипот 6. Ако клипот 6 се помести во разводникот на десно, се поврзува цевководот P со A и работната течност го

полни работниот цилиндар од десна страна (пред челото на клипот 4.1) и клипниот лост излегува од работниот цилиндар. Работната течност која се наоѓа од левата страна на клипот (од страната на клипниот лост) преку цевководот В, разводникот 5 и повратниот цевковод Т се враќа во резервоарот 2. Ако се помести клипот 6 во разводникот 5 на левата страна, тогаш се поврзуваат цевководите Р со В и работната течност од пумпата 1 се наочува од левата страна на работниот цилиндар (од страната на клипниот лост), го турка клипот 4.1 на десно, а клипниот лост се повлекува во работниот цилиндар. Работната течност што се наоѓа пред челото на клипот 4.1 преку цевководот А се враќа во разводникот 5 и повратниот цевковод Т се враќа во резервоарот 2.

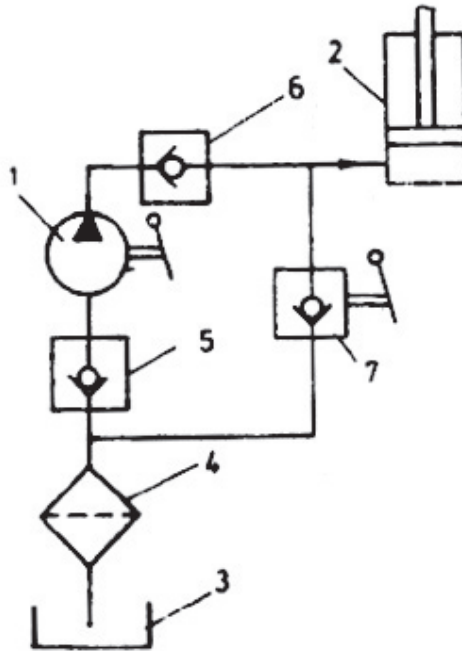
Во практиката најчесто се применуваат:

- хидраулично коло за пренос на моќност,
- хидраулично коло за регулација на брзината и
- хидраулично коло за регулација на притисокот.

Функционирањето на хидрауличните кола најубаво може да се анализира на конкретни примери.

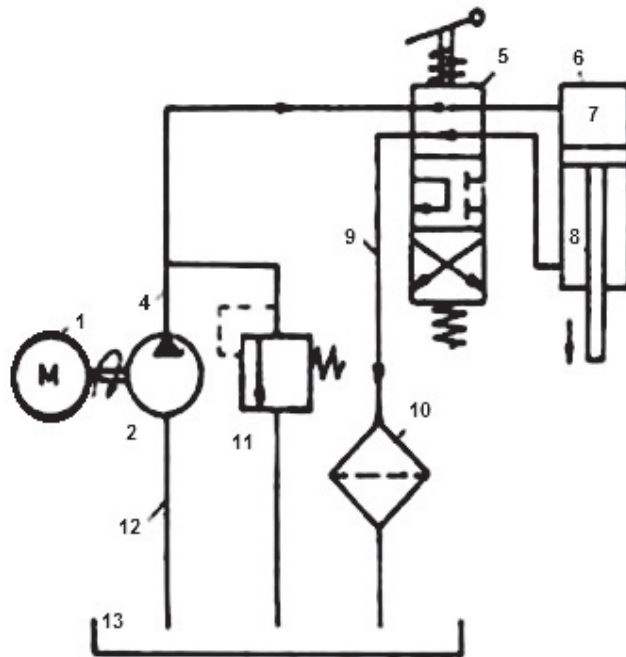
2. ХИДРАУЛИЧНИ КОЛА ЗА ПРЕНОС НА МОЌНОСТ

Цртањето со симболи на хидраулично коло за пренос на моќност има најширока примена во праксата. На сл. 92 е прикажано едноставно хидраулично коло за пренос на моќност од рач на хидраулична пумпа 1 до хидрауличен цилиндар 2 со еднострано дејство. Пумпата 1 црпи работна течност од резервоарот 3 преку филтерот 4 и неповратниот вентил 5, а преку потисниот неповратен вентил 6 ја потиснува течноста во работниот цилиндар 2. Придушниот вентил 7, кој е со рачно управување, служи за растоварување на работниот цилиндар 2. Во моменти на преоптоварување на работниот цилиндар, дел од работната течност, преку придушниот вентил 7 може да се врати во шумкачиот цевковод на пумпата.

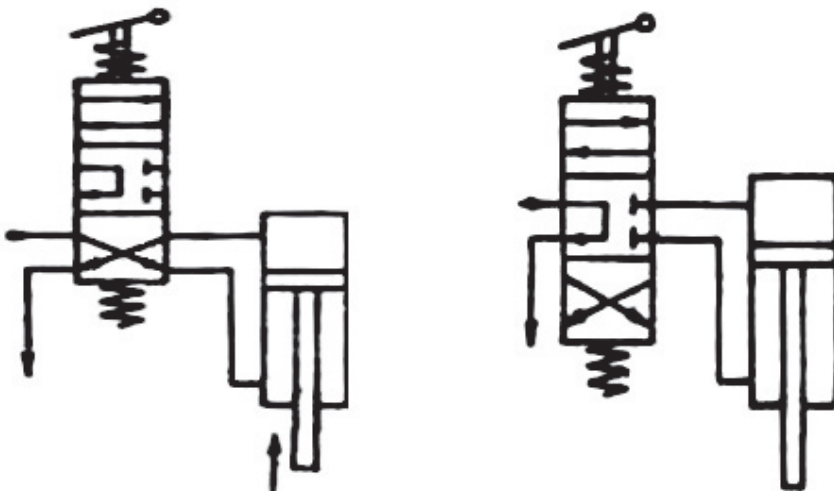


Сл. 92 Хидраулично коло за пренос на моќност со рачна пумпа

На сл.93 е прикажано *хидраулично коло за пренос на моќност*, каде работниот цилиндар со двострано дејство 6 е поврзан со пумпата 2 преку разводникот 5. Пумпата 2 преку вратило добива погон од моторот 1, шмука работна течност преку шмукачкиот вод 12 од резервоарот 13 и ја пренесува во потисниот вод 4 кон работниот цилиндар 6. На сликата е прикажано како работната течност под притисок, преку разводникот 5 (4/3 со рачно управување), навлегува во комората 7 и дејствува на клипот *ломестувајќи го надолу*. При тоа движење клипот ја истиснува течноста од долната комора 8 која преку повратниот канал 9 и филтерот 10 се враќа во резервоарот 13. Кога ќе пристигне клипот во долната гранична положба, За да се оствари движење нагоре, треба да се промени положбата на разводникот, како што е прикажано на сл. 94а.



Сл. 93 Хидраулично коло за пренос на моќност со пумпа со моторен погон и разводник (движење надолу)



а) движење нагоре,

б) фиксирање во една положба

Сл. 94 Хидраулично коло за пренос на моќност

На сл. 94а) е претставено како со мали промени на хидрауличниот систем претставен на (сл. 93), со премостување на разводните канали од хидрауличниот разводник 5 се поврзува комората 8 од работниот цилиндар со потисниот вод 4, а комората 7 со повратниот вод 9, се постигнува *движење нагоре*.

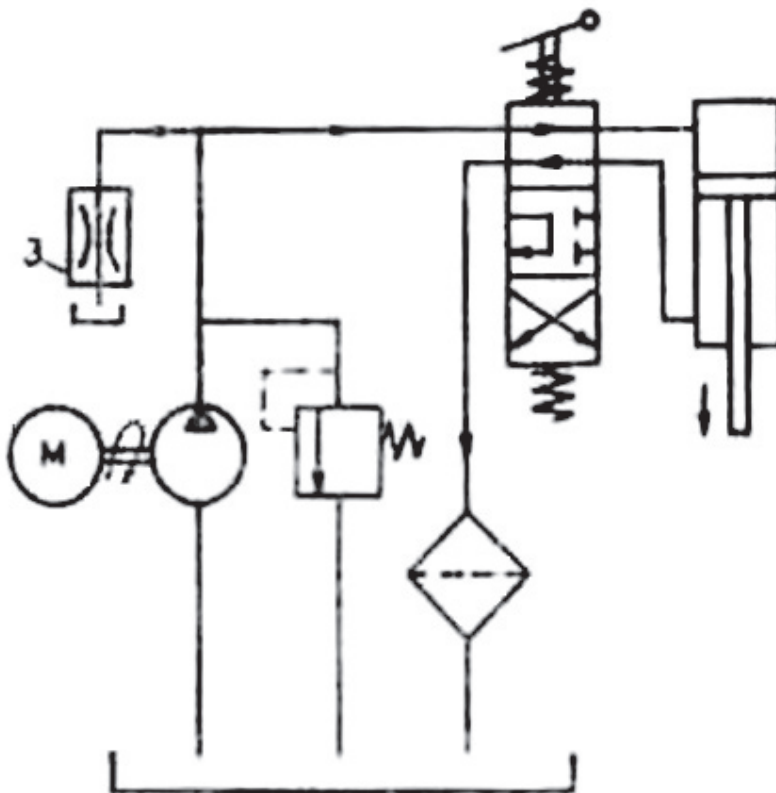
На сл. 94б) е претставено како со истата конструкција на хидрауличното коло за пренос на моќност претставено на сл.93, се постигнува *фиксирање* на клипот во саканата положба. Во таа положба циркулацијата на работната течност во коморите 7 и 8 ќе биде спречена бидејќи разводникот е во затворена положба, а потисниот вод е поврзан со повратниот вод и работната течност се враќа во резервоарот 13. Во таа положба на разводникот, пумпата е растоварена, а клипот во работниот цилиндар мирува. Сигурносниот вентил 11 го заштитува системот од поголем притисок и зголемени оптоварувања.

3. ХИДРАУЛИЧНИ КОЛА ЗА РЕГУЛАЦИЈА НА БРЗИНАТА

Хидраулично коло за регулација на брзината се добива кога на хидраулично коло за пренос на енергија се додава елемент за регулација на протекот. При промена на брзина на струење со регулатор на протекот се јавуваат големи енергетски загуби па затоа овој начин на регулација се применува само кај системи со помали моќности. За системи со поголема моќност се применуваат пумпи со променлив протек.

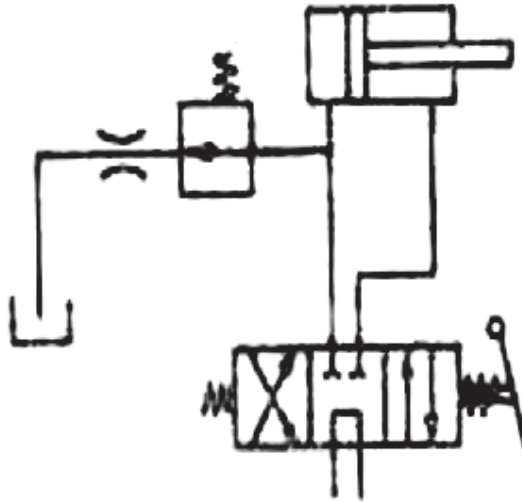
3.1 На сл. 95 е прикажана *регулација на брзината во двете насоки* со помош на придушник за регулација на протекот. Во хидрауличното коло е вграден елемент 3 за придушвање на протекот на течност под притисок во хидрауличниот цилиндар. Придушникот 3 пропушта во хидрауличниот цилиндар само дел од течноста под притисок, а вишокот на течност ја враќа (усмерува) во резервоарот. На тој начин се регулира брзината на движење на клипот во двете насоки (нагоре и надолу). Истиот

ефект ќе се постигнува ако на тоа место во хидрауличниот систем се вгради регулатор на протекот.

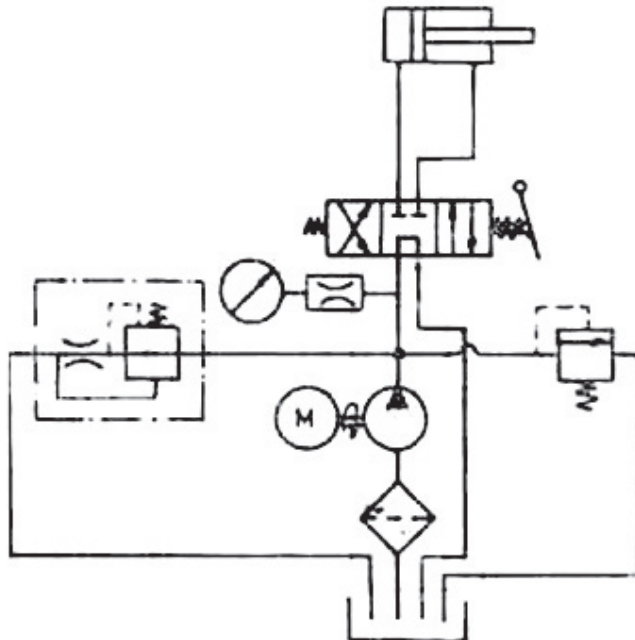


Сл. 95 Хидраулично коло со регулација на брзината во двете насоки

На сл. 96 е претставено хидраулично коло за *регулација на брзината само во една насока* (кога клипот се движи од лево кон десно), со помош на регулатор на протекот 1. За разлика од претходните шеми на хидраулични кола, овде е поставен манометар 2 до придушниот вентил 3, а филтерот 4 се наоѓа на почетокот од шмукачкиот вод на пумпата.



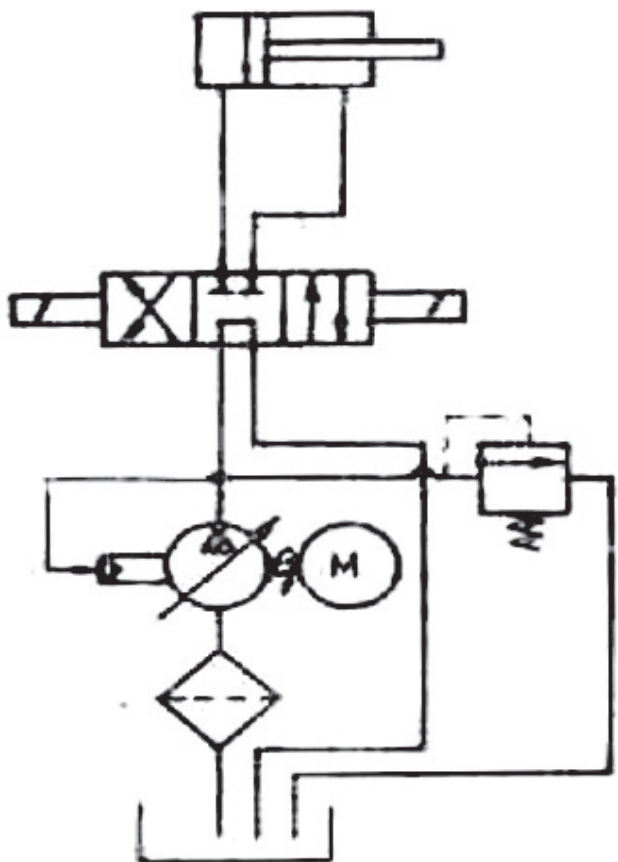
Сл. 97 Регулација на брзината во една насока со поставување на регулатор во „by pass“ вод



Сл. 98 Регулација на брзината во двете насоки со регулатор на протек во „by pass“ водот

3.3 *Регулацијата на брзината во двете насоки* може да се оствари ако регулаторот на протекот се постави пред разводникот во потисниот вод, сл. 98. Со регулирање на протекот во потисниот и повратниот вод, преку разводникот 4/3 со рачно управување, се регулира големината на брзината на движење на клипот во двете насоки.

3.4 На сл. 99 е претставено *хидраулично коло за промена на брзината* на движење со помош на пумпа со променлив протек.

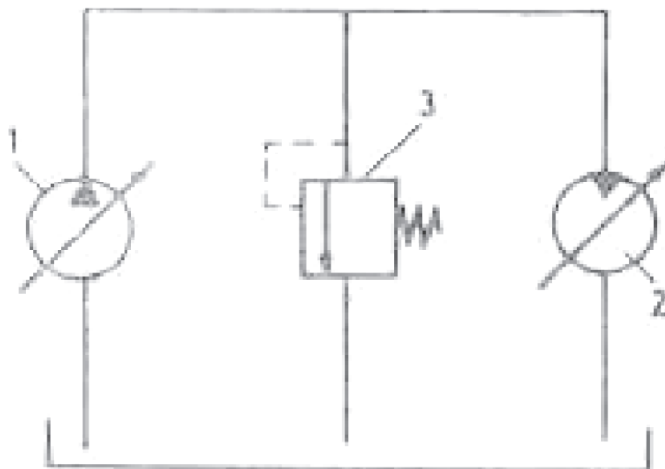


Сл. 99 Хидраулично коло за промена на брзината со помош на пумпа со променлив протек

Во практиката се применуваат посебни системи во кој, покрај промената на моќност, може да се врши и промена на брзината на вртење. Тоа се реализира со помош на поинаку конструиран хидрауличен систем кој е составен од пумпа, мотор, цевки, вентили и останатите елементи поврзани во хидрауличен опструен систем. Во практиката се применуваат два вида на опструен систем, и тоа:

- отворен опструен систем за вртливо движење
- затворен хидрауличен опструен систем

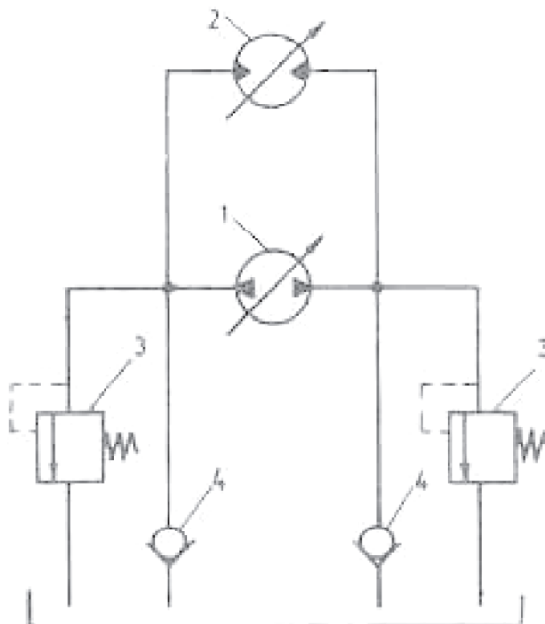
3.5 Отворен хидрауличен опструен систем за вртливо движење, сл. 100 се состои од регулациска пумпа 1, која шмука работна течност од отворениот резервоар и ја испраќа кон хидрауличниот мотор 2. Таа течност го движи хидрауличниот мотор 2, а потоа се враќа во резервоарот, каде се смирува и се лади. Во водот меѓу пумпата 1 и моторот 2 се монтира сигурносен вентил 3, кој се отвора само кога моторот ќе се преоптовари а поради тоа притисокот на работната течност ќе порасне над дозволената граница. Бројот на вртежи на моторот може да се регулира со помош на пумпата 1 која може да ја менува количината на работна течност кон хидрауличниот мотор.



Сл. 100 Отворен опструен регулациски систем

Хидромоторот 2 може да биде и без регулација, ако не е потребно големо подрачје за регулирање на бројот на вртежи.

3.6 Кај *затворениот хидрауличен опструен систем* сл.101 пумпата 1 испраќа работна течност кон хидрауличниот мотор 2, а од него течноста се враќа во шмукачкиот вод на пумпата, така што течноста постојано кружи во затворен круг. Како и кај претходниот систем, хидрауличниот мотор може да биде со и без регулација, во зависност од бројот на вртежи.



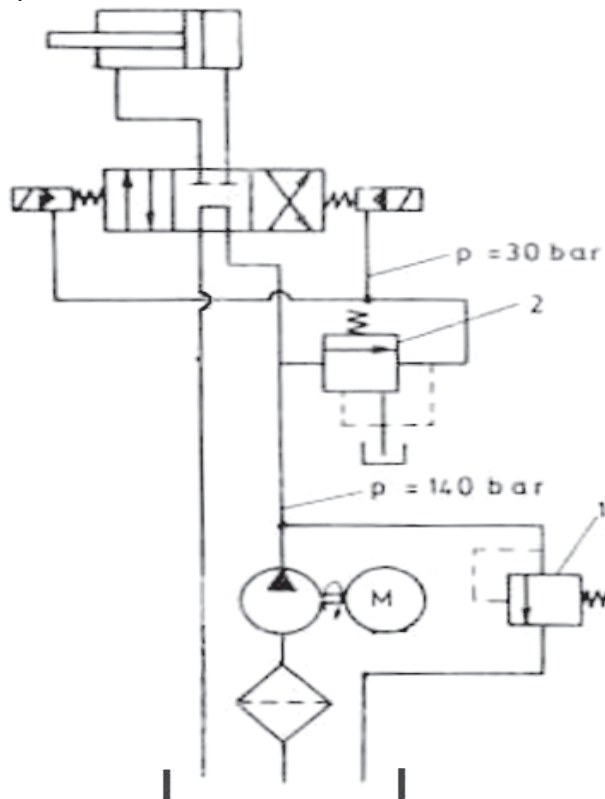
Сл. 101 Затворен опструен регулациски систем

Ако пумпата може да работи во две насоки, тогаш на хидрауличниот мотор освен регулацијата на бројот на вртежи може да му се менува и насоката на вртење. Бидејќи во тој случај цевководите кои ја соединуваат пумпата со моторот наизменично ќе бидат и двата потисни, од обете страни на моторот треба да се вградат сигурносни вентили 3, како што е претставено на сликата. Неповратните вентили 4 служат за надополнување на системот со течност ако во цевките се појави потпритисок пора-

ди разни загуби на течност. Резервоарот директно не учествува во работата на системот туку во него се собира течноста, а по потреба служи и за надополнување на системот.

4. ХИДРАУЛИЧНО КОЛО ЗА РЕГУЛАЦИЈА НА ПРИТИСОКОТ

Регулација на притисокот во хидрауличните кола се применува кога во системот е потребно притисокот на работната течност треба да има минимум две или повеќе одредени вредности. На сл. 102 е пртставено хидраулично коло за регулација на работниот притисок.



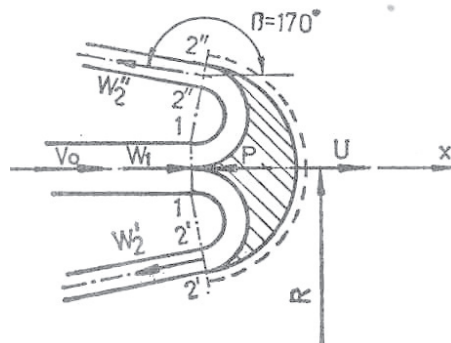
Сл. 102 Хидраулично коло со два различни притисоци (работен и управувачки притисок)

Во претходните хидраулични кола притисокот на работната течност беше со константна вредност и сигурносните вентили го ограничуваа притисокот. Ако во хидрауличното коло е потребен висок работен притисок и понизок притисок за хидраулично управување (како кај разводниците со хидраулично управување), тогаш се поставуваат два ограничувачи на притисокот. Ограничувачот на притисок 1 обезбедува работен притисок во извршниот орган (хидрауличниот цилиндар со двострано дејство), пример $p_1 = 140$ [bar], додека ограничувачот 2 обезбедува помал притисок за управување $p_2 = 30$ [bar].

IV. ХИДРАУЛИЧНИ ТУРБИНИ

Бидејќи во IV глава се обработени турбините, во изборната програма се дадени неколку решени задачи со проблематика од турбини.

Задача 1. Воден млаз (поток) со проток $Q = 200$ [l / s] истекува од млазник со брзина $v_0 = 10$ [m/s] и удира во лопатките на Пелтоновата турбина (сл. 103). Од лопатката млазот излегува под агол $\beta = 170$ степени. Ако се занемарат хидрауличните загуби, потребно е да се определи при која аглова брзина на вртење ω , моќноста на турбината P ќе достигне најголема вредност како и износот на максималната моќност што би ја развило ова колце. Растојанието од оската на вртењето до центарот на притисокот на струјата изнесува $R=250$ [sm].



Сл. 103

Решение:

Брзината на обиколката во центарот на лопатката изнесува:

$$U = R \cdot \omega$$

Релативната брзина на млазот при допирот со лопатката изнесува:

$$w_1 = v_0 - u$$

и се поклопува со правецот на брзините v_0 и u .

- За случај кога триењето се занемарува

$$w_1 = w_2 = w$$

- Моќноста на реакцијата се пресметува според равенката:

бидејќи $P = \rho \cdot Q \cdot w (1 - \cos \beta) = \rho \cdot Q (v_0 - u) \cdot (1 - \cos 170^\circ)$
 следува: $\cos (180 - \alpha) = \cos (180 - 10) = -\cos 10^\circ$

$$P = \rho \cdot Q (v_0 - u) (1 + \cos 10^\circ)$$

- Моќноста на турбината P_t се пресметува според равенката:

$$P_t = P \cdot u = \rho \cdot Q (1 + \cos 10^\circ) (v_0 - u) u.$$

Спрема таблица, максималната моќност се добива при

$$\text{односот } \frac{u}{v_0} = 0,5; \quad \text{односно } u = 0,5 \cdot v_0$$

$$\text{т.е. при } \omega = \frac{u}{R} = \frac{0,5 \cdot v_0}{0,5} = \frac{0,5 \cdot 100}{0,5} = 100 \text{ [s}^{-1}\text{]}.$$

Оптималниот број на вртежи изнесува

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\bar{u}} = \frac{30 \cdot 100}{3,14} = 955,4 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

- Максималната моќност изнесува:

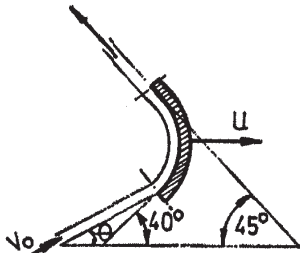
$$P_t = \rho \cdot Q (1 + \cos 10^\circ) (v_0 - 0,5 \cdot v_0) \cdot 0,5 \cdot v_0 = 0,25 \cdot v_0^2 \cdot \rho \cdot Q (1 + \cos 10^\circ) = \\ = 0,25 \cdot 100^2 \cdot 1000 \cdot 0,2 (1 + 0,9848) = 992400 \text{ [w]} = 992,4 \text{ [kW]}.$$

Задача 2. Брзината на обиколката на една глетка лопатка изнесува $u = 6 \text{ [m/s]}$, а апсолутната брзина на водата при влезот $v_0 = 15 \text{ [m/s]}$. Аглите на лопатката на влезот и излезот зададени се на сл. 77 (стр. 146). Потребно е да се определи:

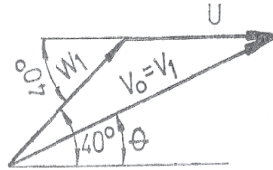
1. Аголот α под кој треба да се насочи водниот млаз за да не дојде до удар на лопатката.
2. Моќноста која што ја предава водата на лопатката, ако протокот изнесува $Q = 10 \text{ [l/s]}$.
3. Степенот на полезно дејство η на лопатичното колце.

Решение:

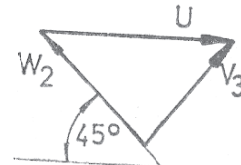
Од триаголниците на влезните и излезните брзини се определува релативната брзина на влезот преку лопатката $w = w_1 = w_2$ (сл.105), и апсолутната брзина на излезот од лопатката v_3 (сл.106).



Сл. 104



Сл. 105



Сл. 106

1. Од Косинусната теорема следува решение за аголот α :

Се добива: $\cos \alpha = 0,9067$, односно $\alpha = 25^\circ$

2. Моќноста што ја предава водата на лопатките изнесува:

$$P = R \cdot u$$

R - сила со која водата удира на лопатките, односно:

$$R = \rho \cdot Q (w_1 \cdot \cos 40 + w_2 \cdot \cos 45)$$

$$P = R \cdot u = 874,68 \text{ [W]}$$

3. Степенот на искористување на лопатичното коло се определува од равенката за моќност, односно:

$$\eta = 2P / \rho \cdot Q \cdot v_0^2 = 0,777$$

Максималната моќност ќе биде за вредноста:

$$P_{\max} = 1/2 \cdot \rho \cdot Q \cdot v_0^2$$

Табела 5.3

Спец. број на вртежи n_{s1} за еден млазник	Моќност на турбината $\eta/\%$			
	100	75	50	25
6	84,5	85,5	85,5	81
10	86,5	87,5	87,5	83
14	87,5	88,5	88,5	84
18	86,5	87,5	87,5	83
22	85	86	86	82
26	83	84	84	80,5
28	81	82,5	83	79,5
32	77,5	79,5	80	77,5

Ориентационите вредности на степенот на корисно дејство η на Пелтоновите турбини во зависност од специфичниот број на вртежи на еден млазник се дадени во табелата 5.3

Задача 3: Потребно е да се избере реактивна (радијално-осна, Францисова) турбина спрема познати единични параметри. Познати се : пресметковната висина (напор) $H_u = 60$ [m], максимален напор $H = 67$ [m], (спрема кои се врши избор на турбината со единични параметри). Моќност на турбината $P_t = 10\ 000$ [kW], а $\eta = 87\%$.

Решение:

$$Q = 19,5[\text{m}^3/\text{s}]$$

односно

$$D_1 = 1,45$$
 [m]. =145[sm]

Се усвојува првиот поголем дијаметар. Ако се усвои првиот помал, т.е 140 [sm] тогаш не би се добила бараната моќност. Од табелата 5.4, според големината на напорот $H = 67$ [m], за PO 75 се добива $n_1=75$ [vrt/min] и за тој единичен број се пресметува висинскиот број $n = 358$ [vrt/min]

Табела 5.4

Показатели	тип на турбина							
	PO 45	PO 75	PO115	PO 170	PO 230	PO 310	PO 400	PO 500
максимален напор — H	45	75	115	170	230	310	400	500
единичен оптимален број на вртежи- n_1	80	70	70	70	65	60	60	58
единичен проток — Q_1	1300	1200	1150	950—650	650—420	420—280	240—200	200—150

Според вистинскиот број на вртежи $n = 358$ [vrt/min], се пресметуваат вредностите:

За вистинскиот проток: $Q = 23,8$ m^3/s .

За вистинската моќност $P = 1220$ kW.

Задача 4. Потребно е да се избере Пелтонова турбина, ако пресметковниот напор изнесува $H = 450$ [m], моќноста $P = 2000$ [kW]

Решение:

1. Се набљудува тип на турбина со еден млазник. Според Т. 5.3 се усвојува вредност $n_s = 18$ [vrt/min] при кои степенот на корисно дејство е многу висок. Во дадениот случај $n_{s1} = n_s$. (Во табела 5.3 се дадени ориентациони вредности на степенот на корисно дејство на Пелтонова турбина во зависност од бројот на млазници).

2. Се определуваат габаритите на турбината од равенката за моќност

$$P_T = 9,81 \cdot Q \cdot H \cdot \eta, \text{ односно големината на протокот}$$

$$Q = P_T / g \cdot H \cdot \eta = 5,25 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

(од таблица се усвојува) за $\eta = 0,875$

- проток за еден млазник: $Q = 5,25 / 4 = 1,31$ [m³/s]

- брзината на млазот пред ударот во работните лопатки се определува според равенката:

$$v_0 = \sqrt{2gH} \text{ односно } v = 91 \text{ [m/s]}$$

- површината на напречниот пресек на струјата изнесува:

$$A = Q / v_0 = 0,0144 \text{ [m}^2\text{]}$$

- дијаметарот $d_s = 0,154$ [m]

- дијаметарот на млазникот изнесува $d = 1,1 \cdot d_s = 0,17$ [m]

- Најпогодната брзина на обиколката на работното колце v_0 , за да се обезбеди најголем степен на корисно дејство, треба да биде нешто помала од половината на v_0 , т.е:

$$n = (0,43 \text{ до } 0,47) \cdot v_0 = 42,3 \text{ [m/s]}$$

- дијаметарот на работното колце ќе биде:

$$D = 60 \cdot n / \bar{\omega} \cdot m = 60 \cdot 42,3 / 3,14 \cdot 452 = 1,788 \text{ [m]}$$

Прашања за утврдување :

1. Што е турбина ?
2. Како се делат хидрауличните турбини ?
3. Која е разликата меѓу активните и реактивните турбини ?
4. Како се делат Пелтоновите турбини според положбата на вратилото ?
5. Кои се главните составни делови на Пелтонова турбина ?
6. Кои карактеристики познаваш на Пелтоновата турбина ?
7. Какви регулатори познаваш ?
8. Како се пресметува степенот на корисно дејство на турбините
9. Кои загуби на моќност познаваш ?
10. Како се пресметува реактивното дејство на млазот ?
11. Во која група спаѓа Франсисовата турбина ?
12. Наведи ги карактеристиките на Пелтонова и Франсисова турбина ?
13. Како и зошто се пресметува специфичен број на вртежи ?
14. Кој е минималниот специфичен број на вртежи ?
15. Каква улога има дифузорот кај турбините ?
16. што е карактеристично за Каплановата турбина ?

Заклучок

Поглавјето за хидраулични турбини не информира за нивната поделба, начинот на функционирање, составните делови и примената. Се запознаваме со карактеристиките на хидрауличните турбини и како се определува специфичен број на турбините, каква е улогата на роторот, дифузорот при трансформација на хидрауличната енергија. Исто така се запознаваме со регулирањето и регулаторите на хидраулични турбини и на крајот како се избира видот на турбина.

ЛИТЕРАТУРА

1. Т. Бундалевски: „Механика на флуидите”, Скопје 1992
2. М. Попов, С. Косовац: „Хидраулика и пневматика”, Белград, 1983
3. П. Јанев “Хидропневматска техника“ , Скопје, 1996
4. М. Мирчевски: „Хидраулика со хидраулични машини 1 и 2 Скопје, 1981
5. С. Пановски: „Хидраулика и хидраулични машини”, Битола, 1988
6. Група автори: „Уљна хидраулика”, Белград, 1988
7. Митровиќ, П. Митов, З. Радојевиќ: „Хидраулика и пневматика”, Белград, 1983
8. П. В. Коваљ: „Хидраулика”, Москва, 1979
9. Ж. Јамброшиќ: „Пумпи и пумпни станици”, Загреб, 1977

С О Д Р Ж И Н А

I. ПУМПИ

ОПШТА ПОДЕЛБА НА ПУМПИТЕ	1
1. Волуменски пумпи	3
1.1 Конструктивна изведба на волуменски пумпи	3
1.2 Клипни пумпи	4
1.2.1 Клипна пумпа со еднострано дејство	7
1.2.2 Клипна пумпа со двострано дејство	9
1.2.3 Диференцијална клипна пумпа	12
1.3 Радијална клипна пумпа	15
1.4 Аксијална клипна пумпа	16
1.5 Мембранска пумпа	18
1.6 Запчеста пумпа	19
1.7 Крилна пумпа	22
1.8 Завојна пумпа	24
1.9 Поврзување и принцип на работа на пумпите	26
2. Турбопумпи	28
2.1 Поделба на турбопумпите	28
2.2 Центрифугални пумпи	29
2.3 Принцип на функционирање на едностепена центрифугална пумпа	30

2.4 Основни параметри на пумпите со лопатки	32
2.5 Моќност и степен на корисно дејство кај пумпи со лопатки	35
2.6 Специфичен број на вртежи	36
2.7 Пресметка на дозволена висина на шмукање	39
2.8 Кавитација	42
2.9 Улогата на спроводното колце	44
2.10 Работни услови на пумпата во цевна мрежа	45
2.11 Избор на пумпа за дадени работни услови	47
2.12 Правилно користење на центрифугални пумпи	48
2.13 Сериско поврзување на центрифугални пумпи	49
2.14 Паралелно поврзување на центрифугални пумпи	51
2.15 Регулација на центрифугални пумпи	53
2.16 Специјални турбопумпи	55
2.17 Мамут пумпа	56
2.18 Ињектор	59
2.19 Хидрофорска постројка	61
2.18 Примена на хидрофорски постројки	63
2.19 Видови пумпи кои се применуваат во хидрофорските постројки	64

II. ДЕЛОВИ НА ХИДРАУЛИЧНИ СКЛОПОВИ	69
1. Затинки и начини на затнување	69
2. Конструкција и намена на хидраулични разводници	72
3. Вентили за притисок	76
4. Струјни вентили	84
5. Електрични прекинувачи-пресостати	89
6. Вентили за насочување-неповратни вентили	91
7. Улогата на хидрауличните мотори и цилиндри	93
7.1 Мотори со кружно движење	93
7.2 Мотори со транслаторно движење	95
8. Филтри	100
9. Хидраулични резервоари	102
10.Хидраулични акумулатори	107
11.Цевководи и приклучни елементи	110
12.Симболи на хидраулични компоненти	114
13.Пумпа со променлив проток поврзана со хидромотор	117
14.Вградување, испитување и одржување на хидраулични системи	119

III. ПРИМЕРИ НА ИЗВЕДЕНИ ХИДРАУЛИЧНИ СИСТЕМИ 126

1. Хидрауличен систем на трактор (булдожер) Т-120S	126
2. Хидрауличен систем за подигање на платформата на ТАМ 4500	128
3. Хидрауличен систем за вртење на куполата на тенк	130
4. Хидрауличен систем на машина за валање на лимови	131
5. Систем за управување (менување) висината на авионот	132

IV. ТУРБИНИ (АКЦИСКИ И РЕАКЦИСКИ) 136

1. Поделба на турбините	136
2. Активно дејство на струјниот поток	137
3. Изведби на Пелтонова турбина	139
4. Составни делови на Пелтонова турбина	140
5. Принцип на работа на Пелтонова турбина	142
6. Карактеристики на Пелтонова турбина	143
7. Регулација на Пелтонова турбина	144
8. Степен на полезно дејство на турбините	146
9. Загуби на моќност кај турбините	147
10. Пресметка на реактивното дејство на срујниот тек	149
11. Конструктивни изведби на Францисова турбина	151
12. Специфичен број на вртежи	153

13. Споредување на карактеристики на Францисова Пелтонова турбина	155
14. Единечни параметри кај турбините	156
15. Регулрање на Францисова турбина	157
16. Принцип на работење на Капланова турбина	159
17. Регулрање на Капланова турбина	161

ИЗБОРНА ПРОГРАМА 164

I. ПУМПИ

Задачи за пресметка на:	164
-------------------------	-----

- Капацитет на клипни пумпи
- Загуби на енергија
- Висини на енергија
- Дозволена висина на шмукање
- Моќност на пумпите
- Степен на корисно дејство
- Избор на пумпа

Триаголници на брзини	170
-----------------------	-----

Главна равенка на центрифугални пумпи	171
---------------------------------------	-----

Влијание на обликот на работните лопатки

врз напорот на центрифугални пумпи	173
------------------------------------	-----

II. ХИДРОФОРСКИ ПОСТРОЈКИ И ПУМПНИ СТАНИЦИ 176

- Хидрофорски постројки се обработени во глава I (редовна програма)

1. Пумпни станици, видови и поделба	176
-------------------------------------	-----

2. Агрегати и арматура во пумпни станици	178
3. Ракување со пумпни станици	182
4. Пуштање во погон и следење на работата во пумпни станици	184
III. ОСНОВНИ ХИДРАУЛИЧНИ КОЛА	187
1. Хидраулични кола, поим и поделба	187
2. Хидраулични кола за пренос на моќност	189
3. Хидраулични кола за регулација на брзина	192
3.1 Регулација на брзина во една или две насока	192
3.2 Регулација на брзина во една насока - со "by pass"	194
3.3 Регулација на брзина во две насоки со регулатор	196
3.4 Регулација на брзина со помош на пумпа со променлив проток	196
3.5 Отворен опструен регулационен систем	197
3.6 Затворен опструен регулационен систем	198
4. Хидраулично коло за регулација на притисок	199
IV. ХИДРАУЛИЧНИ ТУРБИНИ	201
Задачи со проблеми од областа на турбините	
Литература	207

